



**HAL**  
open science

# Stockage de chaleur dans les matériaux à changement de phase

Adèle Soupart Soupart-Caron

► **To cite this version:**

Adèle Soupart Soupart-Caron. Stockage de chaleur dans les matériaux à changement de phase. Génie des procédés. Université Grenoble Alpes, 2015. Français. NNT : 2015GREAI078 . tel-01266813

**HAL Id: tel-01266813**

**<https://theses.hal.science/tel-01266813v1>**

Submitted on 3 Feb 2016

**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.

## THÈSE

Pour obtenir le grade de

## DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ GRENOBLE ALPES

Spécialité : **Mécanique des fluides, énergétique et procédés**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

**Adèle SOUPART-CARON**

Thèse dirigée par **Philippe MARTY** et  
co-encadrée par **Jean-François FOURMIGUÉ**

préparée au sein du **CEA-LITEN, Grenoble**  
dans **l'École Doctorale I-MEP2**

## Stockage de chaleur dans les Matériaux à Changement de Phase

Thèse soutenue publiquement le **11 décembre 2015**,  
devant le jury composé de :

**Mme Elena PALOMO DEL BARRIO**

Professeur (TREFLE, Bordeaux), Présidente du jury

**M. Andre THESS**

Professeur (DLR, Stuttgart), Rapporteur

**M. Jean-Pierre BÉDÉCARRATS**

Professeur, (LATEP, Pau), Rapporteur

**M. Gilbert FUCHS**

Docteur, (ARKEMA, Pierre-Bénite), Invité

**M. Philippe MARTY**

Professeur (LEGI, Grenoble), Directeur de thèse

**M. Jean-François FOURMIGUÉ**

Ingénieur-chercheur (CEA, Grenoble), Encadrant

**M. Raphaël COUTURIER**

Docteur, (CEA, Grenoble), Co-encadrant





---

# Remerciements

Trois belles années de thèse s'achèvent. Trois années et demie qui m'auront apporté bien plus qu'un épanouissement professionnel et la concrétisation d'un beau projet autour du stockage de chaleur dans les Matériaux à Changement de Phase. Elles auront été pour moi l'occasion de réaliser que le monde de la R&D me porte vers des domaines passionnants qui assouvissent ma curiosité technique et scientifique, mais également l'occasion de rencontrer et travailler avec des personnes hautement qualifiées qui ont su m'aider et m'aiguiller tant sur le plan technique et scientifique que sur le plan administratif et humain.

Je ne saurais que trop peu remercier mes trois encadrants qui m'ont accompagnée, soutenue et même parfois supportée tout au long de ce travail.

En premier lieu, merci à Philippe Marty d'avoir été un directeur de thèse à la hauteur scientifiquement et surtout présent (tout le monde n'a pas cette chance). J'espère te recroiser pour des projets communs autour de la thermique, qui sait ?

Un grand merci aussi à Jean-François Fourmigué, mon encadrant CEA. Vraiment, je crois que j'ai eu de la chance de faire partie des thésards que tu as encadrés, ta vision scientifique et tes conseils en simulation et autres choix expérimentaux m'ont permis de ne pas perdre le fil et de mener à bien ce travail jusqu'au bout.

Et enfin, « last but not least », merci à Raphaël Couturier, co-encadrant CEA, de m'avoir prodigué durant ces trois ans et demi au D4 des conseils sur l'ingénierie, la gestion de projet, la bibliographie et j'en passe (tant ils sont nombreux) et surtout merci de m'avoir épaulée dans les moments les plus difficiles où le moral était au plus bas.

Je souhaite également remercier les membres de mon jury de soutenance pour avoir tenu ce rôle et d'avoir apporté le sens critique nécessaire au jugement de ce travail et surtout pour avoir eu le courage de lire les quelques 270 pages de mon manuscrit ! Merci donc à Elena Palomo Del Barrio, de m'avoir fait l'honneur d'être la présidente du jury, à André Thess et Jean-Pierre Bédécarrats, mes deux rapporteurs, d'avoir analysé en détail mon travail et d'en avoir rapporté les qualités et les défauts. Merci aussi à Gilbert Fuchs, invité du jury et ingénieur chez Arkema qui m'a grandement apporté sur les aspects matériaux et chimie des MCP.

Merci également à Olivier Lemaire et Patrice Tochon pour m'avoir accueillie dans leur service et département respectif et avoir mis à ma disposition tous les moyens nécessaires à la réalisation de ce travail expérimental et numérique.

Bien sûr, ce travail ne serait pas abouti sans l'aide précieuse des techniciens. Merci donc à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la construction et l'opération de mes « deux sleep » ! ☺ Tout d'abord, évidemment, Grégory, merci d'avoir été un super technicien, un super formateur et plus tard un super ami ! Quelle belle rencontre, vraiment ! Merci aussi à Amélie pour toute ton aide sur la boucle Sleep 2 et les caractérisations hyper rapides (...) sur le C80. Merci de ta patience et de tes conseils précieux. Merci aussi à Bastien, Olivier, Gilles, Franck, Jérôme, Laurine, Tommy et... j'en oublie certainement !

Tout cela n'aurait pas été possible sans un environnement scientifique stimulant ! Ainsi, je souhaite remercier tous les permanents du LST et plus largement du D4. Merci donc à Monique pour tous les aspects administratifs, Nadia pour l'opportunité que tu m'as donnée de réaliser des cours à l'UJF et Zoé et Sylvie pour vos petits papotages en salle café ou ailleurs. Merci aussi à Pierre G., d'avoir été un voisin de bureau patient (je parle surtout de mes petites vocalises du soir... !) Jérôme et Renaud pour les conseils en simulation, Arnaud pour les

blagues sur le Nord et pour l'expérimental, Fabrice pour l'aide précieuse sur le projet Valenthin, Frédéric, Pierre C., Stéphane, Sébastien F., Sébastien V., Nicolas, Franck, Alain, Anton, Benjamin et bien sûr Philippe (après trois années, tes traits d'esprit sont toujours aussi fins !).

N'oublions pas non plus ceux qui ne sont que de passage mais sans qui la vie au labo ne serait pas la même.

Je pense en premier évidemment à mon plus fidèle collègue, Matthieu. Tu auras été d'un excellent soutien scientifique, technique, numérique, expérimental (câblage et remplissages sur sleep 2), psychologique (c'est bon bon ?! bon bon !) et humoristique (parce que tu riais à toutes mes blagues ou presque...).

Et puis Martin, sans qui mon travail expérimental n'aurait pas été si facile et sans qui mon stage et mon début de thèse n'auraient pas été si drôles, merci pour ta bonne humeur permanente.

Viennent ensuite évidemment tous les thésards avec qui j'ai partagé mes doutes, mes colères, mes joies, ma folie, mes soirées, mes repas, enfin presque tout. Merci tout particulièrement à Rémi d'avoir été un fidèle confident, un très bon formateur sur Fluent, et de m'avoir remonté le moral quand ça n'allait pas. Merci à Davy d'avoir chanté avec moi les soirs d'été et d'avoir été un chouette compagnon de troisième année de thèse. Merci également à Marion d'avoir été une très bonne collègue de bureau, parce que ça manque de filles au D4. Merci à tous les autres aussi, ceux qui sont partis ou encore là: Charles-Victor, Pierre, Odin, Arnaud, Thibaut, Cristina, Anthony, Julien.

Et puis merci à tous ceux qui ne sont pas ou n'étaient pas thésards (si vous saviez ce que vous ratez ! ☺) mais qui font ou ont fait en sorte que ce bâtiment n'est pas le même que les autres du CEA (c'est parce que c'est le plus moche en fait !): Benjamin, Andrea, Aude-Claire, Clément (ah que tes gâteaux me manquent !!), François, Fabrice, Sophie, Damien, Léo, Arthur, Arnaud et j'en passe !

Enfin, je remercie tous mes amis d'avoir été présents dans les moments importants pour me soutenir moralement et me faire oublier le difficile marathon que représente une thèse. Merci aussi à ma famille proche d'avoir été à mes côtés par le cœur et la pensée et de m'avoir aidée à surmonter cette belle épreuve de la vie. Et un grand merci à celui qui est devenu mon mari au cours de ces trois années, qui est mon confident et mon meilleur psychologue, je sais que ça n'était pas facile tous les jours et je te suis infiniment reconnaissante pour ta patience et ton soutien.

# Table des matières

<b>REMERCIEMENTS.....</b>	<b>III</b>
<b>TABLE DES MATIERES .....</b>	<b>V</b>
<b>NOMENCLATURE .....</b>	<b>IX</b>
<b>CHAPITRE I: INTRODUCTION ET CONTEXTE DE L'ETUDE .....</b>	<b>1</b>
1. CONSOMMATION DE CHALEUR DANS LES INDUSTRIES .....	1
2. LA CHALEUR FATALE : GISEMENTS ET NIVEAUX DE TEMPERATURE .....	2
3. SCENARIOS POUR LA VALORISATION DES RTI ET DEFINITION DU PROJET VALENTIN.....	3
4. PLAN DE LA THESE .....	6
<b>CHAPITRE II: ETAT DE L'ART .....</b>	<b>9</b>
1. STOCKAGE THERMIQUE .....	9
1.1. <i>Stockage sensible</i> .....	9
1.2. <i>Stockage latent</i> .....	10
1.3. <i>Stockage thermochimique</i> .....	11
1.4. <i>Comparaison des systèmes de stockage</i> .....	12
1.5. <i>Cas d'étude de systèmes de stockage latent pour la valorisation des RTI</i> .....	15
2. LES MATERIAUX A CHANGEMENT DE PHASE .....	18
2.1. <i>Critère de sélection d'un bon MCP</i> .....	18
2.2. <i>Types de MCP</i> .....	20
2.3. <i>Comparaison des MCP</i> .....	25
3. PROBLEMATIQUE DE LA THESE .....	27
4. AMELIORATION DU TRANSFERT THERMIQUE DANS LES MCP .....	29
4.1. <i>Actions sur le matériau à changement de phase</i> .....	29
4.2. <i>Echangeur actif</i> .....	37
4.3. <i>Augmentation de la surface d'échange</i> .....	44
5. SYNTHESE DE L'ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE ET STRATEGIE ADOPTEE .....	71
<b>CHAPITRE III : ETUDE PHENOMENOLOGIQUE DES TRANSFERTS THERMIQUES DANS DIFFERENTS ECHANGEURS.....</b>	<b>73</b>
1. OBJECTIFS .....	73
2. PRESENTATION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL A BASSE TEMPERATURE .....	73
2.1. <i>Description détaillée de l'installation expérimentale</i> .....	73
2.2. <i>Description des sections d'essais</i> .....	76
2.3. <i>Choix du MCP</i> .....	80
3. CAMPAGNE D'ESSAIS.....	85
3.1. <i>Protocole expérimental</i> .....	85
3.2. <i>Température d'injection</i> .....	85
3.3. <i>Variation du sens de l'injection et de l'orientation</i> .....	85
3.4. <i>Caractéristiques thermo-hydrauliques</i> .....	86
3.5. <i>Comparaison des conditions d'essais</i> .....	87
4. RESULTATS EXPERIMENTAUX.....	89
4.1. <i>Comparaison des charges</i> .....	89
4.2. <i>Comparaison des décharges</i> .....	110
5. SYNTHESE DU CHAPITRE.....	128

<b>CHAPITRE IV : MODELISATION DU CHANGEMENT DE PHASE SOLIDE - LIQUIDE</b>	<b>131</b>
1. OBJECTIFS	131
2. ETAT DE L'ART SUR LA MODELISATION DU CHANGEMENT DE PHASE SOLIDE-LIQUIDE	131
2.1. <i>Problème simple du changement de phase</i>	131
2.2. <i>Récapitulatif des modèles existants dans la littérature</i>	137
3. MODELISATION DU CHANGEMENT DE PHASE SOLIDE-LIQUIDE	139
3.1. <i>Présentation du modèle</i>	139
3.2. <i>Géométrie</i>	140
3.3. <i>Maillage</i>	142
3.4. <i>Propriétés thermo-physiques des matériaux</i>	143
3.5. <i>Conditions aux limites</i>	146
4. INFLUENCE DES PERTES	149
4.1. <i>Charge par le haut</i>	149
4.2. <i>Décharge par le bas</i>	155
5. IMPORTANCE DE LA CONVECTION NATURELLE	159
5.1. <i>Charge par le haut</i>	159
5.2. <i>Décharge par le bas</i>	167
6. MODELE DE DIMENSIONNEMENT	174
6.1. <i>Réduction du domaine d'étude</i>	174
6.2. <i>Modèle purement conductif</i>	175
7. SYNTHESE DU CHAPITRE	177
<b>CHAPITRE V: METHODE DE COMPARAISON DES PERFORMANCES DES SYSTEMES DE STOCKAGE LATENT</b>	<b>179</b>
1. OBJECTIFS	179
2. ETAT DE L'ART SUR LES METHODES DE COMPARAISON EXISTANTES	179
2.1. <i>Méthode numérique de Guelpa et al. [122]</i>	179
2.2. <i>Méthode expérimentale de N.H.S. Tay [113]</i>	181
2.3. <i>Méthode numérique de N.H.S. Tay et al. [100]</i>	182
3. STRATEGIE ADOPTEE	183
3.1. <i>Analyse des performances à partir de modèles CFD</i>	183
3.2. <i>Analyse des performances à partir du fluide caloporteur</i>	183
3.3. <i>Variation des conditions limites</i>	184
3.4. <i>Variation des paramètres géométriques de l'échangeur</i>	185
3.5. <i>Conclusion</i>	185
4. NOUVELLE METHODE DE COMPARAISON DES PERFORMANCES	186
4.1. <i>Maillage expérimental</i>	186
4.2. <i>Energie stockée ou restituée par le système</i>	188
4.3. <i>Détermination des températures initiale et finale</i>	189
4.4. <i>Temps caractéristique</i>	189
4.5. <i>Adimensionnement</i>	189
5. VALIDATION DE LA METHODE EXPERIMENTALE PROPOSEE	191
5.1. <i>Validation sur le design à ailettes longitudinales</i>	191
5.2. <i>Validation sur le design à ailettes circulaires</i>	193
6. APPLICATION DE LA METHODE EXPERIMENTALE	195
6.1. <i>Rappel des grandeurs caractéristiques de chaque design</i>	195
6.2. <i>Comparaison des designs de stockage</i>	195
6.3. <i>Autres critères de comparaison</i>	201
6.4. <i>Section d'essais avec ailettes en aluminium</i>	202
7. SYNTHESE DU CHAPITRE	205

---

<b>CHAPITRE VI : STOCKAGE LATENT DES REJETS THERMIQUES INDUSTRIELS ENTRE 100 ET 200 °C .....</b>	<b>207</b>
1. OBJECTIFS .....	207
2. MCP ENVISAGES POUR L'APPLICATION .....	207
2.1. <i>Présentation des MCP</i> .....	207
2.2. <i>Enthalpie et température de changement d'état</i> .....	210
2.3. <i>Comparaison des MCP</i> .....	215
3. PRESENTATION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL .....	216
3.1. <i>Objectifs</i> .....	216
3.2. <i>Description détaillée de l'installation</i> .....	216
3.3. <i>La section d'essais</i> .....	218
3.4. <i>Instrumentation</i> .....	219
3.5. <i>Remplissage</i> .....	220
4. RESULTATS .....	222
4.1. <i>Protocole expérimental</i> .....	222
4.2. <i>Charges</i> .....	223
4.3. <i>Décharges</i> .....	227
4.4. <i>Caractérisation après cyclage sur l'installation</i> .....	234
4.5. <i>Densité énergétique et temps caractéristique adimensionnel</i> .....	236
5. SYNTHÈSE DU CHAPITRE.....	237
<b>CHAPITRE VII: CONCLUSION ET PERSPECTIVES.....</b>	<b>239</b>
1. CONCLUSION .....	239
2. PERSPECTIVES .....	242
<b>REFERENCES .....</b>	<b>245</b>
<b>ANNEXES.....</b>	<b>253</b>
<b>LISTE DES FIGURES ET TABLEAUX.....</b>	<b>271</b>



# Nomenclature

## Alphabet latin

$c$	Constante	-
$c_p$	Chaleur spécifique	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
$D$	Diamètre	m
$D$	Diffusivité thermique	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
$D_h$	Diamètre hydraulique	m
$e$	Epaisseur	m
$E$	Energie	J
$Ex$	Exergie	J
$f$	Fraction liquide	-
$h$	Enthalpie spécifique	$\text{J.kg}^{-1}$
$H$	Hauteur	m
$L$	Longueur	m
$m$	Masse	kg
$\dot{m}$	Débit massique	$\text{kg.s}^{-1}$
$M$	Constante de Mushy	-
$N_S$	Nombre de génération d'entropie	-
$P$	Puissance	W
$Pas$	Pas entre deux ailettes	m
$R_{th}$	Résistance thermique globale de transfert	$\text{m}^2.\text{K.W}^{-1}$
$S$	Terme source	-
$S_{ech}$	Surface d'échange	$\text{m}^2$
$S_p$	Génération d'entropie globale	$\text{W.K}^{-1}$
$t$	Temps	s
$T$	Température	$^{\circ}\text{C}$ ou K
$v$	Vitesse	$\text{m.s}^{-1}$
$V$	Volume	$\text{m}^3$
$x$	Cordonnée cartésienne, abscisse	m
$y$	Cordonnée cartésienne, ordonnée	m
$z$	Cordonnée cartésienne, position axiale	m

**Alphabet grec**

$\alpha$	Coefficient d'échange convectif	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
$\beta$	Coefficient de dilatabilité thermique	$\text{K}^{-1}$
$\Delta$	Variation	-
$\varepsilon$	Efficacité	-
$\lambda$	Conductivité thermique	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
$\mu$	Viscosité dynamique	$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$
$\rho$	Masse volumique	$\text{kg.m}^{-3}$
$\tau_{90}$	Temps caractéristique	s
$\tau_{90}^*$	Temps caractéristique adimensionnel	-

**Nombres adimensionnels**

$Nu$	Nombre adimensionnel de Nusselt	-
$Pr$	Nombre adimensionnel de Prandtl	-
$Re$	Nombre adimensionnel de Reynolds	-
$Ste$	Nombre adimensionnel de Stefan	-

**Indices et exposants**

0	Etat de référence
ailettes	Relatif aux ailettes
amb	Ambiante
amont	En amont de la section d'essais
aval	En aval de la section d'essais
cal	Calandre
chaud	Relatif à la zone chaude
cond	Conduction
conv	Convection
eau	Relatif à l'eau
exp	Expérimental
ext	Extérieur
final	Etat final
froid	Relatif à la zone froide
fusion	Relatif à la fusion
i	Relatif à la maille i
initial	Etat initial
injection	Injection de fluide caloporteur

int	Intérieur
L	Liquide
latent	Relatif à la chaleur latente
liquidus	Fin de la solidification
max	Maximum
MCP	Relatif au Matériau à Changement de Phase
métal	Relatif aux parties métalliques
min	Minimum
num	Relatif au calcul numérique
offset	Fin de changement d'état
onset	Début de changement d'état
opt	Optimal
S	Solide
sensible	Relatif à la chaleur sensible
solidification	Relatif à la solidification
solidus	Début de la fusion
sortie	Sortie du fluide caloporteur
système	Relatif au système de stockage
tube	Relatif au tube



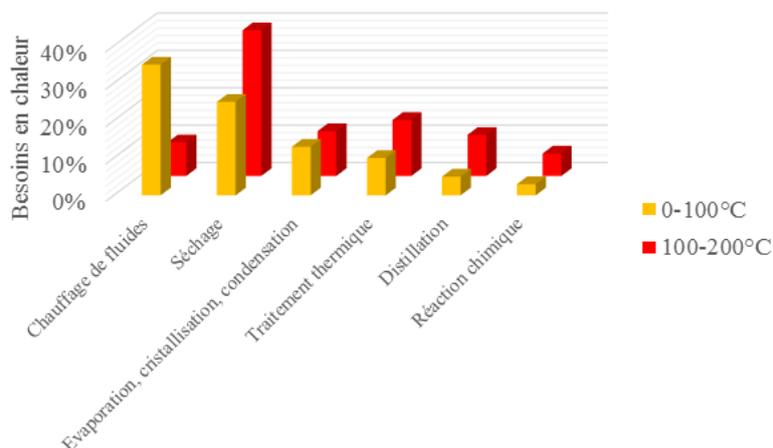
# Chapitre I : Introduction et contexte de l'étude

Plus que les autres années, 2015 est l'année de la chaleur fatale ! Non pas, car la vague de chaleur qui a touché la France cet été fût fatale, mais plutôt car depuis le 1<sup>er</sup> janvier 2015 s'applique le décret n° 2014-1363 du 14 novembre 2014 de l'article R. 512-8 du code de l'environnement. Ce décret impose ainsi aux nouvelles Installations Classées de Protection de l'Environnement (ICPE) de plus de 20 MW (hors producteur d'électricité) de faire une analyse coûts-avantages pour la valorisation de leur chaleur fatale. L'analyse doit permettre de décider si les rejets thermiques peuvent être valorisés sur un réseau de chaleur ou de froid et de détailler la solution technique à mettre en œuvre pour valoriser cette chaleur. Si au terme de l'analyse, les bénéfices sont supérieurs aux coûts, la solution proposée est déployée.

*Mais quel est le réel potentiel de valorisation de chaleur fatale dans les industries en France?*

## 1. Consommation de chaleur dans les industries

L'industrie représente 21 % de la consommation d'énergie finale en France, soit 377 TWh sur un total de 1792 TWh en 2012. C'est le troisième secteur le plus énergivore après le résidentiel et le transport. L'industrie consomme 315 TWh de combustible, dont 271 TWh servent à produire de la chaleur. Près de 70 % de la chaleur utilisée par l'industrie alimente des fours et des séchoirs [1] Ce sont ainsi les procédés de séchage, évaporation, distillation ou encore de traitement thermique les plus consommateurs de chaleur, comme présenté sur la Figure I-1.



**Figure I-1 : Distribution des besoins en chaleur entre 0 et 100 °C et entre 100 et 200 °C dans l'industrie [2]**

L'industrie française est très dépendante de la consommation de combustible. Seuls 30% de la consommation énergétique dans les industries se fait sous forme d'électricité, dont 18 % pour produire de l'énergie thermique, pour alimenter les fours à résistance et à arc essentiellement. Mais si l'industrie consomme énormément d'énergie thermique, elle en rejette aussi beaucoup. A cause des faibles rendements (50-60% hors électricité) de la majeure partie des procédés thermiques, une grande partie de cette chaleur n'est pas transformée en énergie utile et ressort sous forme de chaleur fatale. Pour un four par exemple, la chaleur utile ne

représente que 20 à 40 % de l'énergie primaire, ce qui correspond à un potentiel de valorisation de 60 à 80 % [1].

## 2. La chaleur fatale : gisements et niveaux de température

Les activités industrielles rejettent de la chaleur qu'on appelle « chaleur fatale » car elle est « fatalement » perdue par le procédé. Elle est aussi appelée chaleur de récupération. Cette chaleur se présente sous forme de Rejets Thermiques Industriels (RTI) qui sont en fait des effluents plus ou moins chauds en sortie des procédés. Ces RTI peuvent être, par exemple, des fumées de fours dans les industries sidérurgique et verrière, des buées de séchage dans l'industrie papetière ou encore des liquides de refroidissement dans l'industrie chimique. Si les rejets à haute température ( $T > 300-400\text{ °C}$ ) sont souvent l'objet de récupération, via des échangeurs et des circuits de préchauffage, les rejets à basse température, inutilisables au moment de leur production sont simplement jetés.

Ces RTI appelés communément Rejets Basse Température (RBT) existent sous forme liquide, gazeuse ou diffuse comme présenté sur la Figure I-2. Les rejets sous forme liquide sont la plupart du temps expulsés dans les eaux usées ou dans le milieu naturel, avec passage préalable ou non dans une tour aéro-réfrigérante pour les refroidir. Ceux sous forme d'effluents gazeux sont rejetés dans l'atmosphère, après une éventuelle filtration s'ils sont chargés en poussières. Les rejets diffus correspondent aux pertes par défaut d'isolation des canalisations, au refroidissement naturel des produits ou encore aux pertes par rayonnement. Les effluents liquides et gazeux sont les plus faciles à récupérer alors que les effluents diffus sont plus difficilement récupérables.

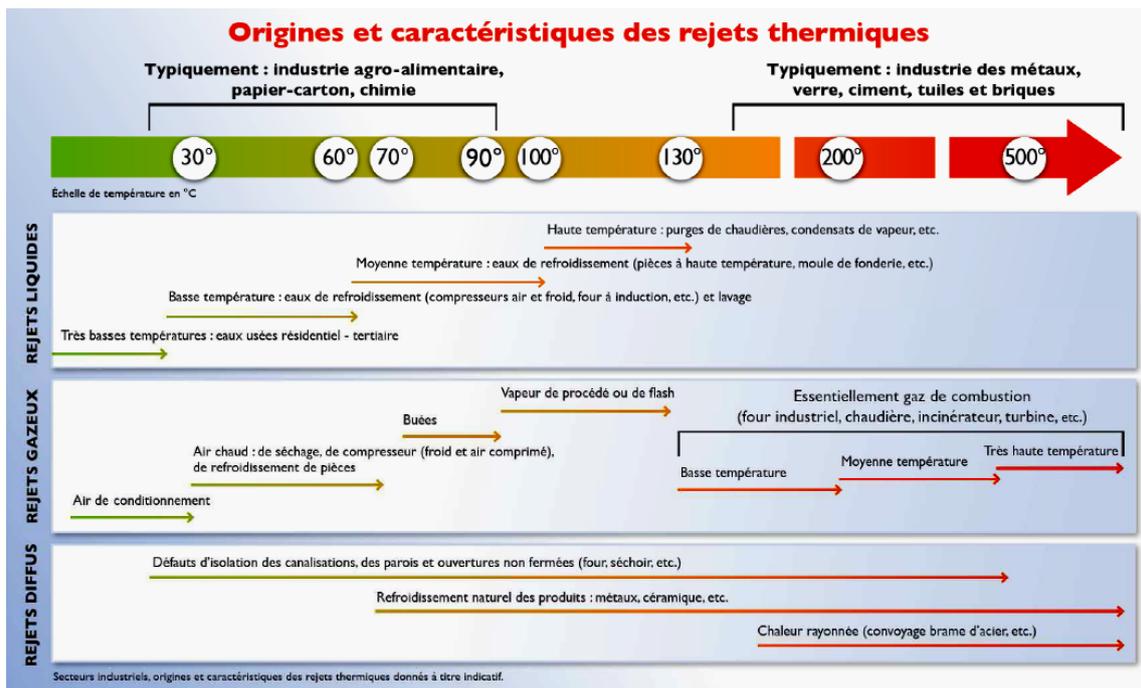


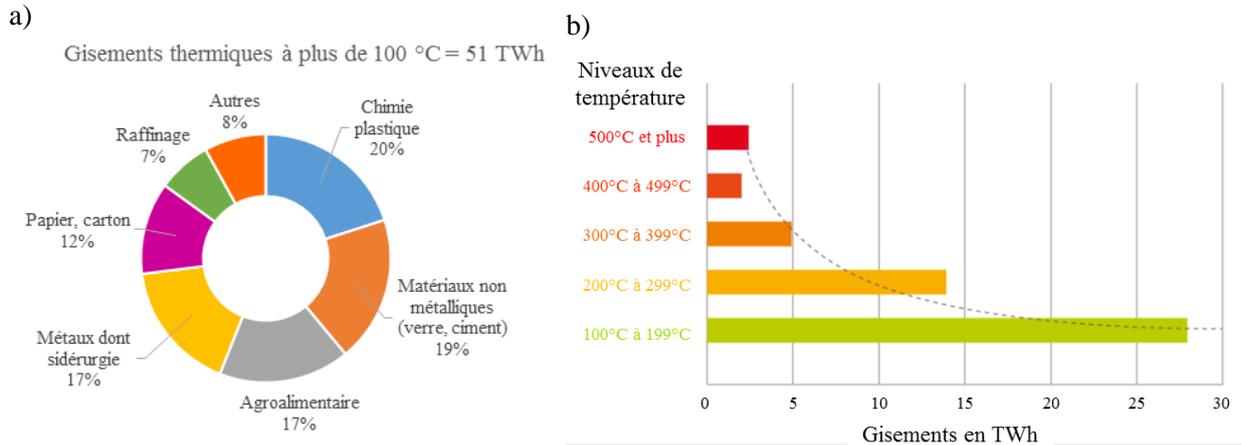
Figure I-2 : Répartition des gisements de RTI par température et type d'effluents [1]

*Si des rejets thermiques industriels sont disponibles à tous les niveaux de température, il convient de sélectionner les RTI les plus valorisables selon trois critères. Le premier vise à identifier les procédés les plus énergivores afin d'augmenter le potentiel de valorisation. Le second permet de récupérer surtout les rejets les plus accessibles comme les fumées et les buées. Le dernier est un critère de température, fixé par l'ADEME et qui limite l'étude coûts-avantages aux RTI dont la température dépasse 100 °C.*

L'ADEME a estimé à 51 TWh la quantité de chaleur fatale annuelle ayant une température supérieure à 100 °C en France, ce qui représente environ 16% de la consommation annuelle

de combustible par les industries, d'environ 315 TWh/an. Les gisements de RTI se répartissent entre différents secteurs présentés sur la Figure I-3 a). On notera ainsi que les industries de la chimie, du plastique, le secteur agroalimentaire, les industries cimentières et papetières ainsi que la métallurgie pèsent lourd dans les gisements thermiques à plus de 100 °C.

Par ailleurs, une répartition par niveau de température de ces 51 TWh est présentée sur la Figure I-3 b). On remarque que la majeure partie des RTI est disponible à un niveau de température inférieure à 300 °C.



**Figure I-3 : a) Répartition par secteur a) et par niveaux de température b) des gisements de rejets thermiques industriels à plus de 100 °C [1]**

*Valoriser cette chaleur fatale permet de répondre à un besoin en chaleur d'un bassin industriel ou de population tout en dynamisant le tissu industriel par la réduction des émissions de Gaz à Effet de Serre (GES) et de la facture énergétique globale, ce qui conduit à améliorer la compétitivité des entreprises. Perdre de la chaleur fatale peut en effet coûter doublement plus cher que de la valoriser. Cette chaleur pèse par son coût en combustible et son coût de production. Par ailleurs, les rejets thermiques industriels ne pouvant être rejetés tels quels dans le milieu extérieur, s'ajoutent alors les coûts de refroidissement, qui sont, bien souvent, non négligeables !*

### 3. Scénarios pour la valorisation des RTI et définition du projet Valenthin

La récupération de chaleur fatale industrielle s'inscrit dans une démarche d'efficacité énergétique cohérente. Avant de parler de récupération de chaleur fatale, il conviendra de réduire en amont sa production en optimisant le procédé. La production de chaleur fatale reste cependant inéluctable et la valoriser en interne est le processus le plus cohérent exergétiquement et économiquement parlant. Mais lorsque la valorisation interne n'est pas possible, la chaleur peut être injectée sur d'autres sites. Les différentes voies de valorisation des RTI sont synthétisées sur la Figure I-4.

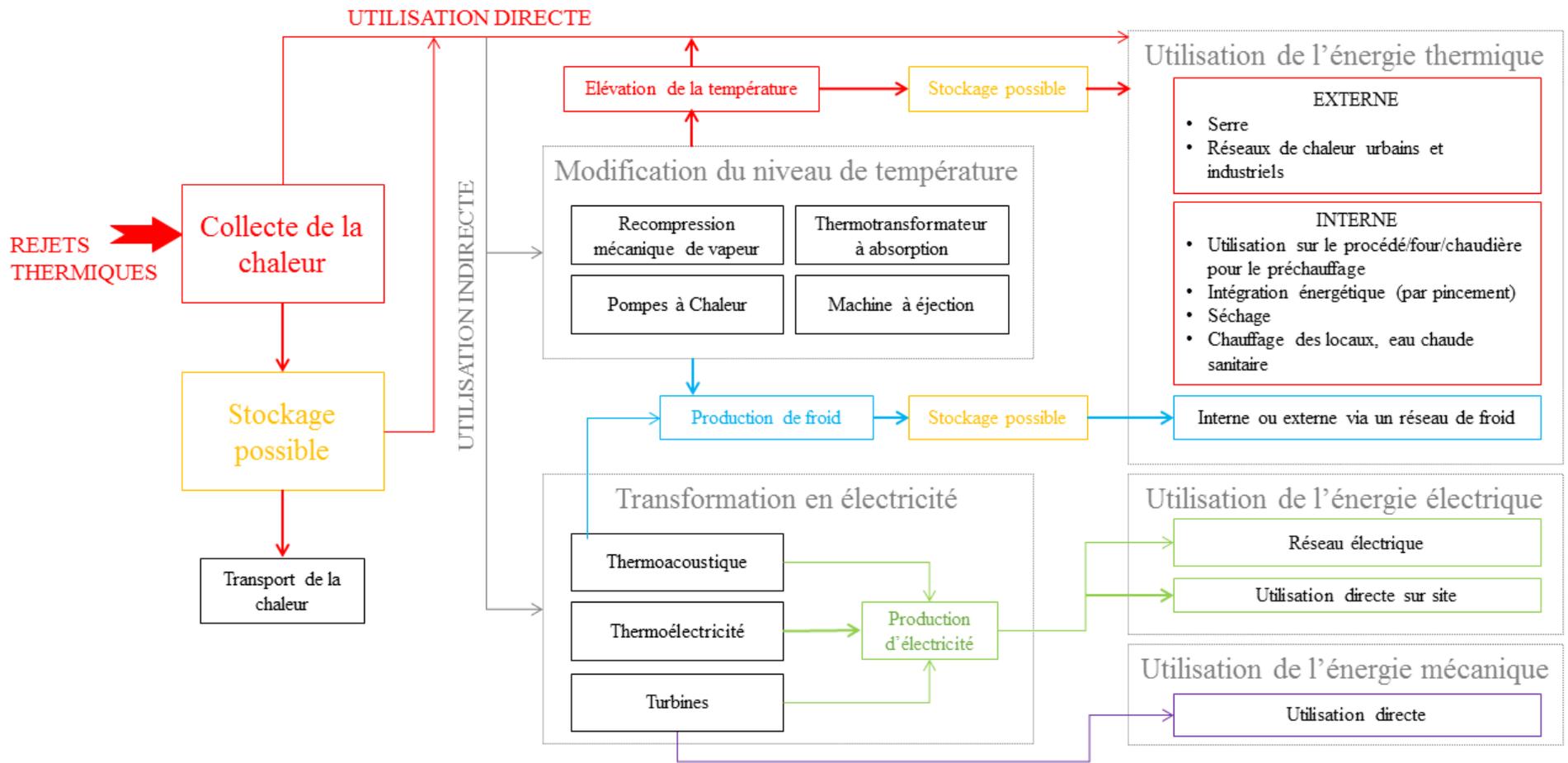


Figure I-4 : Schéma simplifié des différentes valorisations de la chaleur fatale sous forme d'énergie thermique, électrique ou mécanique. Schéma inspiré du rapport de l'ADEME [1]

La chaleur peut ainsi être utilisée soit sous forme 1) thermique - directement ou indirectement lorsque les niveaux de température sont abaissés ou relevés, 2) électrique, grâce aux précurseurs thermoacoustiques, thermoélectriques ou encore aux cycles thermodynamiques, 3) mécanique, avec les cycles thermodynamiques. Enfin, à défaut de pouvoir être utilisée immédiatement au moment de sa production, la chaleur peut aussi être stockée dans des réservoirs de stockage sensible, latent ou thermochimique en vue d'une valorisation interne ou externe via un transport de cette énergie thermique vers des procédés ou des sites résidentiels et tertiaires. Ce stockage peut avoir lieu au moment de la collecte des rejets thermiques industriels ou après élévation ou diminution du niveau de température.

Le projet VALENTIN est un projet structurant du pôle de compétitivité Axelera qui regroupe 14 partenaires et qui vise à VALoriser l'ENergie THermique Industrielle ayant une température comprise entre la température ambiante et 200 °C par les différentes voies de récupération présentées précédemment. Il se décline en différents objectifs R&D plus spécifiques. En premier lieu, il convient d'identifier clairement les RTI valorisables, leur niveau de température et les procédés adaptés pour permettre la récupération. Puis, deux axes sont envisagés pour la valorisation. D'une part, il s'agit de développer des procédés innovants de valorisation de chaleur fatale, comme le développement d'échangeurs spécifiques, de pompes à chaleur à gaz, électrique ou à absorption, de cycle de Rankine Organique etc... D'autre part, l'idée est de développer de nouvelles solutions permettant le stockage et le transport de l'énergie thermique issue de RTI.

*Ainsi, cette thèse s'inscrit dans la dynamique du développement de systèmes de stockage pour la valorisation de chaleur fatale industrielle dans le cadre du projet VALENTIN.*

Il existe trois types de stockage de chaleur : par chaleur sensible, par chaleur latente et par voie thermochimique. Le premier permet de stocker la chaleur en élevant la température d'un matériau inerte. La seconde technologie consiste à utiliser la chaleur latente élevée de la transition de phase solide-liquide ou solide-solide d'un matériau alors que la troisième vise à stocker la chaleur des réactions endothermiques réversibles. Si les systèmes de stockage par chaleur sensible présentent une maturité assez élevée, surtout lorsque la technologie mise en œuvre est simple, le stockage par voie thermochimique est toujours à l'état de recherche et reste encore à un niveau de maturité faible. Le stockage latent, quant à lui, a connu un regain d'intérêt avec le développement des centrales solaires à concentration à production directe de vapeur.

Une installation combinant stockage sensible et latent a notamment vu le jour en Espagne dans cadre des projets DISTOR et ITES [3] dont l'objectif était de développer un système de stockage de chaleur pour la production continue jour/nuit d'électricité dans une centrale solaire à concentration à génération directe de vapeur. La chaleur produite en excès par le champ solaire durant les pics d'ensoleillement est stockée dans un réservoir combinant système sensible et système latent, comme présenté sur la Figure I-5 puis restituée lorsque les pics de consommation électrique sont les plus importants.

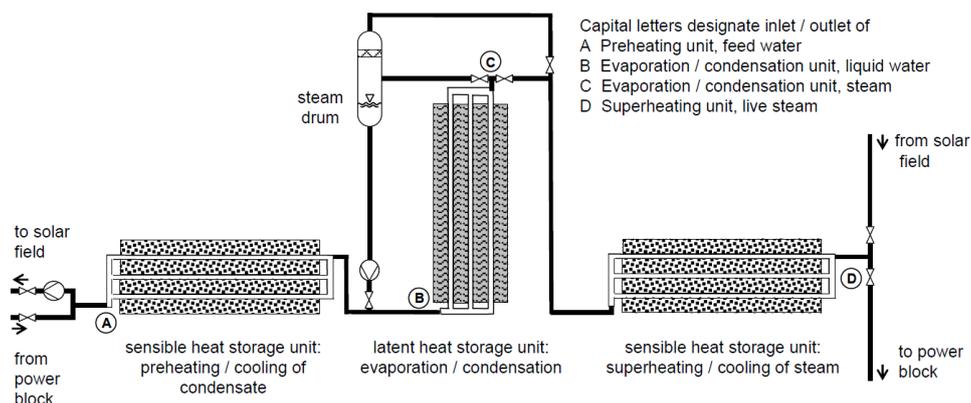


Figure I-5 : Schéma de l'installation de stockage latent utilisée dans le projet ITES [3]

## 4. Plan de la thèse

Aujourd'hui, de tels systèmes de stockage latent n'ont pas encore vu le jour ni à l'échelle de prototype, ni à l'échelle de démonstrateur pour valoriser la chaleur fatale industrielle en interne. L'objectif de la thèse est donc de sélectionner la meilleure combinaison entre un système de stockage et un Matériau à Changement de Phase (MCP) pour démontrer l'intérêt d'une telle implantation. La thèse s'articule ainsi selon les points suivants :

Le chapitre II est un état de l'art sur le stockage thermique par voie latente. Une introduction à la thématique du stockage de chaleur amène à présenter et comparer les différents types de stockage thermique. La mise en exergue du niveau de maturité des trois technologies, de la cohérence avec l'application envisagée mais aussi des niveaux de densités énergétiques nous permet de choisir la technologie de stockage latent. Ensuite, les critères de sélection d'un MCP ainsi que les caractéristiques thermo-physiques majeures des catégories de matériaux sont énumérées. Enfin, la faible conductivité thermique des MCP conduit à développer des techniques d'amélioration du transfert thermique. Trois solutions sont possibles : agir sur le MCP directement, mettre en mouvement le MCP, ou implanter les MCP dans des systèmes à surface d'échange augmentée. La solution d'échangeurs type faisceau de tubes ou à ailettes est sélectionnée.

*Si ces échangeurs sont maîtrisés lorsqu'ils sont employés en régime permanent avec des fluides caloporteurs traditionnels, comme l'air ou l'eau, leur comportement en régime transitoire avec des MCP est méconnu.*

Le troisième chapitre est une étude expérimentale des phénomènes de transfert thermique dans les systèmes de stockage latent à surface d'échange augmentée. Pour ce faire, quatre designs d'échangeurs type tube-calandre sont testés sur une boucle à basse température aussi bien en charge qu'en décharge mais également à la verticale et à l'horizontale. L'importance de la convection naturelle, des mouvements de liquide et de la conduction est quantifiée pour chaque configuration et chaque section d'essais.

Un quatrième chapitre permet d'analyser l'impact de la convection naturelle dans l'échangeur à faisceau de tubes. Un modèle CFD réalisé sous Fluent est ainsi validé avec les résultats expérimentaux obtenus précédemment et permet de voir en détail les mouvements de liquides et de pondérer leurs effets dans un réservoir de stockage de type prototype.

L'objectif du chapitre V est de proposer une méthode de comparaison des différents designs utilisés dans le chapitre III et d'extraire les critères essentiels de choix d'un système de stockage latent pour la valorisation de la chaleur fatale. La méthode s'appuie sur les résultats expérimentaux et est évaluée à la lumière d'autres méthodes déjà proposées par la littérature. Ce chapitre amène à sélectionner une géométrie d'échangeur.

Enfin, le chapitre VI vise à démontrer la faisabilité du stockage thermique latent pour valoriser les RTI en comparant trois MCP dans une même configuration d'échangeur. Les températures de fusion, la stabilité des MCP, les valeurs de chaleur latente ainsi que le comportement des MCP au contact de l'échangeur sont comparés au regard de l'application envisagée. Un des matériaux prometteurs par sa bonne cyclabilité, les niveaux d'énergie atteints ainsi que le niveau de température envisagé est l'acide sébacique. Par ailleurs, l'érythritol présente de très bonnes performances à la charge mais le développement de nouvelles techniques de cristallisation sont nécessaires pour faire de ce matériau un candidat idéal pour le stockage latent.



# Chapitre II : Etat de l'art

Dans ce chapitre bibliographique, une première partie se focalise sur les différentes formes de stockage de l'énergie thermique. Une comparaison des trois types de stockage permet de mieux cerner pourquoi le choix s'est porté sur le stockage de la chaleur sous forme latente. Ainsi, des exemples applicatifs de stockage de chaleur latente déjà existants ou à l'étude pour la valorisation de la chaleur fatale industrielle sont donnés.

Ensuite, un état de l'art sur les différents types de MCP permet de faire le point sur les matériaux les plus couramment employés. Des critères de sélection sont aussi présentés et discutés.

Enfin, la problématique de la faible conductivité thermique des MCP, nous amène à détailler les différents moyens mis en œuvre pour améliorer le transfert thermique dans les systèmes de stockage latent. Ce qui conduit à faire un choix de technologies pour le développement d'un futur réservoir de stockage.

## 1. Stockage thermique

Le stockage de l'énergie thermique permet à la chaleur d'être utilisée en différé. La chaleur peut être stockée sous plusieurs formes:

- La chaleur sensible : stockage dans des matériaux inertes
- La chaleur latente : utilisation de matériaux à changement de phase qui emmagasinent l'énergie à mesure qu'ils changent de phase.
- La chaleur des réactions : thermochimie et absorption

### 1.1. Stockage sensible

Le stockage sensible est le moyen le plus commun de réutiliser la chaleur [4]. Dans les enceintes de stockage sensible, la température du moyen de stockage augmente avec la chaleur transférée. Ce stockage, non isotherme accumule une quantité de chaleur proportionnelle à sa masse et à sa capacité calorifique telle que présentée dans l'équation (II-1) [4]:

$$E_{\text{sensible}} = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (\text{II-1})$$

Dans ces types de stockage, le matériau de stockage se présente soit sous forme liquide, soit sous forme solide, soit les deux.

Dans les réservoirs de stockage solide, le matériau de stockage est conditionné sous forme de lit granulaire ou matriciel fixe et l'échange de chaleur est réalisé via un fluide caloporteur qui transfère sa chaleur via un échangeur de chaleur ou qui traverse directement le matériau de stockage poreux. Dans ce cas, le réservoir de stockage s'appelle un régénérateur. Lorsque le fluide caloporteur est un gaz, sa capacité calorifique étant très faible devant le matériau de stockage, sa contribution au stockage est négligeable. Lorsque le fluide caloporteur est un liquide, alors, sa contribution au stockage n'est pas négligeable et le système est appelé dual. Le solide le plus utilisé est le béton de par son faible coût, sa facilité d'usage et sa disponibilité, ses propriétés de résistance mécanique mais surtout sa capacité calorifique élevée [5]. D'autres matériaux peuvent être considérés comme les roches, le sable ou encore les matériaux réfractaires comme la silice ou l'alumine.

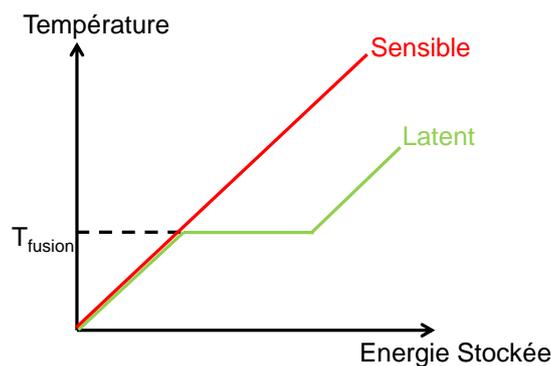
Dans les réservoirs de stockage liquide, il est possible de profiter de la stratification naturelle du matériau et de stocker du fluide chaud et du fluide froid dans un même réservoir. Ce type de réservoir s'appelle thermocline et présente une couche chaude dans la partie supérieure et une couche froide dans la partie inférieure ainsi que d'une zone de gradient thermique entre les deux. C'est précisément cette zone que l'on nomme thermocline. Le gradient entre la couche chaude et la couche froide dépend des propriétés du matériau de stockage ainsi que des débits du fluide caloporteur circulant dans le système de stockage. Lorsque l'on utilise un régénérateur, c'est-à-dire lorsque le matériau de stockage est une matrice solide dans laquelle circule un fluide caloporteur, il est possible d'obtenir une stratification thermique plus grande sur une plus petite hauteur de réservoir grâce aux propriétés d'inertie thermique de la matrice solide et de réduire ainsi les volumes de stockage [6]. Il existe par ailleurs des systèmes de stockage thermique liquide où le chaud et le froid sont stockés dans deux réservoirs différents, si bien que les volumes de stockage sont multipliés par deux. C'est le cas dans certaines centrales solaires à concentration, comme Solar Two aux Etats-Unis [7]. Dans la catégorie des liquides, on trouve les sels fondus, les huiles minérales ou synthétiques ou plus communément l'eau, utilisée notamment dans les ballons d'eau chaude, stockage de chaleur sensible le plus répandu [6].

## 1.2. Stockage latent

Le stockage de la chaleur latente implique de chauffer un matériau jusqu'à ce qu'il change de phase, c'est-à-dire soit de la phase solide à la phase liquide, soit de la phase liquide à la phase gaz ou encore lors de sa transition solide-solide. Lorsque le matériau atteint sa température de changement de phase, il absorbe une quantité de chaleur pour réaliser la transformation, connue sous le nom de chaleur latente de fusion ou de vaporisation selon le cas. A l'inverse, lorsque le matériau liquide ou gaz est refroidi, il retourne à la phase solide ou liquide en restituant sa chaleur latente. La quantité de chaleur stockée et restituée dépend de la masse du matériau et selon l'équation (II-2) :

$$E_{\text{latent}} = m \cdot \Delta h_{\text{S-L ou L-G}} \quad (\text{II-2})$$

La quantité de chaleur stockée dans un système latent est présentée sur le graphe température – énergie de la Figure II-1.



**Figure II-1 : Graphe de la température-enthalpie présentant l'énergie stockée dans un système de stockage latent en comparaison avec un système de stockage sensible [4]**

Lorsque le matériau est chauffé, il accumule d'abord une quantité d'énergie sensible lui permettant d'atteindre la température de changement de phase. A ce stade, l'énergie apportée au matériau cesse de le chauffer et est utilisée à la place pour accomplir le changement de phase. La chaleur est stockée de façon isotherme à condition que le corps soit pur sous forme de chaleur latente. Une fois que la transformation est complète, la température augmente de nouveau proportionnellement à l'énergie apportée jusqu'à atteindre la température de la source de chaleur. Il est donc impossible de ne stocker que la chaleur latente puisque pour

arriver au point de changement de phase, le matériau doit subir une montée en température, stockant inévitablement une part d'énergie sensible. La quantité d'énergie stockée peut être exprimée pour le cas de la transition solide-liquide selon l'équation (II-7) :

$$Q = \int_{T_{\text{initial}}}^{T_{\text{fusion}}} mc_{p,S}dT + m\Delta h_{S-L} + \int_{T_{\text{fusion}}}^{T_{\text{final}}} mc_{p,L}dT \quad (\text{II-3})$$

Les matériaux utilisés pour le stockage thermique latent sont connus sous le nom de Matériaux à Changement de Phase (MCP). Les MCP peuvent être employés pour leur transition solide-solide, solide-liquide ou liquide-gaz.

La transition solide-solide a été envisagée pour remplacer l'encapsulation des MCP utilisée en batch dans certains containers de stockage. Cette transition est simple à gérer dans la mesure où il n'y a pas ou peu d'expansion volumique, ce qui limite les risques de fuites et de surpression. Cependant, peu de matériaux ont été identifiés, parfois car la chaleur latente de transition solide-solide est trop faible devant celle de la transition solide-liquide, ou parfois car le matériau n'est pas stable thermiquement.

Les transformations liquide-gaz sont attractives car elles présentent la plus grande chaleur latente. Néanmoins, l'énorme changement de volume associé à l'évaporation du liquide rend le stockage complexe et souvent inutilisable. C'est pourquoi cette transition est écartée des systèmes de stockage latent.

Bien que la chaleur latente de fusion soit plus faible que la chaleur latente d'évaporation, la transition solide-liquide est la plus prometteuse puisqu'elle permet de limiter l'expansion volumique et ainsi l'augmentation de pression due au changement de phase. Lors d'une fusion, il faut compter une augmentation volumique d'environ 10 % [4]. Si un volume d'expansion est prévu dans le container, alors le solide comme le liquide peuvent être contenus dans le système de stockage limitant ainsi la pression subie par le réservoir.

### 1.3. Stockage thermochimique

La troisième façon de stocker l'énergie thermique consiste en l'utilisation de l'énergie endothermique des réactions chimiques réversibles. La chaleur de réaction qui est stockée est souvent associée à la dissociation des réactifs chimiques en deux composants. Tout ou partie de cette chaleur peut être récupérée plus tard lorsque la réaction de synthèse a lieu.



Avec

A Réactif solide ou liquide

$\Delta H_r$  Chaleur de réaction en J/mol

B et C Produits sous forme gaz, liquide ou solide

Une condition pour que le stockage ait une taille suffisamment petite est que les réactifs soient plutôt solides ou liquides. Les produits obtenus peuvent être indépendamment des gaz, liquides ou solides. Lorsque la réaction se fait avec un gaz, le système de stockage peut se présenter sous la forme d'un réacteur à lit fluidisé. Par ailleurs, dans ce type de stockage, les produits obtenus sont stockés pour être utilisés ultérieurement et ce système est propice au stockage inter-saisonnier.

## 1.4. Comparaison des systèmes de stockage

Tous les systèmes de stockage sont utilisés selon trois étapes majeures : la charge, le stockage et la décharge. Un grand nombre de moyens de stockage peuvent être identifiés selon leurs propriétés, leur température d'utilisation, le type de stockage souhaité et le domaine d'application envisagé. Les stockages ont différents potentiels comme le décrit H. Mehling et L.F. Cabeza [4].

Pour sélectionner le type de stockage, il conviendra de regarder pour quelle **application** il sera mis en œuvre. Par exemple, les systèmes latents et sensibles seront plutôt utilisés comme stockage tampon pour lisser la production ou différer l'utilisation de l'énergie. Alors que les stockages thermochimiques seront plus adaptés à un stockage de long terme ou inter-saisonnier qui emmagasinerait la chaleur produite en excès par certaines installations l'été pour la restituer l'hiver. Dans le cadre de cette thèse, c'est la valorisation de la chaleur fatale industrielle en interne qui a été retenue. L'échelle de temps est donc plutôt celle de la journée et non de la saison.

Par ailleurs, chaque système de stockage a un degré de **maturité** différent. Les systèmes de stockage sensible ont été expérimentés dans de nombreux prototypes ou à l'échelle d'une centrale solaire, comme le détaillent Medrano *et al.* [7]. La technologie du chauffe-eau sanitaire est particulièrement mature. Cependant, lorsque les niveaux de température dépassent 100 °C, le stockage par chaleur sensible nécessite encore un effort de R&D pour améliorer la tenue des matériaux, les aspects corrosion ou augmenter la stratification thermique dans les réservoirs. Les Matériaux à Changement de Phase sont mis en œuvre dans des applications pilotes qui émergent peu à peu dans le domaine du stockage thermique. On peut notamment citer l'exemple du projet ITES qui met en place un prototype de stockage latent utilisant du  $\text{NaNO}_3$ , combiné à un étage sensible pour une centrale solaire à génération directe de vapeur [3]. De nombreux efforts de recherche perdurent cependant pour déployer de tels systèmes à échelle industrielle. Par ailleurs, de par sa grande densité énergétique, le stockage thermochimique est prometteur mais n'est pour l'instant envisagé qu'à l'échelle du laboratoire étant donné la complexité de mise en œuvre. De nombreuses recherches sont en cours pour développer de tels systèmes.

*Ainsi, en raison du faible degré de maturité technologique et des échelles de temps qui sont plutôt propices au stockage inter-saisonnier, le stockage thermochimique n'est pas retenu comme solution de valorisation de chaleur fatale d'une industrie en interne.*

D'un point de vue **économique**, l'évaluation nécessite de prendre en compte les coûts d'investissement mais aussi d'exploitation, de maintenance et de recyclage. Ces coûts varient souvent en fonction du volume de stockage. La densité énergétique, c'est-à-dire la quantité d'énergie stockable par unité de volume, est ainsi un critère primordial. Pour le stockage sensible, c'est le produit de la capacité calorifique, du gradient de température ainsi que de la masse volumique qui permet de calculer cette grandeur. Pour comparer les matériaux, un gradient de 100 °C a volontairement été utilisé, à part pour l'eau qui ne peut pas être utilisée sur une plage de 100 °C. Pour le stockage latent, la chaleur latente est multipliée par la masse volumique. Pour le stockage thermochimique, enfin, la chaleur de réaction divisée par la masse molaire de produit permet de calculer la densité énergétique.

Les densités énergétiques obtenues mais aussi les températures de fonctionnement de chaque système de stockage thermique sont présentées pour quelques matériaux dans le Tableau II-1.

Tableau II-1 : Comparaison des différents types de stockage en fonction de leur densité énergétique, [8-13]

Stockage sensible	Température (°C)		Capacité calorifique $c_p$ (kJ/kg.K)	Masse volumique $\rho$ (kg/ m <sup>3</sup> )	Densité énergétique (kWh/m <sup>3</sup> )
	Froid	Chaud			
Sable – roche – huile minérale	200	300	1.3	1700	61
Béton renforcé	200	300	0.85	2200	52
Huile minérale	200	300	2.6	770	56
Eau	20	80	4.18	1000	70
Nitrates de sels fondus	250	350	1.5	1825	76
Stockage latent	Température de fusion $T_{\text{fusion}}$ (°C)		Chaleur latente $\Delta h_{S-L}$ (kJ/kg)	Masse volumique $\rho$ (kg/ m <sup>3</sup> )	Densité énergétique (kWh/m <sup>3</sup> )
Acide maléique	131-140				
Xylitol	95		232	1500	97
Erythritol	118		340	1450	137
MgCl <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O	117		165	1569	72
NaNO <sub>3</sub>	307		172	2260	108
Stockage thermochimique	Température de réaction (°C)		Enthalpie de réaction $\Delta H_r$ (kJ/mol)		Densité énergétique (kWh/m <sup>3</sup> )
	Charge	Décharge			
MgH <sub>2</sub> + ΔHr ↔ Mg + H <sub>2</sub>	380 à 1 bar	230 à 4 bar	-75		430
CaCO <sub>3</sub> + ΔHr ↔ CaO + CO <sub>2</sub>	700	650	-178		110
MgH <sub>2</sub> + ΔHr ↔ Mg + H <sub>2</sub>	450	25-400	-94.6 (charge) 64.8 (décharge)		300

Le **stockage sensible** présente une densité énergétique variant de 52 à 76 kWh/m<sup>3</sup> pour les matériaux sélectionnés. Il est à noter cependant que dans ce calcul, seul le volume de matériau est pris en compte. Comme expliqué précédemment, dans le cas des régénérateurs, un lit fixe granulaire ou matricielle est utilisé pour que le fluide caloporteur puisse traverser directement le matériau de stockage. Ainsi, pour être plus représentatif du volume occupé par le système de stockage, il convient de prendre en compte le volume réel de la cuve. Par exemple, en prenant une porosité de 0.6, qui peut être rencontrée dans le cas des systèmes roche + sable + huile thermique, la densité énergétique initialement à 61 kWh/m<sup>3</sup> de matériau tombe alors à 36.6 kWh/m<sup>3</sup> de cuve. Si l'on veut augmenter cette densité énergétique, il est possible d'augmenter le gradient de température. Cependant, les matériaux ont la plupart du temps une température maximale d'utilisation à ne pas dépasser. Les huiles minérales, bien que relativement peu coûteuses (environ 4.2 \$/kWh [11]) ont une température de dégradation qui limite leur utilisation à des températures inférieures à 300 °C. Les huiles synthétiques ne peuvent, quant à elles, pas être utilisées au-delà de 400 °C et présentent des problèmes de toxicité. Par ailleurs, les nitrates de sels fondus ont une température de dégradation très élevée, mais une température de solidification élevée également (de 120 à 220 °C), ce qui impose une maîtrise parfaite des conditions thermiques de l'installation, afin d'éviter les points froids dans l'installation où pourraient se solidifier les sels. Leur caractère corrosif limite par ailleurs leur usage. D'autres systèmes de stockage sensible ont une grande densité énergétique. C'est le cas, notamment des rebus métalliques, comme l'acier ou le fer, non présentés dans ce tableau, dont la densité énergétique peut atteindre des valeurs de 400 kWh/m<sup>3</sup> sur une plage de température de 100 °C, notamment grâce à leur masse volumique élevée (7200 kg/m<sup>3</sup> pour les rebus de fer et 7800 kg/m<sup>3</sup> d'acier [11]). Cependant, leur coût très élevé limite leur développement et leur rentabilité.

Pour le **stockage latent**, des densités énergétiques entre 72 et 137 kWh/m<sup>3</sup> de matériau sont relevées dans le tableau. Les volumes de stockage peuvent ainsi être réduits en utilisant les MCP ce qui implique une réduction des coûts et constitue un premier avantage en comparaison avec le stockage sensible. Un autre avantage réside dans la restitution de la chaleur à température constante. En effet, la quantité d'énergie stockée et restituée dépend uniquement de la masse du matériau et de sa chaleur latente. En toute théorie, avec les MCP, la chaleur est restituée à la température de fusion du matériau. On s'affranchit alors du niveau de température du fluide caloporteur, même si un minimum de gradient de température est nécessaire entre le fluide caloporteur et la température du MCP pour garantir le transfert de chaleur. Souvent, le gradient de température entre le fluide caloporteur et la température de fusion est de l'ordre de 15 °C. Par ailleurs, étant donné les résistances thermiques de transfert qui existent entre le fluide caloporteur, la surface d'échange et le MCP, le fluide caloporteur sort en réalité à une température légèrement plus faible que la température de fusion en décharge. Enfin, les MCP présentent l'avantage de pouvoir aussi être utilisés comme matériau de stockage sensible. Une fois qu'ils sont fondus, lorsque leur température de dégradation est suffisamment élevée par rapport au point de fusion, le matériau peut en effet être monté en température, stockant ainsi une part de chaleur sensible, non négligeable.

*Ainsi, on retiendra que le stockage dans les MCP fait son émergence à l'échelle du démonstrateur et présente les avantages de réduire les volumes de stockage ainsi que les coûts. De plus, la restitution de la chaleur à iso-température permet de simplifier son utilisation et de garantir une qualité d'énergie indépendante du gradient de température entre le fluide caloporteur et le matériau de stockage. Pour toutes ces raisons, c'est ce système de stockage qui est sélectionné dans le cadre de cette thèse.*

## 1.5. Cas d'étude de systèmes de stockage latent pour la valorisation des RTI

Après avoir sélectionné la technologie des MCP, quelques exemples de valorisation de RTI par stockage latent sont présentés ci-après. Ils concernent uniquement des systèmes de stockage latent à l'étude ou déjà mis en place et utilisés à l'heure actuelle.

### 1.5.1. Stockage latent pour la valorisation des RTI en externe

Une des possibilités de valorisation de chaleur fatale en externe est le transport de l'énergie thermique grâce à des réservoirs de stockage latent mobiles pour alimenter d'autres procédés industriels, mais aussi les réseaux de chaleur urbains ou industriels déjà existants. Par ce biais, la chaleur fatale peut être récupérée pour alimenter la distribution d'eau chaude sanitaire et le chauffage des bâtiments sur des réseaux lointains.

En 2008, un premier système de stockage latent a été développé au Japon pour alimenter les réseaux de chaleur urbains [14]. Le système de stockage consiste en un échangeur à contact direct, rempli d'huile thermique, utilisée comme fluide caloporteur et d'érythritol, utilisé comme matériau de stockage. Avec son point de fusion situé autour de 118 °C, ce MCP permet en phase de décharge de restituer la chaleur à une température d'au moins 90°C, correspondant au point d'aller des réseaux de chaleur urbains. Un schéma du procédé et du camion stockeur sont présentés sur la Figure II-2.

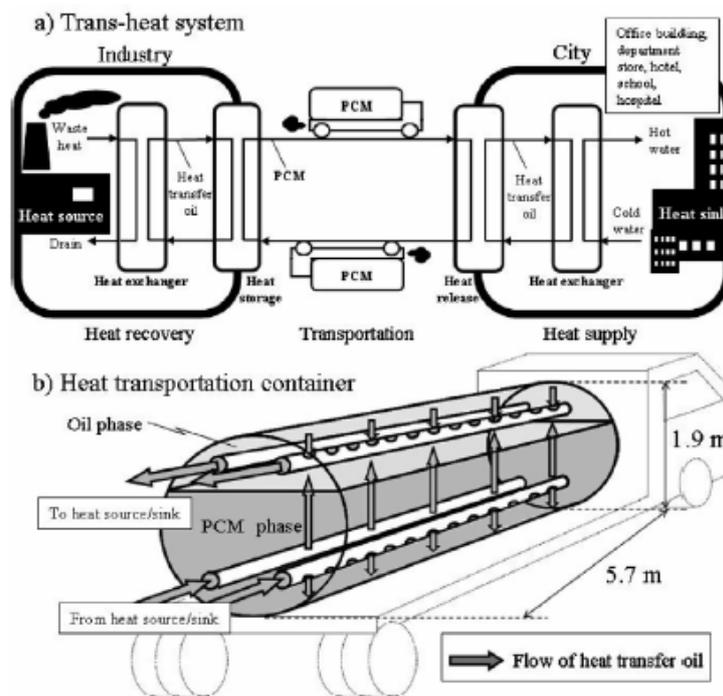


Figure II-2 : Camion- stockeur avec échangeur à contact direct rempli d'érythritol, utilisé comme MCP et d'huile thermique, utilisée comme fluide caloporteur, servant à l'alimentation des réseaux de chaleur au Japon [14]

Lorsqu'il est utilisé avec un autre MCP, ce même système peut servir à alimenter non pas des réseaux de chaleur mais d'autres industries. Tel est le cas de l'étude de Nomura *et al.* [15] qui proposait en 2010 de transporter dans un tel camion-stockeur des RTI à plus de 300 °C provenant d'une aciérie pour alimenter une tour de distillation de toluène, benzène et xylène située à 10 km de distance.

En 2013, une société allemande Latherm [16] propose également un camion-stockeur capable de transporter la chaleur fatale d'un site industriel vers le secteur résidentiel/tertiaire. Le camion est en réalité un échangeur de chaleur immergé dans un MCP, ici l'acétate de sodium.

Avec un point de fusion autour de 58 °C, ce système peut donc stocker la chaleur dans une gamme de température allant de 40 à 100°C. La chaleur est restituée à une température proche de 58 °C. En comptant la part d'énergie latente et la part d'énergie sensible, le système peut en théorie stocker jusqu'à 2,5 MWh. Une photo du dernier camion développé par cette société est présentée sur la Figure II-3.



Figure II-3 : Camion-stockeur de la société Litherm [16]

Un autre de ces systèmes de stockage et transport de l'énergie utilisant l'érythritol est actuellement à l'étude en Suède [17]. Le système de stockage à proprement parler consiste en un faisceau de tubes immergé dans de l'érythritol, utilisé comme matériau de stockage. Un schéma de l'échangeur est proposé sur la Figure II-4.

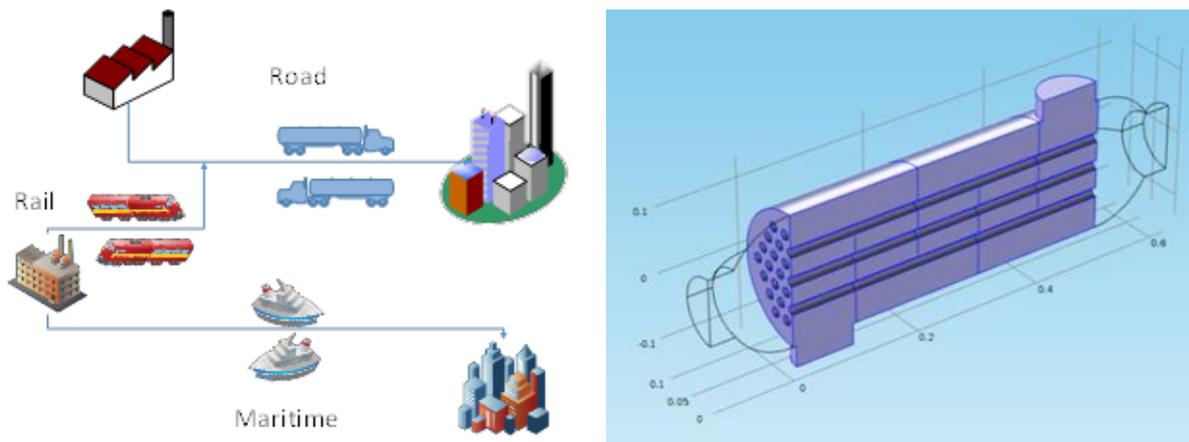


Figure II-4 : Intérieur du système de stockage mobile développé pour alimenter un réseau de chaleur urbain avec de la chaleur fatale industrielle en Suède [17]

Une étude numérique en 3D est ensuite réalisée pour analyser les courbes de puissance échangée dans un tel réservoir de stockage en charge et en décharge. Le système est dimensionné plutôt pour la décharge puisque c'est la phase de restitution de la chaleur qui est déterminante.

*En résumé, le transport de l'énergie thermique par stockage latent permet d'apporter l'énergie là où les besoins correspondent aux niveaux de température des RTI. Cela peut être le cas d'industries situées à quelques kilomètres du gisement de chaleur fatale, ce qui permet de limiter la consommation énergétique et l'impact carbone de l'industrie réceptrice. C'est aussi le cas de réseaux de chaleur qui ne se situeraient pas forcément à proximité de la source de chaleur fatale.*

### 1.5.2. Stockage latent pour la valorisation des RTI en interne

Un exemple connu à ce jour de valorisation de chaleur fatale industrielle sur un même site est la batterie thermique BatTherm© développée par la société Stiral [18], en Isère. Ce réservoir de stockage se compose d'un échangeur de chaleur et d'érythritol dont le point de fusion est

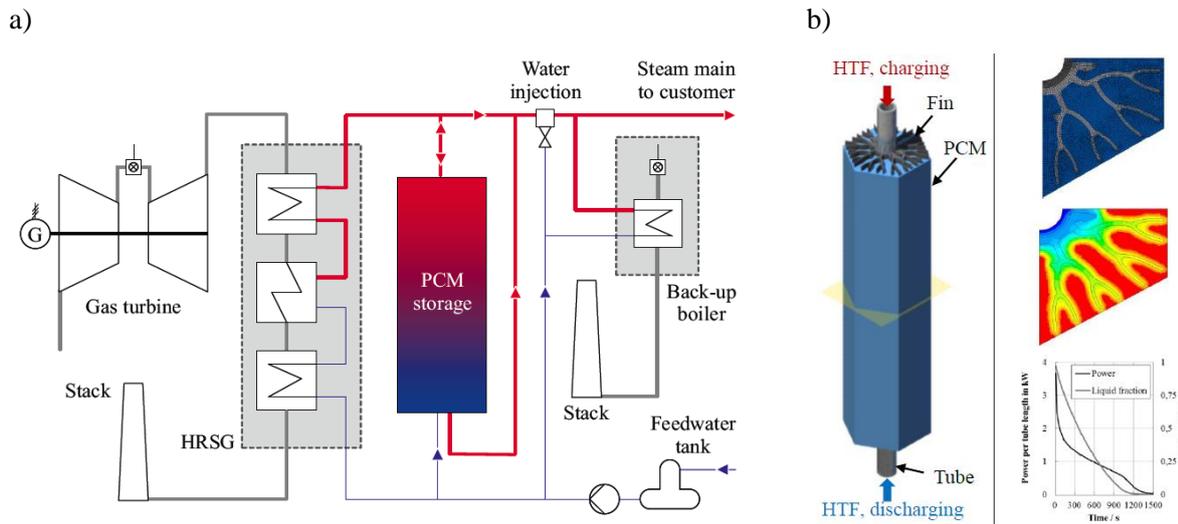
de 118 °C. Cette batterie thermique propose de récupérer la chaleur fatale sur un site industriel avec des rejets thermiques entre 130 et 180 °C. Ce prototype présenté sur la Figure II-5 est pour l'instant en phase de tests sur le campus de l'Université de Grenoble mais il pourrait être implanté dans des usines pour valoriser la chaleur de procédés cycliques par exemple.



**Figure II-5 : Prototype de batterie thermique à MCP développée par la société Stiral [18]**

*Pour l'instant, aucune publication n'est à recenser pour la valorisation de la chaleur fatale au sein même d'une industrie par un système de stockage par chaleur latente.*

Le cas qui s'en approche le plus est celui de la centrale de cogénération Steag Energie en Allemagne qui produit de la vapeur saturée pour différents procédés industriels. Un brûleur de back-up est constamment allumé afin d'assurer la qualité de la vapeur et pallier les éventuels dysfonctionnements de la turbine à gaz. L'implémentation par le centre de recherche DLR [19], d'un système de stockage par MCP en amont de ce brûleur d'appoint vise à réduire la charge du brûleur et limiter la consommation énergétique globale du procédé comme solution alternative au démarrage d'une chaudière. La chaleur produite en excès serait ainsi récupérée lors des phases de fonctionnement nominal et utilisée pendant les phases de démarrage du brûleur. Un schéma du procédé avec implantation du système de stockage est présenté sur la Figure II-6 a). Une étude numérique permet de dimensionner le système de stockage latent pour l'application visée et est illustrée sur la Figure II-6 b).



**Figure II-6 : Système de stockage de chaleur pour réduire la charge du brûleur d'appoint d'une turbine à gaz : implantation du système de stockage sur le procédé a), [19]**

*On peut facilement imaginer mettre en place un tel système de stockage latent pour les procédés batch où la demande en chaleur est ponctuelle et cyclique. La chaleur perdue lors des phases de refroidissement peut être stockée et récupérée d'un cycle à l'autre. Les systèmes de stockage latent présentant l'avantage de la compacité, ces types de stockage peuvent être mis en place sur des sites industriels où l'espace est réduit.*

*Les différents types de MCP et leurs caractéristiques sont présentés dans le paragraphe suivant.*

## 2. Les Matériaux à Changement de Phase

### 2.1. Critère de sélection d'un bon MCP

La sélection d'un MCP nécessite de se poser les bonnes questions quant à l'application et l'implantation du système de stockage futur. Une réflexion et analyse autour de la densité de stockage souhaitée, des puissances de charge et de décharge mais aussi des critères économiques et environnementaux sont à entreprendre pour sélectionner le meilleur MCP. Plusieurs méthodes ont été proposées par différents auteurs afin de choisir au mieux un matériau pour une application spécifique [20-24]. Cependant, il n'existe aucune méthode privilégiée.

*Dans ce paragraphe, les propriétés idéales sont donc présentées à titre indicatif et classées en quatre catégories : propriétés thermophysiques, propriétés cinétiques et chimiques, propriétés économiques et propriétés mécaniques.*

#### Propriétés thermophysiques

Il existe un grand nombre de matériaux qui peuvent être identifiés comme MCP, du point de vue de la température de fusion et de la chaleur latente.

Les propriétés thermiques idéales sont les suivantes [22;24]:

- Le point de fusion/solidification se situe dans la plage de fonctionnement du procédé.
- Le MCP a une grande chaleur latente de fusion afin qu'une petite quantité de matériau stocke une grande quantité d'énergie. Cette valeur est essentielle pour obtenir une grande densité énergétique de stockage exprimée en  $J/m^3$  ( $kWh/m^3$ ) ou  $J/kg$  ( $kWh/kg$ ).
- Une capacité calorifique élevée fournit un effet supplémentaire de stockage de chaleur sensible.

- Le MCP présente une grande conductivité thermique, de sorte que le gradient de température entre le fluide caloporteur et la température de fusion est faible. Cette valeur est déterminante quant à la puissance échangée dans le système de stockage aussi bien en charge qu'en décharge. Pour la majorité des MCP, la valeur de la conductivité thermique ne dépasse cependant pas 0.5 W/(m.K)

Les propriétés physiques idéales sont les suivantes [22;24] :

- La densité du MCP est élevée, afin que la densité énergétique soit élevée, ce qui permet de réduire les volumes de stockage.
- L'expansion volumique lors du changement de phase est faible afin de limiter les surpressions et les risques de fuite dans le réservoir. L'expansion volumique est souvent de l'ordre de 10 % pour les MCP. Cette expansion volumique peut cependant être favorable aux transferts thermiques, notamment à la charge.
- La pression de vapeur saturante doit être faible pour limiter les risques de vaporisation. En effet, si la pression de vapeur saturante est trop élevée, un ciel gazeux en surpression devra être mis en place dans le réservoir de stockage pour éviter la perte du produit par vaporisation.
- Le produit présente une fusion/solidification congruente : les différentes phases présentent un équilibre favorable et ne se séparent pas au fur et à mesure des cycles, ce point est sensible pour les hydrates de sels.

### **Propriétés cinétiques et chimiques**

Les propriétés cinétiques idéales sont les suivantes [22;24] :

- Le matériau ne présente pas de surfusion pour que la chaleur stockée puisse être restituée à la même température que la température de stockage. La surfusion est la capacité du MCP à descendre sous le point de cristallisation tout en restant sous forme liquide. Il s'agit d'un état métastable qui est rompu soit par une perturbation extérieure (choc, impureté), soit par abaissement de la température jusqu'au point de nucléation, c'est-à-dire lorsque le premier germe de solide apparaît. Ainsi, si cette surfusion est assez importante, la chaleur est restituée à une température plus faible que la température de stockage. Il est remarqué dans la littérature qu'un degré de surfusion de 5-10 °C peut aller jusqu'à empêcher la décharge du système de stockage [24].
- Par ailleurs, la vitesse de cristallisation est déterminante pour la puissance du système de stockage. Si le produit est long à cristalliser, il rendra sa chaleur très lentement et limitera la puissance échangée avec le fluide caloporteur.

Les propriétés chimiques idéales sont les suivantes [22;24]:

- La stabilité chimique à long terme permet le cyclage des MCP, sans dégradation chimique du matériau. Pour un système de stockage, on appelle « cyclage », la succession des charges et des décharges.
- Le MCP n'est ni toxique, ni explosif, ni dangereux pour l'environnement.
- Son potentiel de corrosion est faible et il est compatible avec les matériaux utilisés dans la construction de l'échangeur (acier, inox, cuivre, aluminium etc...) ainsi qu'avec le fluide caloporteur (vapeur, eau, huile thermique etc...)

## Autres propriétés

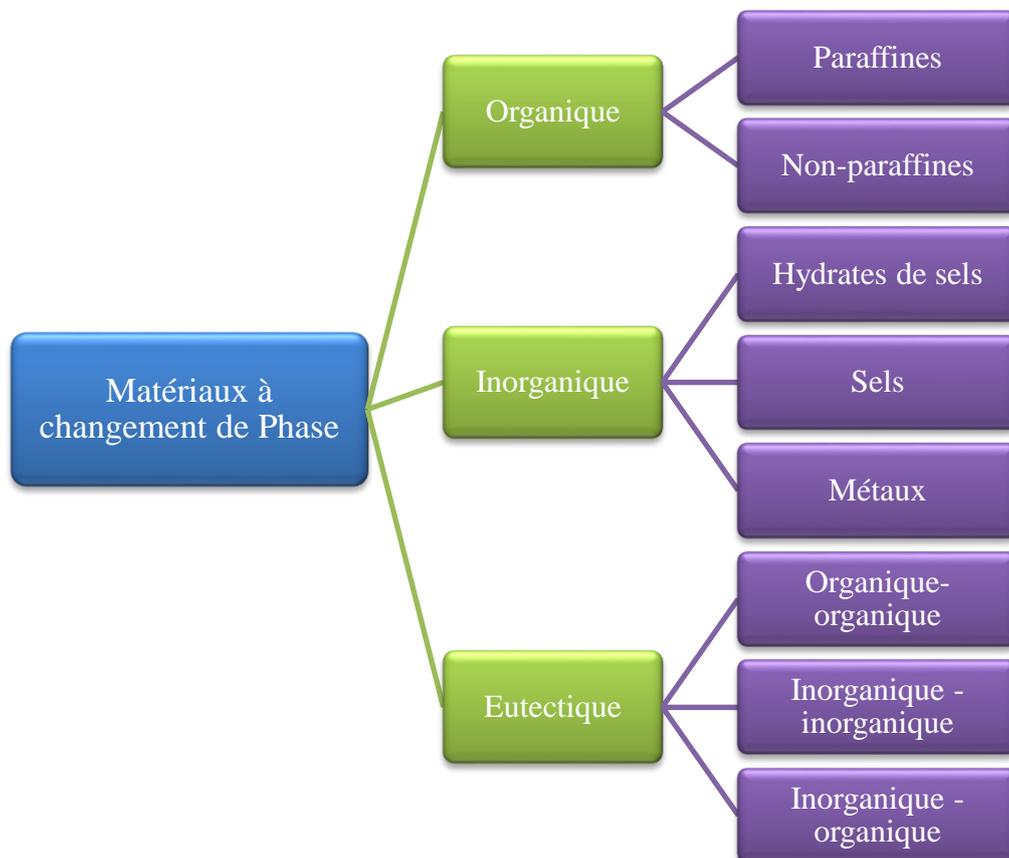
Le MCP peut présenter des caractéristiques thermophysiques et chimiques idéales, il doit aussi présenter des caractéristiques économiques intéressantes pour rivaliser avec le stockage sensible dans l'industrie. Les caractéristiques économiques idéales sont les suivantes [22;24] :

- Le coût du MCP est faible.
- Il est disponible et abondant.
- Son coût de fabrication est moindre et n'impacte pas l'environnement. Idéalement, le MCP provient d'un procédé bio-sourcé et est un co-produit d'une unité de production encore non valorisé.

*Après avoir détaillé les propriétés idéales des MCP, il convient de détailler les catégories de MCP existants et de mettre en évidence les avantages et inconvénients de chacune.*

## 2.2. Types de MCP

En 1983, Abhat [25] a donné une classification générale des matériaux, utilisée depuis par la communauté scientifique du stockage latent. Cette classification est illustrée sur la Figure II-7.



**Figure II-7 : Classification des MCP proposée par Abhat [25]**

On peut classer les MCP selon trois catégories :

- Les composés organiques: paraffines, corps non-paraffiniques.
- Les composés inorganiques: hydrates de sels, sels et métaux.
- Les eutectiques de corps inorganiques et/ou organiques.

Les différents sous-groupes de MCP présentent des propriétés thermiques et chimiques très différentes qui affectent significativement la conception du système de stockage thermique pour une application donnée.

### 2.2.1. Les composés organiques

On trouve dans les composés organiques principalement les paraffines, les alcools de sucre, les acides gras et d'autres composés moins utilisés comme les cétones ou les esters.

#### 2.2.1.1. Paraffines

Les paraffines sont une famille d'hydrocarbures saturés de formule brute  $C_nH_{2n+2}$ , aux propriétés très similaires. Parmi les MCP solide-liquide, elles sont les plus utilisées, surtout pour les applications à basse température (de -10 à 100 °C) car elles offrent l'avantage d'avoir une chaleur latente qui dépend de la masse molaire et des températures de changement de phase variables, donnant de la flexibilité pour choisir le MCP approprié à chaque application. Dans cette catégorie, on peut citer notamment les paraffines n-Hexadécane ( $T_{\text{fusion}} = 22$  °C), n-Nonacosane ( $T_{\text{fusion}} = 63,4$  °C) ou encore le n-Triacontane ( $T_{\text{fusion}} = 65,4$  °C) [26].

#### **Avantages**

En général, plus la longueur moyenne de la chaîne hydrocarbonée est élevée, plus la température de fusion et la chaleur latente sont grandes [27]. En utilisant cette relation, des mélanges de différentes paraffines peuvent être faits pour imaginer le MCP approprié à chaque cas [26]. Les paraffines ne montrent pas de tendance à la ségrégation des phases lors de leur transition et sont chimiquement stables. En effet, Hadjieva *et al.* [28] a pu tester la robustesse de trois échantillons de paraffine pendant 900 cycles d'opération. A. Sharma *et al.* [24] affirme même que les propriétés des paraffines restent stables après 1500 cycles. Parmi les avantages des paraffines, on peut aussi citer la faible pression de vapeur saturante qui limite les risques de vaporisation. De plus, certaines sont considérées comme non toxiques, inoffensives écologiquement et compatibles avec les réservoirs métalliques car elles ne provoquent pas ou peu de corrosion. Enfin, elles sont produites en quantités importantes par l'industrie des procédés chimiques et sont donc facilement disponibles et peu coûteuses [29].

#### **Inconvénients**

Cependant, leur conductivité thermique reste très faible ( $\approx 0,25$  W/m.K) et elles présentent une expansion volumique assez élevée ( $\approx 15$  %) [30] et une densité peu importante ( $\approx 800$  kg/m<sup>3</sup> [26]). Par ailleurs, des précautions sont à prendre lors de l'utilisation des réservoirs en plastique, car les paraffines ont tendance à s'infiltrer dans certains plastiques et à les ramollir [31].

*On notera que la gamme de température des paraffines (-10 à 150 °C) ne couvre pas le spectre de l'application de la valorisation de la chaleur fatale. L'élargissement de la gamme de MCP aux composés non-paraffiniques permet de couvrir plus largement les domaines de température et de choisir des MCP avec des propriétés très variées. On peut identifier deux groupes majeurs : les acides gras et les alcools de sucre présentés ci-après.*

#### 2.2.1.2. Acides gras

Les acides gras sont caractérisés par la formule chimique  $CH_3(CH_2)_{2n}COOH$  et ont à peu près les mêmes propriétés thermophysiques que les paraffines. L'intérêt d'utiliser les acides gras comme MCP est de couvrir une gamme de température allant de 40 à 150 °C selon la longueur de la chaîne carbonée. Les acides gras les plus connus pour leur utilisation comme MCP sont l'acide stéarique ( $T_{\text{fusion}} = 57,5$  °C), l'acide sébacique ( $T_{\text{fusion}} = 132$  °C), l'acide palmitique ( $T_{\text{fusion}} = 61-63$  °C) et l'acide myristique ( $T_{\text{fusion}} = 51,5-53,6$  °C) [32].

#### **Avantages**

Les acides gras présentent une chaleur latente de fusion du même ordre que celle des paraffines, voire légèrement en-dessous et un comportement similaire lors de la transition de phase, avec pas ou très peu de surfusion et une variation de volume du même ordre de

grandeur. Par ailleurs, plus le nombre de carbones dans leur chaîne carbonée est élevé, plus la température de fusion, la chaleur latente ainsi que le degré de cristallisation sont grands [26]. La possibilité d'obtenir des mélanges eutectiques d'acides gras a permis d'élargir la plage de température des matériaux et ainsi la plage des applications [33]. Les acides gras sont facilement produits à partir d'huiles végétales et animales. Ainsi, ils donnent l'assurance d'un approvisionnement bio-sourcé.

### **Inconvénients**

Quelques auteurs constatent un problème de stabilité des acides gras au-dessus du point de fusion [34]. Cette dégradation peut être cependant due à la vaporisation du produit lorsqu'il est sous forme liquide et non à une réelle dégradation du produit.

#### 2.2.1.3. Alcools de sucre

Les alcools de sucre sont des composés organiques appartenant à la famille des polyols. Les plus connus sont le sorbitol, le mannitol, le xylitol, le lactitol, le malitiol et l'érythritol [35]. Ces produits sont extraits des plantes et peuvent être qualifiés de bio-sourcés. Par exemple, le mannitol provient des algues alors que le sorbitol est extrait du sirop de maïs.

### **Avantages**

Les alcools de sucre possèdent des valeurs d'enthalpie de phase élevées. On relève ainsi une enthalpie de fusion de 344 J/g pour l'érythritol, de 280 J/g pour le xylitol ou encore 341 J/g pour le mannitol [36]. Ils présentent aussi une grande masse volumique de l'ordre de 1500 kg/m<sup>3</sup>, ce qui conduit à une densité énergétique très élevée. Ce sont par ailleurs des produits peu coûteux et non toxiques. Akihida *et al.* [37] ont mesuré les propriétés thermophysiques et de transfert de chaleur de six alcools qui pourraient être utilisés comme MCP dans les systèmes de transport des rejets thermiques. Ces essais montrent que l'érythritol (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>O<sub>4</sub>) est le matériau le plus approprié par sa chaleur latente élevée et sa stabilité chimique, suivi du mannitol.

### **Inconvénients**

Un des inconvénients les plus connus des alcools de sucre est leur tendance à la surfusion, qui peut d'ailleurs être utilisée pour faire du stockage inter-saisonnier [35] car elle permet de maintenir le MCP liquide sous le point de solidification sans qu'il libère ainsi sa chaleur. Seulement, cet état métastable empêche la restitution de la chaleur à la température de changement d'état souhaitée. Plusieurs techniques ont été développées pour pallier ce problème de surfusion. Les ultrasons, la micro-encapsulation, le bullage, l'ensemencement ou encore l'agitation sont proposés comme techniques pour maîtriser l'apparition des premiers cristaux.

Par ailleurs, beaucoup d'alcools peuvent exister dans deux ou plusieurs états cristallins, appelés polymorphes [38]. Diverses formes peuvent apparaître pendant le processus de cristallisation, en fonction de facteurs tels que le solvant, la température, les additifs, et la méthode de préparation. Différents polymorphes peuvent montrer des propriétés physico-chimiques très différentes [39]. Par ailleurs, certains alcools de sucre présentent des problèmes de compatibilité avec l'air ambiant car ils réagissent avec l'oxygène [39].

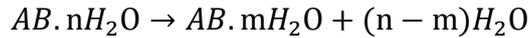
*Les trois familles de composés présentés dans ce paragraphe sont les principaux composés organiques actuellement rencontrés dans la littérature. S'ajoutent à cette catégorie également des cétones, tels que l'hydroquinone ou la quinone, ou encore des acides non gras tels que l'acide benzoïque ou l'acide salicylique mais aussi des polymères tels que le polyéthylène glycol.*

### 2.2.2. Les composés inorganiques

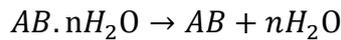
Les matériaux inorganiques sont classés en trois catégories : les sels, les hydrates de sels et les métaux.

#### 2.2.2.1. Hydrates de sels

Les hydrates de sel sont des sels inorganiques qui contiennent de l'eau et dont la formule générale est  $AB.nH_2O$ . Pendant la charge, la déshydratation du sel a lieu. Le produit de cette déshydratation peut être un hydrate de sel avec moins molécules d'eau selon la formule :



Ou bien le même sel sous sa forme anhydre :



Le sel hydraté le plus utilisé par son faible coût est le  $CaCl_2.6H_2O$  ( $T_{\text{fusion}} = 28-30 \text{ }^\circ\text{C}$ ). On peut citer aussi le  $Mn(NO_3)_2.6H_2O$  pour les applications de climatisation, et un nouveau matériau obtenu à partir de  $Al_2(SO_4)_3.18H_2O$  utilisé avec des additifs pour des applications industrielles autour de  $100^\circ\text{C}$ . On peut aussi citer la bischofite comme exemple d'un mélange d'hydrates de sels composée à 95 % massique de  $MgCl_2.6H_2O$  et à 5 % massique de  $KMgCl_3.6H_2O$ ,  $Li_2SO_4.H_2O$  et autres sels ioniques tels que  $NaCl$  et  $KCl$  et ayant une température de fusion autour de  $98.9 \text{ }^\circ\text{C}$  [40].

#### Avantages

Les hydrates de sel sont appropriés pour leur utilisation dans le stockage thermique parce qu'ils présentent une grande chaleur latente ( $\approx 100-300 \text{ kJ/kg}$ ), une température de fusion adaptée aux applications à basse température ( $\approx 8-100 \text{ }^\circ\text{C}$ ) et sont largement compétitifs en termes de coût et de rentabilité [26]. Ils sont en effet déjà commercialisés pour servir comme matériaux de stockage et disponibles en gros volume. Par ailleurs, ils présentent une conductivité thermique plus élevée que les paraffines (environ  $0,5 \text{ W/m.K}$ ) [41].

#### Inconvénients

Le principal problème qui se pose lors de l'utilisation des hydrates de sels est leur fusion non congruente, ce qui veut dire que le sel n'est pas totalement soluble dans l'eau d'hydratation au niveau du point de fusion. Ainsi, au moment de la fusion, il peut se former une solution aqueuse saturée en sel et le surplus de solide peut se déposer au fond du container par sa différence de masse volumique, ce qui empêche la solidification suivante [42]. Différentes solutions ont été proposées, comme par exemple : l'agitation mécanique, l'encapsulation du MCP, l'utilisation d'un excès d'eau pour éviter la saturation de la solution ou encore l'ajout d'additifs [41].

Un autre inconvénient des hydrates de sel est la surfusion. Pour résoudre ce problème un agent de nucléation peut être ajouté; il permet de fournir un noyau où la cristallisation peut commencer. Une autre option est la rétention dans une petite région froide de cristaux qui serviront comme noyaux [24].

Certains hydrates de sel peuvent montrer des problèmes de corrosion des structures métalliques des systèmes de stockage comme présenté par Cabeza *et al.* [43]

#### 2.2.2.2. Sels

Les sels sont des composés ioniques neutres formés à partir de cations et d'anions. Les sels purs et les mélanges de sels non eutectiques présentent généralement un large spectre de températures de fusion et une chaleur latente variant selon leur type. Les fluorures et les chlorures présentent ainsi une chaleur latente plus élevée que les nitrates ou les sulfates [21].

Les sels les plus connus sont les nitrates comme le  $\text{NaNO}_3$  ( $T_{\text{fusion}} = 307\text{ °C}$ ), le  $\text{KNO}_3$  ( $T_{\text{fusion}} = 333\text{ °C}$ ) ou encore le  $\text{LiNO}_3$  ( $T_{\text{fusion}} = 250\text{ °C}$ ) [26].

### Avantages

Ces matériaux sont très intéressants pour leur utilisation dans le stockage thermique à haute température, car ils possèdent une température de fusion entre 250 et 1680 °C et des chaleurs latentes de fusion entre 68 et 1040 kJ/kg. L'intérêt des sels est qu'ils présentent une expansion volumique beaucoup plus faible que les composés organiques (de l'ordre de 7 %) [21]. Comme les hydrates de sels, un des avantages est leur coût relativement faible devant les composés organiques, ce qui les rend attractifs pour leur utilisation dans le stockage latent.

### Inconvénients

Certains sels peuvent aussi présenter un peu de surfusion. Un autre point non négligeable est leur aptitude à corroder les métaux, ce qui rend la conception des réservoirs de stockage plus compliquée. Par ailleurs, les sels peuvent être des oxydants puissants et sont donc incompatibles avec les huiles thermiques, dont l'utilisation comme fluide caloporteur sera à proscrire. Enfin, quelques sels présentent des problèmes de stabilité thermique, leurs propriétés pouvant s'altérer avec le temps [21].

#### 2.2.2.3. Métaux

Quelques auteurs se sont attardés sur l'utilisation de métaux en tant que MCP, notamment J. P. Kotzé *et al.* [44] ou encore H. Ge *et al.* [45]. On peut citer notamment le Potassium ( $T_{\text{fusion}} = 63.2\text{ °C}$ ), le  $\text{Bi}_{58}\text{Sn}_{42}$  ( $T_{\text{fusion}} = 138\text{ °C}$ ) ou encore le Lithium ( $T_{\text{fusion}} = 186\text{ °C}$ ) [45].

### Avantages

Les avantages que présentent les métaux sont leur conductivité thermique bien plus grande que les autres types de MCP, leur chaleur latente très élevée mais également leur stabilité à long terme. Toutes ces caractéristiques permettent un stockage rapide de la chaleur avec une faible expansion volumique.

### Inconvénients

Leur utilisation est encore à un stade de recherche et ils ne sont pas encore sérieusement envisagés pour une application industrielle en raison de la contrainte de masse [45]. De plus, ils présentent aussi des problèmes de corrosion. Les quelques MCP envisagés sont le gallium ou encore le plomb-bismuth.

Les principaux points communs entre ces trois groupes sont [46] :

- Température de fusion élevée
- Grande chaleur latente
- Conductivité thermique plus élevée, surtout pour les métaux.

#### 2.2.3. Les eutectiques

Les MCP eutectiques sont des mélanges de deux ou plusieurs substances qui se comportent comme un corps pur, c'est-à-dire que leur température de changement d'état est unique. En général, les eutectiques sont des mélanges de MCP organiques et inorganiques. Quelques-uns des eutectiques envisagés sont répertoriés dans A. Sharma *et al.* [24] ou encore F. Roget *et al.* [47]. On peut citer notamment les eutectiques de nitrates tel que  $\text{LiNO}_3\text{-NH}_4\text{NO}_3\text{-NaNO}_3$  avec une composition massique de 25%-65%-10% ( $T_{\text{fusion}} = 80.5\text{ °C}$ ) ou encore les eutectiques d'organiques tel que  $\text{CH}_3\text{CONH}_2\text{-C}_{17}\text{H}_{35}\text{COOH}$  avec une composition massique de 50%-50% ( $T_{\text{fusion}} = 65\text{ °C}$ ), les eutectiques d'hydrates de sels comme le mélange isomassique  $\text{Mg}(\text{NO}_3)_3 \cdot 6\text{H}_2\text{O-MgCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$  ( $T_{\text{fusion}} = 59.1\text{ °C}$ ) [24] et enfin les eutectiques de

polyols comme le mélange à 25 % molaire d'érythritol et 75% de xylitol, ( $T_{\text{fusion}} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ ) [35;48]. Sari *et al.* [49] ont déterminé les propriétés thermiques des différents eutectiques d'acides gras par DSC. Les résultats montrent que les eutectiques d'acide laurique - acide stéarique, acide myristique-acide palmitique et acide palmitique-acide stéarique sont très attractifs pour le stockage de la chaleur dans les systèmes de chauffage solaire passif.

### Avantages

Ils présentent les avantages suivants :

- Leur changement de phase se fait sur une plage de température restreinte comparable à celle des corps purs.
- Leur chaleur latente est supérieure à celle des composés purs.
- Ils ne présentent pas de ségrégation de phase contrairement aux hydrates de sels.

De par leur chaleur latente élevée et leur faible coût, les fluorures et les chlorures ont été envisagés dans des compositions eutectiques. Les compositions de sels à base de nitrates, carbonates et hydroxydes sont également d'un intérêt considérable.

### Inconvénients

L'inconvénient majeur de ce type de mélange est de réussir à déterminer le point eutectique exact afin d'avoir une température de fusion unique, comme pour un corps pur.

## 2.3. Comparaison des MCP

Une comparaison des différentes familles de MCP en fonction de leur point de fusion et leur chaleur latente est présentée sur la Figure II-8 a).

On notera ainsi que les matériaux qui couvrent la gamme de température de 100 à 300 °C pour la valorisation de la chaleur fatale industrielle sont essentiellement les alcools de sucre, les nitrates de sels et les hydroxydes. Ce graphe n'est cependant pas exhaustif et certaines paraffines et acides gras pourront récupérer la chaleur des RTI jusqu'à 150 °C.

La comparaison des différentes substances chimiques est réalisée sur la Figure II-8 b). On notera que dans la gamme de température entre 100 et 300 °C, c'est-à-dire 373 à 573 K les produits qui présentent une grande densité énergétique sont l'érythritol, le mannitol et le nitrate de lithium. Sur ce tableau ne sont pas répertoriés certains acides gras, comme l'acide sébacique ( $T_{\text{fusion}} = 132 \text{ }^\circ\text{C}$ ) qui semble intéressant pour le stockage de chaleur latente.

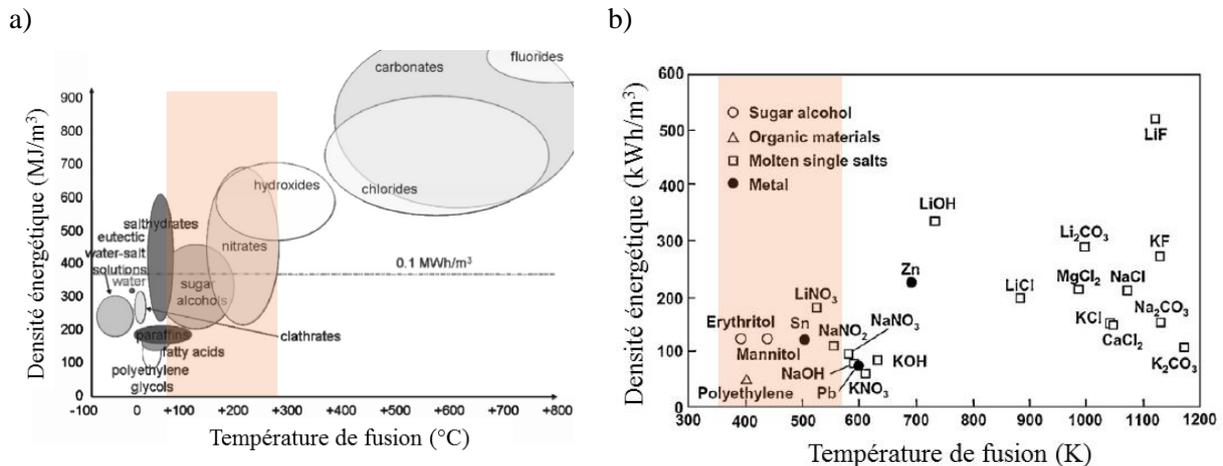


Figure II-8 : Comparaison des MCP entre eux en fonction de leur température de fusion et leur chaleur latente en MJ/m³ : a) classement par famille [10], b) quelques exemples de composés [50]

Un autre critère essentiel pour la sélection du MCP pour la valorisation de la chaleur fatale industrielle est le coût. Différents MCP sont présentés en fonction de leur température de

fusion ainsi que leur coût sur la Figure II-9. L'érythritol et le mannitol qui présentent une densité énergétique élevée et une température de fusion à 118 °C et 165 °C respectivement pourraient ainsi être utilisables pour la valorisation de la chaleur fatale industrielle. Une étude et caractérisation plus poussée sera faite sur les MCP envisagés pour l'application dans le chapitre VI de cette thèse.

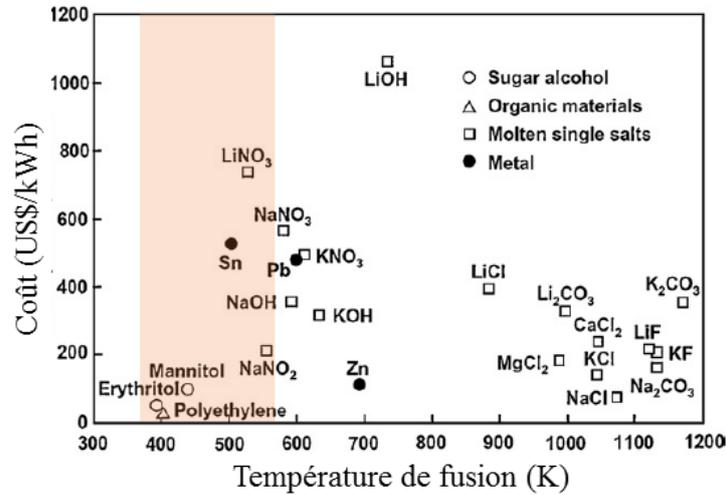


Figure II-9 : Coût par rapport à la température de fusion des différents MCP [50]

Ainsi, on retiendra qu'il existe une multitude de matériaux envisagés pour le stockage latent mais qu'aucun ne présente les propriétés idéales pour constituer un matériau de stockage parfait. Un des points communs entre les différentes catégories de MCP reste la faible conductivité thermique, qui induit une problématique de transfert.

### 3. Problématique de la thèse

L'utilisation des MCP en tant que matériaux de stockage et plus particulièrement de la transition solide-liquide présente l'inconvénient d'une faible conductivité thermique. Lors du processus de décharge, l'énergie libérée par la solidification du MCP doit être transportée de l'interface solide-liquide à travers la couche de solide naissante autour de la surface de transfert vers le fluide caloporteur. De cette façon, le coefficient de transfert global est limité par la conductivité thermique du MCP solide à la décharge qui est souvent le processus dimensionnant dans de nombreuses applications. Il se trouve que la plupart des MCP présentent généralement une conductivité thermique faible de l'ordre de  $0,5 \text{ W/(m.K)}$  qui limite l'échange entre le fluide caloporteur et le milieu de stockage. Par conséquent, la conception d'un matériau de stockage efficace et rentable requiert le développement de techniques d'amélioration des performances thermiques. Se basant sur la littérature, il existe plusieurs stratégies pour répondre à cette problématique qui sont présentées sur la Figure II-10 . Il est ainsi possible :

- D'agir sur le MCP pour améliorer sa conductivité thermique ou encore le coefficient d'échange global dans le réservoir.
- De mettre en mouvement le MCP grâce à des technologies innovantes afin de provoquer la convection forcée du MCP autour d'une surface de transfert et ainsi d'améliorer le coefficient d'échange global.
- D'intégrer le MCP dans un échangeur de chaleur ou dans des capsules et d'améliorer le transfert thermique en augmentant la surface d'échange.

*Les trois catégories d'amélioration du transfert thermique sont présentées dans les trois parties ci-après dans lesquelles sont recensées les publications majoritairement expérimentales les plus récentes et les plus pertinentes. Les publications sélectionnées sont celles qui mettent en œuvre un vrai système expérimental et qui décrivent l'amélioration de la performance apportée par les différentes solutions.*

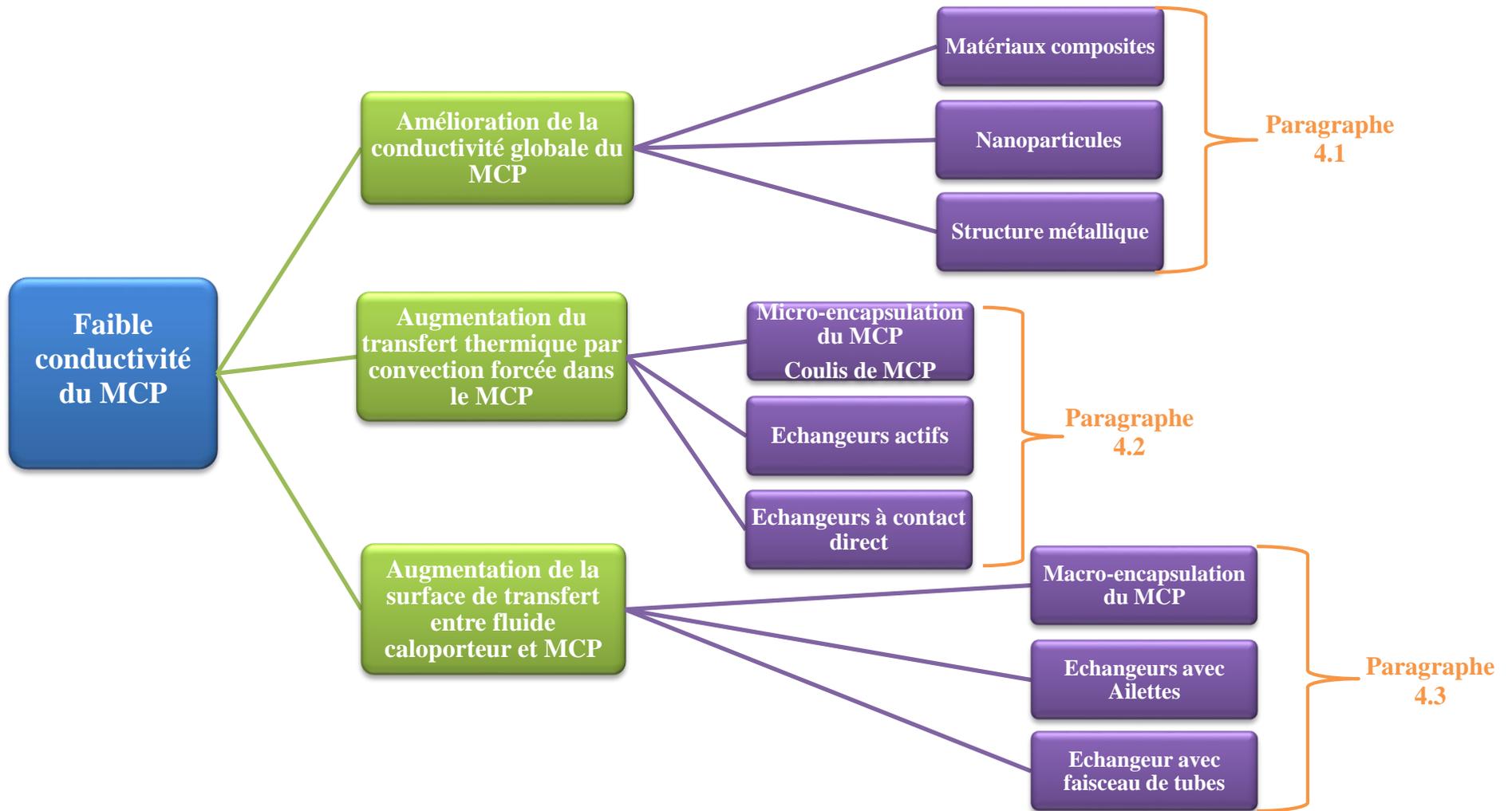


Figure II-10 : Pistes d'amélioration du transfert thermique dans les systèmes de stockage latent

## 4. Amélioration du transfert thermique dans les MCP

### 4.1. Actions sur le matériau à changement de phase

Dans un premier temps, sont présentées les techniques d'amélioration du transfert thermique agissant sur le MCP directement. Il existe deux moyens d'agir sur le MCP pour augmenter le flux global transféré. On peut :

- Améliorer la conductivité thermique globale par l'ajout de structures plus conductrices ou la fabrication d'un matériau composite.
- Jouer sur l'écart de température entre le fluide caloporteur et le point de fusion du MCP pour garder un flux échangé constant en instaurant un système de MCP en cascade.

#### 4.1.1. Amélioration de la conductivité thermique globale

Une première action pour améliorer le transfert thermique dans le réservoir de stockage est de combiner le MCP avec un matériau plus conducteur afin d'obtenir une conductivité thermique globale plus élevée. Ainsi, il est possible de l'intégrer dans une matrice métallique ou de fabriquer un composite ayant des propriétés thermophysiques meilleures.

##### 4.1.1.1. Structure métallique

La structure métallique à laquelle on associe le MCP peut se présenter sous la forme d'une matrice, telle que des brosses de carbone ou de simples éléments métalliques, ou sous forme d'une mousse faite avec un matériau naturellement poreux comme les mousses de graphite ou de cuivre.

#### Matrice métallique :

Parmi toutes les matrices métalliques testées expérimentalement dans des unités de stockage latent, les anneaux de Lessing en métal utilisés par R. Velraj *et al.* [51] sont les plus efficaces puisque la conductivité thermique de l'ensemble anneaux-paraffine (2 W/m.K) est dix fois supérieure à la conductivité thermique de la paraffine seule (0,2 w/m.K). Cette structure est visible sur la Figure II-11.



Figure II-11 : Anneaux de Lessing utilisés comme intensificateur thermique dans les MCP [51]

Un autre des matériaux assez utilisés pour fabriquer de telles structures est le carbone. Sa légèreté et sa conductivité thermique élevée permettent de limiter la dégradation des

structures par gravité, mais également de limiter le poids de l'installation. Un schéma de structure en carbone autour de tubes verticaux est présenté sur la Figure II-12.

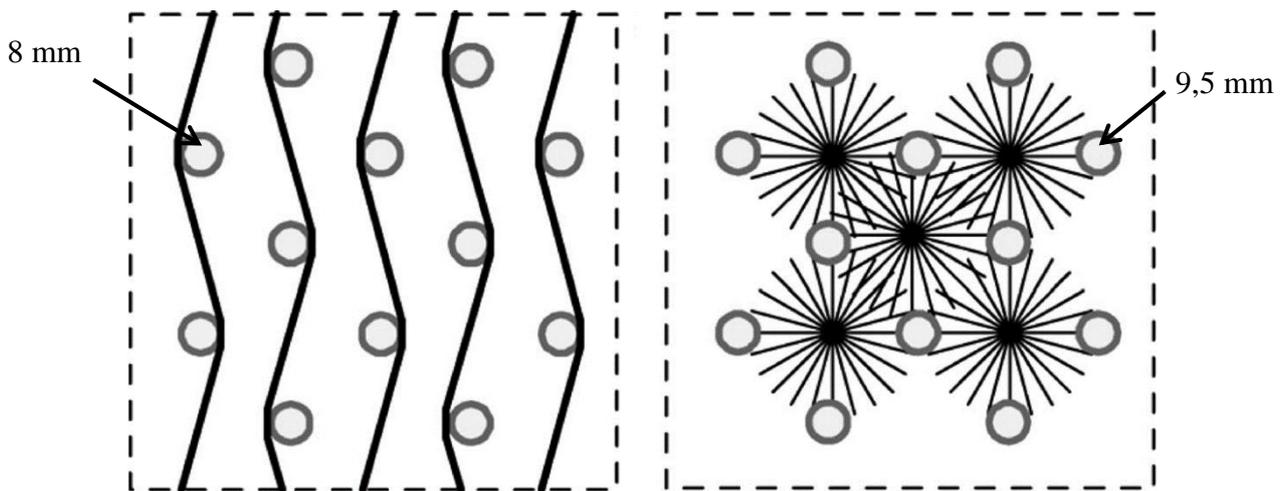


Figure II-12 : Exemple de structure métallique avec fibres de carbone disposées entre des tubes à la verticale [52]

La conductivité thermique effective de l'ensemble structure et MCP est un premier paramètre à prendre en compte pour améliorer le transfert global dans de tels systèmes. Cependant, d'autres paramètres sont à prendre en compte pour optimiser le transfert, comme l'arrangement de la structure ou encore le contact thermique avec les tubes.

Y. Hamada *et al.* [53] a comparé l'effet de l'ajout de deux structures en carbone dans du MCP : d'une part, une brosse organisée autour des tubes verticaux d'un échangeur et d'autre part, des fibres disposées en vrac dans le réservoir, comme illustré sur la Figure II-13. Dans le cas des brosses de carbone, à droite sur la figure, les tubes sont insérés après la structure et entrés en force dans le carbone garantissant un bon contact thermique.

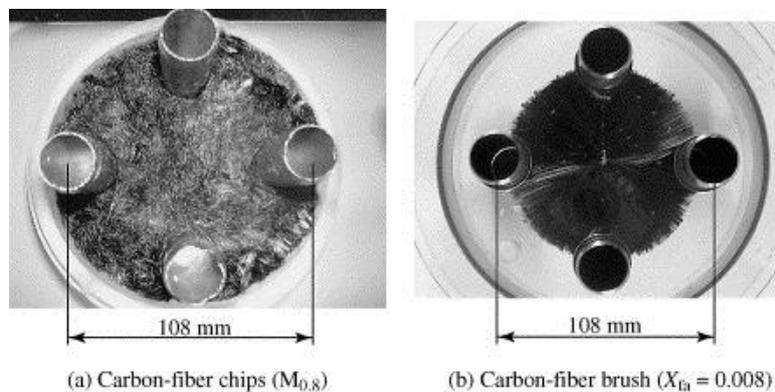


Figure II-13 : Structures avec fibres de carbone dispersées entre des tubes verticaux (a) ou organisées (b) [53]

Les fibres de carbone en vrac présentent une conductivité effective plus élevée que les fibres de carbone organisées. Par exemple, pour 1% volumique de structure métallique, le rapport entre la conductivité thermique effective de la structure et la conductivité du MCP  $\lambda_{\text{eff}}/\lambda_{\text{MCP}}$  est de 3.3 pour les brosses de carbones contre 3.7 pour les fibres de carbone. Cependant, en utilisant les fibres de carbone en vrac, une résistance thermique est créée près de la surface d'échange, étant donné le mauvais contact avec les tubes, ce qui diminue les performances de transfert. Le coefficient d'échange global est en effet de 340 W/(m<sup>2</sup>.K) pour les brosses de carbone contre 150 W/(m<sup>2</sup>.K) pour les fibres de carbones [53]. L'échange est ainsi deux fois moins bon, malgré une conductivité thermique effective plus élevée.

### Mousse métallique :

Une autre des techniques développées consiste à réunir une mousse ou une structure de métal ayant une porosité de l'ordre de 90 % avec un MCP par compression ou imprégnation. Plusieurs auteurs ont déjà appliqué cette technique principalement avec du cuivre [54-56]. Un exemple de mousse de cuivre est présenté sur la Figure II-14.

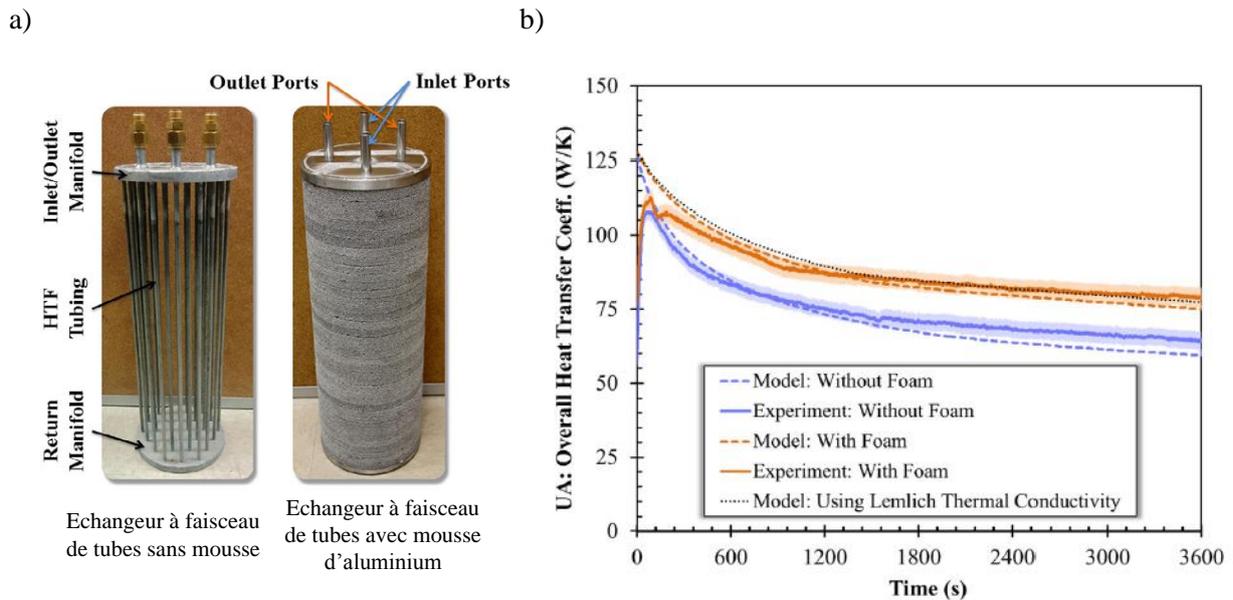


Figure II-14 : Mousse de cuivre à imprégner de MCP [56]

Les systèmes de stockage impliquant une mousse métallique ont été étudiés sous différents aspects. Certains auteurs ont étudié l'impact d'ajout de mousse métallique sur l'augmentation de la conductivité thermique équivalente en conditions quasi-stationnaires, comme c'est le cas de Xiao *et al.* [57]. La principale conclusion est que la conductivité thermique équivalente est dépendante de la porosité et de la conductivité thermique des différents matériaux mais pas de la taille des pores. D'autres études [55;56;58] se focalisent plutôt sur l'amélioration du changement de phase dans les mousses métalliques et trouvent une dépendance entre la taille des pores et l'amélioration du changement de phase. Par exemple, pour une porosité donnée, une plus petite taille de pores résulte en une densité de pores plus grande, ce qui permet d'améliorer le transfert thermique grâce à la surface spécifique d'échange qu'elle engendre. A la charge, cet effet est plus mitigé car la taille de pores peut permettre les mouvements de liquides, notamment la convection naturelle, grâce à la pression capillaire et améliorer l'échange lorsque la taille des pores est plus importante [59].

*On dénombre beaucoup d'études théoriques, analytiques ou numériques autour des mousses métalliques, mais peu d'études expérimentales ont pu aboutir à des résultats concrets. Bien souvent, les études expérimentales sont menées sur des volumes de mousse très petits, ce qui n'est pas forcément représentatif d'un vrai réservoir de stockage.*

Une étude a été réalisée par Fleming *et al.* [60] dans laquelle un échangeur type faisceau de tubes plongé dans une mousse en aluminium imprégnée de MCP a été comparé au simple échangeur à faisceau de tubes comme présenté sur la Figure II-15 a). Les performances des deux systèmes sont comparées grâce au calcul du coefficient d'échange global, notamment à la solidification, comme on peut le voir sur la Figure II-15 b).



**Figure II-15 : a) Echangeur à faisceau de tubes testé avec de l'eau en tant que MCP et comparé à un échangeur plongé dans une mousse en aluminium et b) coefficient d'échange global pour les deux systèmes à la solidification [60]**

A la solidification, l'implantation d'une mousse dans le faisceau de tube permet en moyenne d'augmenter les performances de 20 %. D'autres expérimentations ont été réalisées pour la fusion. Les performances sont alors augmentées de 100 % malgré le fait que la mousse casse les mouvements de convection entre le haut et le bas de l'échangeur. Par ailleurs, les auteurs ont réalisé un modèle numérique et trouvent une conductivité effective de 5.1 W/(m.K) pour la solidification et de 1.8 W/(m.K) pour la fusion. La théorie de Lemlich, permettant d'estimer la conductivité effective d'un tel système, prévoyait pourtant une conductivité effective de 6 W/(m.K) pour la solidification et de 4.5 W/(m.K) pour la fusion [60].

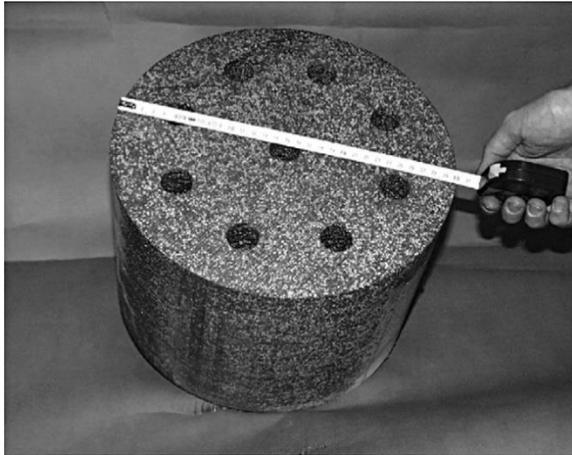
*Ainsi, les structures métalliques peuvent présenter la meilleure des conductivités effectives qui soit, l'arrangement des fibres est un point crucial, comme montré dans le cas des fibres de carbone. Dans le cas des mousses métalliques, la difficulté est de prévoir le comportement de la mousse, car les expérimentations sont encore rares et les modèles numériques se focalisent sur les aspects de conductivité thermique effective, et ne sont pas forcément représentatifs du vrai comportement des mousses utilisées avec les MCP, étant donné les mécanismes complexes qui entrent en jeu pendant le changement de phase. Enfin, tout comme le stockage sensible utilisant les rebus métalliques, les structures métalliques sont coûteuses.*

#### 4.1.1.2. Dispersion de particules dans le MCP

Pour ajouter du métal au MCP, il est également possible d'y disperser des particules de graphite et créer ainsi un matériau composite plus conducteur [61]. L'amélioration de la conductivité thermique du MCP composite est fonction de la quantité de matériau conducteur inséré dans le MCP. Plusieurs composites ont été réalisés avec du graphite [62;63] dans le cadre du projet DISTOR\*, projet européen visant le développement de stockage d'énergie pour les centrales solaires à production directe de vapeur, du carbone [64] ou encore du graphène [65], tous trois étant différentes formes de graphite. Deux types de composites MCP-graphite sont présentés sur la Figure II-16.

\*DISTOR, projet européen « Energy storage for Direct Steam Solar Power Plants » visant à développer des techniques de stockage de chaleur innovantes telles que le MCP encapsulé ou les matériaux composites

a) MCP mélangé à du graphite utilisé dans le projet DISTOR



b) Matériau composite MCP-Graphite



Figure II-16 : MCP associé à du graphite pour faire un matériau composite, (a) [63], (b) [52]

L'aluminium a également fait l'objet d'études expérimentales en tant que matériau composite. Le temps de fusion dans une paraffine mélangée à une poudre d'aluminium a été mesuré comme 60 % inférieur au temps de charge de la paraffine pure par E.-B.S. Mettawee et G.M.R. Assassa [66].

Par ailleurs, A. Karaipekli *et al.* [67] a prouvé que la conductivité thermique d'un composite dépend linéairement du pourcentage massique de matériau conducteur inséré dans une étude où il compare la conductivité thermique du composite MCP-graphite avec celle des fibres de carbone mélangées à du MCP.

Cependant, l'association du MCP avec un matériau conducteur peut entraîner une baisse de la chaleur latente comme le montre l'étude DSC réalisée par M. Li [62], illustrée sur la Figure II-17, où la chaleur latente est mesurée en fonction de la quantité de graphite introduite. On remarque ainsi qu'une augmentation de 900 % de la conductivité thermique effective résulte en une baisse de 14 % de la chaleur latente. Les matériaux composites sont en effet comparés grâce à des analyses DSC qui permettent de mesurer une chaleur latente globale.

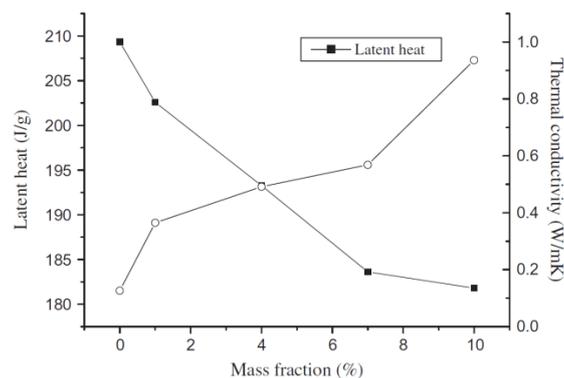
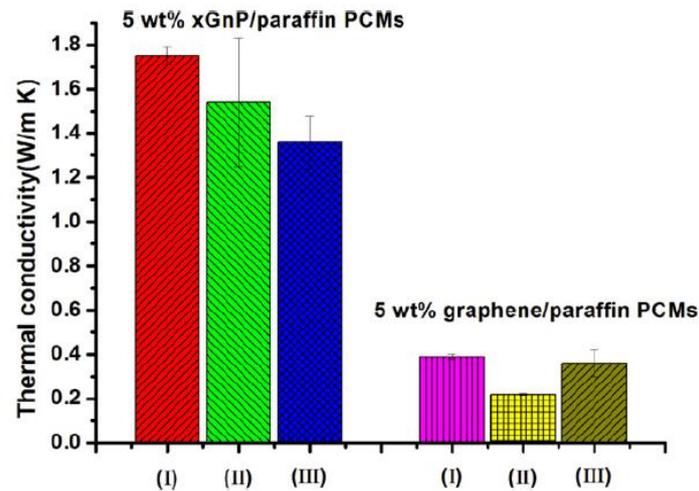


Figure II-17 : Chaleur latente (à gauche) et conductivité thermique (à droite) d'un matériau composite en fonction de la quantité de graphite [62]

Ainsi, en augmentant la conductivité thermique globale, on augmente la puissance de transfert mais en perdant en compacité.

Les composites MCP-graphite peuvent être réalisés grâce à différents procédés chimiques ou mécaniques tels que les traitements thermiques, le séchage, les mélanges, la compression ou

encore le broyage, procédés tous chronophages et énergivores. Le procédé de fabrication peut d'ailleurs influencer les performances du matériau composite, comme illustré sur la Figure II-18 où l'on peut voir la conductivité thermique de deux matériaux composites préparés avec trois méthodes différentes.



**Figure II-18 : Conductivité thermique de deux matériaux composites fabriqués avec trois méthodes différentes (I), (II) et (III) [65]**

La longévité d'une telle structure est un des critères les plus importants pour son utilisation dans un stockage latent. Malheureusement, le composite obtenu n'est pas toujours homogène et après plusieurs cyclages, on observe parfois une ségrégation des phases entre le MCP et les particules. De plus, la présence d'un autre corps dans le MCP peut conduire à modifier les cinétiques de cristallisation ou encore la température de fusion du MCP, comme déjà observé lors du projet HTP-STOCK [68]. De nouvelles méthodes de fabrication coûteuses sont alors nécessaires pour obtenir un composite innovant et ayant des propriétés thermophysiques idéales. C'est pourquoi, pour l'instant, aucun stockage industriel de ce type n'a vu le jour.

*Ainsi, l'ajout de matières conductrices dans les MCP permet d'améliorer la conductivité apparente du matériau de stockage mais peut également modifier ses propriétés thermophysiques, comme baisser l'enthalpie de changement de phase, modifier la cinétique de cristallisation ou encore dégrader la stabilité thermique. Par ailleurs, les méthodes de fabrication des matériaux composites ou à conductivité augmentée sont coûteuses car elles mettent en œuvre des matières nobles comme le cuivre ou encore la graphite dans des procédés chronophages et énergivores.*

#### 4.1.2. Augmentation du flux transféré par utilisation de MCP multiples

Une autre technique pour améliorer les performances d'un stockage latent consiste à associer plusieurs MCP qui ont des températures de fusion différentes. Le taux de chaleur transférée dans l'unité de stockage et les performances du système dépendent en premier lieu de la différence de température entre le fluide caloporteur et le point de fusion du MCP [69]. Si un seul MCP est utilisé, cette différence de température diminue dans le sens de l'écoulement du fluide caloporteur, car le fluide caloporteur refroidit à mesure que la chaleur est transférée lors d'une charge, ce qui provoque la diminution du flux échangé. Si, au contraire, plusieurs MCP sont placés dans l'unité de stockage dans l'ordre décroissant des températures de fusion, alors la différence de température sera quasi-constante au cours d'une fusion, et ce, même si le fluide caloporteur refroidit le long de l'échangeur. Par conséquent, le flux de chaleur entre le fluide caloporteur et le MCP est presque constant et les performances du système également. Durant une décharge, le fluide caloporteur circule dans le sens inverse et se réchauffe le long

de l'échangeur à gradient de température quasi-constant également. L'utilisation de MCP multiples dans un échangeur tube-calandre est illustrée sur la Figure II-19.

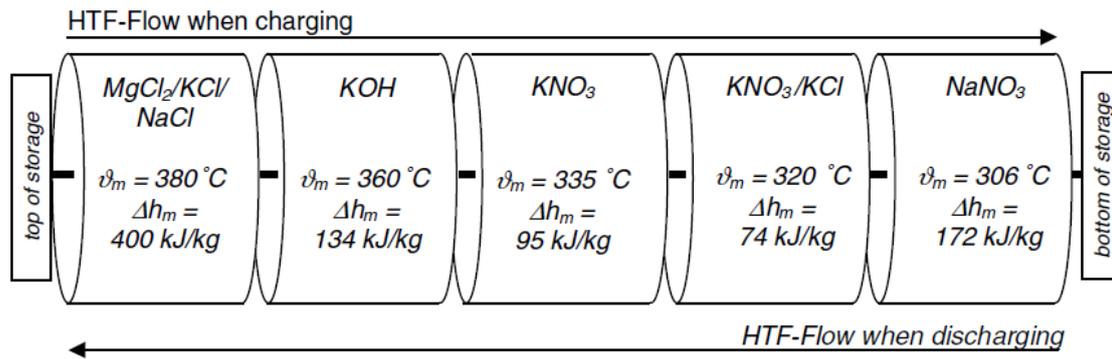
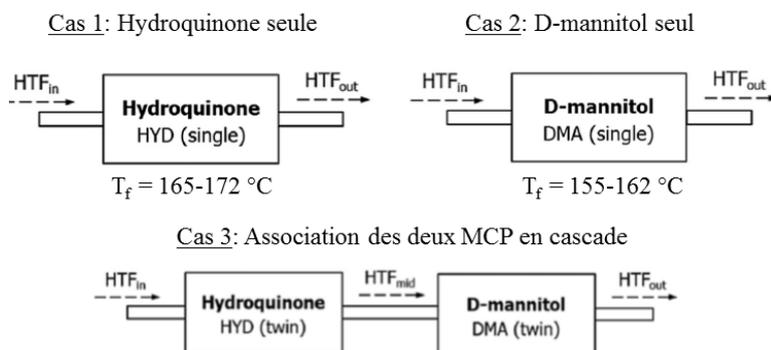


Figure II-19 : Unité de stockage avec MCP multiples : exemple de combinaison utilisée par F. Dinter *et al.* [70]

Un grand nombre de publications est tourné vers l'étude de l'implantation de MCP en cascade dans les stockages latents. Ainsi, T. Watanabe *et al.* [71] a utilisé trois MCP dans des capsules cylindriques pour un échangeur avec de l'air. Une augmentation de 10% du taux de chaleur échangée a été observée. Une étude expérimentale faite par H. Michels et R. Pitz-Paal [72] a montré les bénéfices de MCP en cascade dans un échangeur tube-calandre. Trois MCP sont placés dans la calandre et de l'huile synthétique est utilisée en tant que fluide caloporteur. L'expérience a montré qu'une grande quantité de MCP a subi un changement de phase lors d'une charge et que la capacité de stockage d'une unité avec trois MCP est plus importante qu'une unité de stockage latent simple.

En 2015, une installation expérimentale à taille pilote a vu le jour en Espagne [73] pour tester la solution d'association de MCP en cascade dans un échangeur type tube-calandre. Les deux MCP mis en œuvre sont l'hydroquinone, qui a une plage de fusion de 165-172 °C et le mannitol dont la plage de fusion s'étend de 155 à 162 °C. Deux systèmes de stockage identiques en inox sont associés en série et remplis l'un avec l'hydroquinone, l'autre avec le mannitol. A la charge, le fluide caloporteur chaud, ici de l'huile thermique telle que la Terminol VP21, passe ainsi d'abord dans l'échangeur rempli d'hydroquinone, puis dans celui rempli de Mannitol. Ce système est ensuite comparé à un échangeur unique rempli de l'un des deux MCP proposés comme présenté sur la Figure II-20.

a)



b)

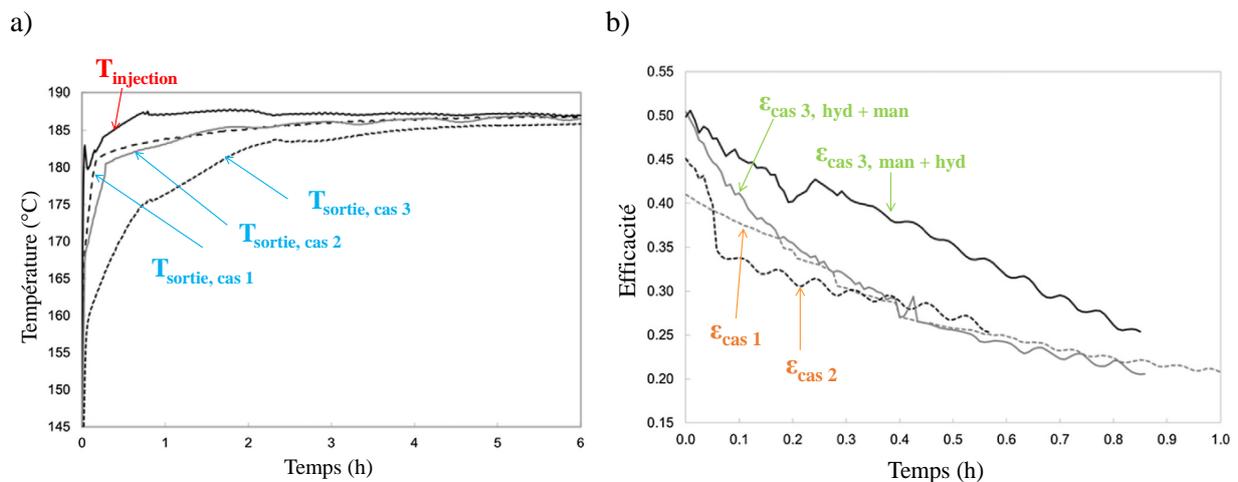


Figure II-20 : a) Configuration des différents tests réalisés et b) vue de l'échangeur utilisé par G. Peiro *et al.* [73] pour montrer l'efficacité d'une association de MCP en cascade dans un système de stockage latent

Pour comparer les performances de ces différents systèmes de stockage, les auteurs regardent un paramètre mis en place par Tay *et al.* [74], décrit dans l'équation (II-5) et qui permet de quantifier l'énergie maximale stockable par le système et l'énergie réellement stockée, mesurant ainsi une efficacité instantanée du système de stockage.

$$\varepsilon = \frac{T_{\text{injection}} - T_{\text{sortie}}}{T_{\text{injection}} - T_{\text{fusion}}} \quad (\text{II-5})$$

Les résultats sont présentés sur la Figure II-21 et l'on peut voir que le cas 3 est le cas le plus efficace prouvant l'intérêt de mettre en place une telle configuration pour un stockage thermique. On remarque en effet sur la Figure II-21 a) que lorsque le cas 3 est utilisé, le gradient de température entre la température d'entrée et de sortie est plus important que pour les cas 1 et 2, résultant en une meilleure efficacité instantanée pendant tout l'essai (Figure II-21 b))



**Figure II-21 : Comparaison d'un système de stockage latent avec simple MCP et d'un système en cascade : a) comparaison des températures en sortie d'échangeur, b) comparaison des efficacités [73]**

*Ainsi, la solution de MCP en cascade semble pertinente d'un point de vue efficacité. On notera que la mise en œuvre implique cependant d'utiliser plusieurs échangeurs, ce qui complique le système de stockage global. Par ailleurs, l'utilisation de différents MCP résulte en une combinaison de différentes enthalpies de changement de phase, certaines plus élevées que d'autres, ce qui en moyenne, peut réduire la densité énergétique globale du système.*

## 4.2. Echangeur actif

Après avoir vu en détail les différentes façons d'améliorer le transfert thermique global en agissant sur le MCP directement, les systèmes de stockage latent, dits « actifs », sont présentés dans ce paragraphe.

La plus grande difficulté rencontrée dans les systèmes passifs, c'est-à-dire sans mouvement du MCP est la formation d'une croûte de solide durant la solidification qui agit comme résistance thermique sur la surface de transfert. Plusieurs méthodes ont ainsi été imaginées, soit pour décrocher cette couche solide, soit pour en limiter sa formation au cours de la solidification. Ces méthodes sont nommées actives car, elles impliquent la mise en mouvement du MCP. En partant de cette idée, d'autres techniques utilisant la convection forcée se sont répandues pour améliorer les performances d'échange lors de la fusion, puisque, bien souvent, la conductivité thermique du MCP liquide n'excède pas de beaucoup celle du solide.

On peut recenser plusieurs techniques de mise en mouvement :

- L'utilisation du MCP pur avec une mise en mouvement mécanique : pompes, surfaces raclées, échangeurs à double vis.
- La fabrication d'un slurry, mélange d'une phase liquide et solide inhibant ainsi la formation de la couche solide.
- L'application du contact direct entre le fluide caloporteur et le MCP pour maximiser les surfaces d'échange et provoquer des remous.

### 4.2.1. Solutions mécaniques

#### 4.2.1.1. Surface raclée

Une première technique pour enlever la couche de solide formée est de racler la surface de l'échangeur. Il existe deux types de racleurs qui ont été imaginés par J. Alario *et al.* [75;76] : les racleurs en translation et les racleurs en rotation interne.

Les racleurs en translation consistent en un ensemble d'échangeurs tubes calandre équipés d'un racleur motorisé et mis en place autour des tubes. Les racleurs sont légèrement inclinés par rapport à la surface d'échange et reliés à un arbre entraîné par un moteur, ce qui permet de décrocher la couche de solide et de la faire tomber dans l'échangeur.

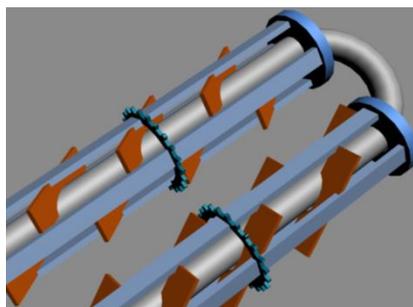


Figure II-22 : Racleurs en translation mis en place autour de tubes horizontaux [77]

Ce système a été testé aux Etats-Unis dans les années soixante-dix avec un système de production directe de vapeur [76;78;79]. Un schéma et une photo de l'installation sont visibles sur la Figure II-23. Le principal risque dans de tels échangeurs est d'avoir une accumulation de particules solides autour des racleurs qui engendreraient leur blocage.

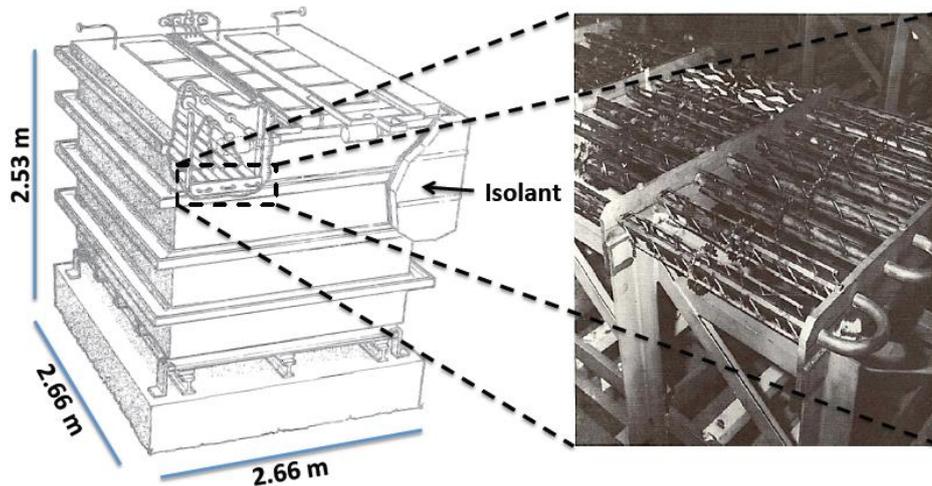


Figure II-23 : Racleur autour de tubes horizontaux (à droite) et dimensions du système de stockage actif (à gauche) [79]

Un deuxième type d'échangeur à surface raclée a été imaginé dans une cuve remplie de MCP dans lequel un tube central à double paroi est raclé pour améliorer l'échange entre le MCP qui passe dans le tube central et le fluide caloporteur, contenu dans la double paroi. Un schéma du dispositif expérimental est présenté sur la Figure II-24.

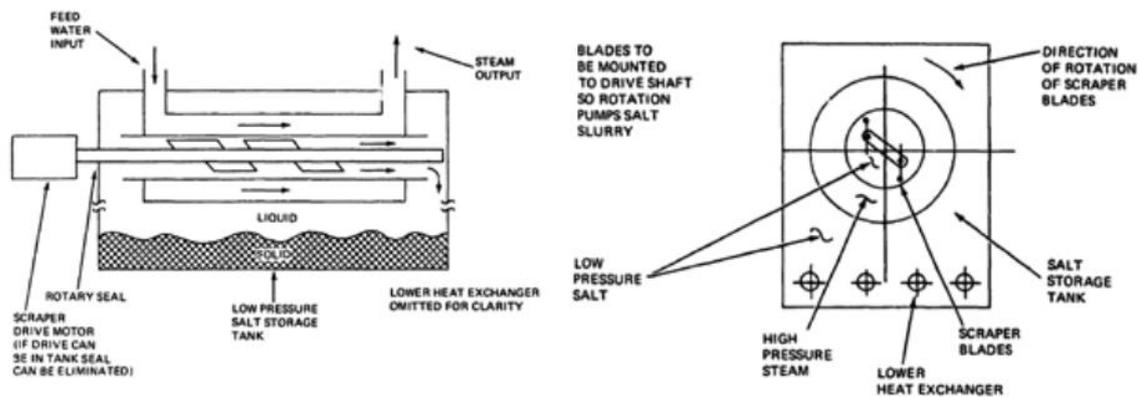


Figure II-24 : Echangeur à surface raclée en rotation interne [80]

*Ainsi, on notera que ces techniques, pourtant étudiées dans les années 80, n'ont pas été mises en œuvre dans des prototypes qui auraient prouvé leur efficacité depuis. Plusieurs raisons peuvent être citées : d'une part, le système de racleur est assez difficile à mettre en place, tous les éléments d'étanchéité, joints ou soudures, doivent être pensés pour un système en mouvement, le raclage peut aussi venir abimer la surface d'échange jusqu'à percer les tubes et mélanger le fluide caloporteur au MCP, ce qui représente un risque non négligeable. D'autre part, le raclage est un procédé qui consomme de l'électricité et qui réduit donc le rendement global du système.*

#### 4.2.1.2. Echangeurs à double vis

Plutôt que d'instaurer un système qui viendrait racler les parois de l'échangeur, d'autres auteurs ont imaginé des échangeurs, qui par leur conception seraient capables de s'auto-nettoyer. C'est ainsi qu'un échangeur à double vis, visible sur la Figure II-25, a été conçu par V. Zipf *et al.* à Fraunhofer ISE [81]

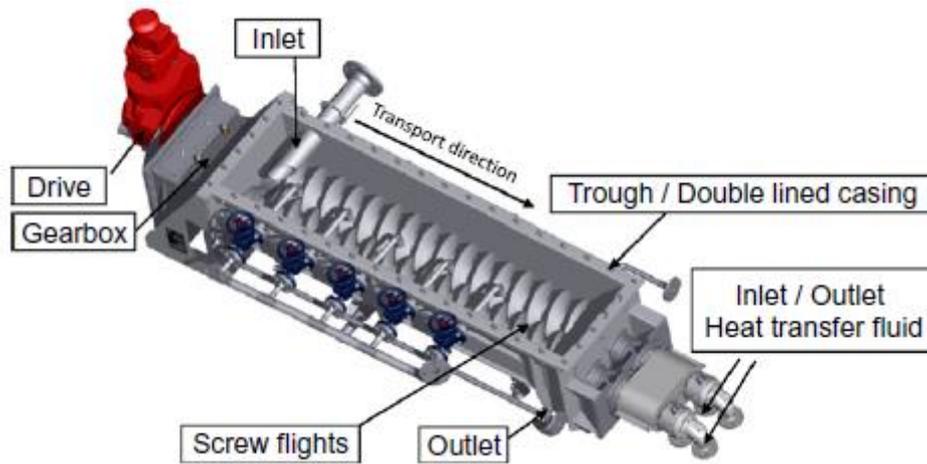


Figure II-25 : Echangeur à double vis développé pour un système de stockage dynamique [81]

Le fluide caloporteur circule à l'intérieur de deux vis qui, en rotation permettent de décrocher la croûte de MCP solide. Tout l'échangeur est ainsi en rotation et pas simplement un système de décrochage comme c'était le cas pour les échangeurs à surface raclée. Des tests ont été réalisés sur un prototype semi-automatique. Le fluide caloporteur, ici de l'huile, circule à l'intérieur de la vis et dans une double paroi de la calandre permettant la solidification du MCP le long de la vis ainsi qu'autour des parois. Le MCP solidifié est ensuite transporté et évacué grâce aux double vis de l'échangeur vers un container de stockage. Le MCP est stocké dans deux containers séparés, selon qu'il est liquide ou solide. Lors du dimensionnement, la surface de transfert peut ainsi être découplée de la capacité de stockage de l'échangeur, ce qui permet de réduire l'encombrement de l'échangeur et de stocker dans des espaces bien séparés du procédé les réservoirs de chaud et de froid. Un deuxième prototype fonctionnant avec génération directe de vapeur doit être développé avec la même technologie par Fraunhofer ISE. Toute la difficulté réside alors dans la résistance à la pression et l'étanchéité des deux vis rotatives lorsque le fluide caloporteur s'évapore dans le tube central.

#### 4.2.1.3. Echangeur avec convection forcée

Pour améliorer l'échange durant la charge, N.H.S. Tay *et al.* [82] a pensé à un système de fusion dynamique qui s'adapte sur un échange type tubes-calandre. L'échangeur se compose de tubes en U à double enveloppe plongés dans un container rempli de MCP, illustré sur la Figure II-26.



Figure II-26 : Echangeur avec recirculation du MCP dans des tubes en U à double enveloppe imaginé par N.H.S. Tay *et al.* [82]

Dans le tube le plus petit circule le fluide caloporteur. Un thermocouple permet de contrôler la température dans le tube le plus gros. Dès que l'espace annulaire atteint la température de fusion du MCP, une pompe située dans le réservoir de MCP est enclenchée et fait circuler le MCP dans l'échangeur, forçant la convection autour de la surface d'échange. Un troisième tube de préchauffage peut être ajouté pour accélérer la fusion du MCP autour des trous de pompage, ce qui permet de créer une poche de MCP liquide autour du U. On peut imaginer la difficulté à mettre en œuvre un tel type de stockage dans un réservoir à l'échelle du prototype.

*Peu de prototypes sont développés avec ce type d'échangeurs. La mise en œuvre implique souvent l'utilisation de générateurs électriques pour alimenter les pompes et les racleurs qui augmentent la consommation électrique. Parfois, l'utilisation de pièces mobiles limite l'étanchéité du système. Tous ces échangeurs peuvent être utilisés avec des MCP classiques, qui se solidifient et fondent complètement au cours des cycles, ce qui nécessite une puissance suffisante pour la mise en mouvement. Il est également possible de mettre en œuvre des coulis de MCP, qui ne figent pas au cours des cycles et qui facilitent alors la mise en circulation. Ces coulis sont présentés au paragraphe suivant.*

#### 4.2.2. Les coulis ou « slurries »

On appelle « coulis » ou « slurry » de MCP un fluide à deux phases comportant d'un côté un fluide de transport se présentant sous forme gazeuse, solide ou liquide, avec un MCP, sous forme liquide ou solide. Comme la particularité des coulis est leur facile mise en mouvement et leur grande capacité de stockage grâce à l'augmentation de la surface d'échange, ils peuvent être utilisés aussi bien en tant que matériau de stockage dans lequel on peut mettre en place de la convection forcée pour améliorer le transfert mais aussi en tant que fluide caloporteur. Il existe plusieurs façons de fabriquer des coulis [83] et ceux-ci sont classés dans les paragraphes suivants.

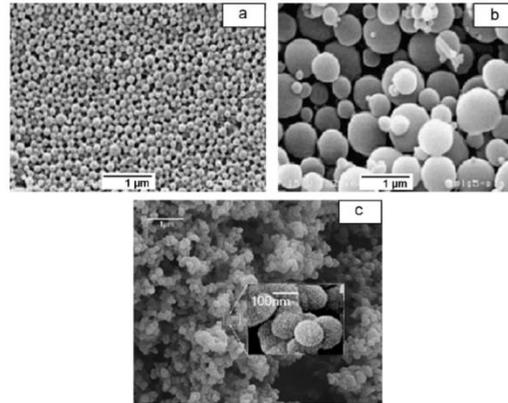
##### 4.2.2.1. Ice slurries

La première solution consiste à mélanger de l'eau avec de la glace pour créer un coulis en jouant avec la surfusion afin de conserver un mélange solide-liquide. Ces types de coulis se nomment « ice slurries ». Ils sont principalement utilisés dans le stockage froid [83].

##### 4.2.2.2. Micro-encapsulation

Comme son nom l'indique, la micro-encapsulation consiste à piéger du MCP dans des microcapsules et utiliser un deuxième fluide pour les transporter [83]. L'enveloppe peut être fabriquée avec une grande gamme de matériaux, tels que les polymères naturels ou synthétiques [69]. Les procédés de micro-encapsulation sont principalement des procédés chimiques, comme la coacervation<sup>1</sup> ou la polymérisation inter-faciale, ou des procédés physiques, comme le séchage en spray ou la précipitation électrostatique, ou encore des procédés physico-chimiques tels que la séparation des phases [84-86]. Des exemples de microcapsules fabriquées par différents procédés sont présentés sur la Figure II-27.

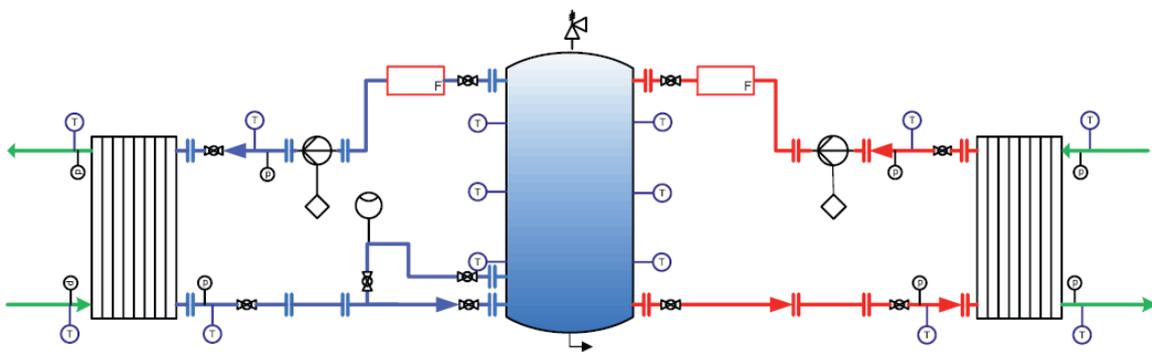
<sup>1</sup> Coacervation : formation de petites gouttelettes sphéroïdales de particules colloïdales en suspension, dont la cohérence par rapport au liquide environnant est assurée par les forces hydrophobes du contenu. Dans ce cas, c'est ainsi le MCP qui est hydrophobe.



**Figure II-27 : Profils microscopiques de différentes microcapsules fabriquées par a) Séchage en spray, b) Coacervation, c) Polymérisation in situ [84]**

L'avantage des microcapsules est d'augmenter considérablement la surface d'échange. De plus, le MCP est contenu dans de si petits espaces que la couche de solide créée lors de la solidification n'a pas une dimension caractéristique très grande et ne constitue pas une résistance thermique qui empêcherait le bon transfert thermique. Un des autres avantages est que le fluide créé ne fige pas autour des parois d'un échangeur ou d'un container et que cette masse micro-encapsulée peut alors être assimilée à un fluide que l'on peut mettre en mouvement.

Une installation pilote de stockage a été réalisée par L. Vorbeck *et al.* [87] pour tester l'efficacité d'une paraffine micro-encapsulée produite par BASF dispersée dans de l'eau et stockée dans un container à échelle commerciale de 5 m<sup>3</sup>. L'installation pilote est illustrée sur la Figure II-28.



**Figure II-28 : Schéma de l'installation pilote de 5 m<sup>3</sup> avec paraffine micro-encapsulée et dispersée dans de l'eau utilisée par L. Vorbeck *et al.* [87]**

Elle se compose d'un container rempli de MCP micro-encapsulé dimensionné de telle sorte qu'il y a toujours une stratification thermique entre le haut et le bas du réservoir. La boucle est constituée de deux échangeurs avec de l'eau : l'un utilisé pour le stockage, c'est-à-dire la charge de la chaleur dans le coulis, est situé à droite sur le schéma, l'autre utilisé pour la restitution de l'énergie, c'est-à-dire la restitution de la chaleur du coulis est situé sur la gauche du schéma. Sur chaque circuit, des pompes, des vannes et un débitmètre permettent de contrôler le débit du coulis. Les tests ont été réalisés une fois avec le coulis paraffine/eau et une deuxième fois avec de l'eau afin d'avoir une référence. Dans le but de comparer les essais, les profils de distribution de température dans le réservoir ainsi que la quantité de chaleur stockée et l'énergie requise pour pomper le coulis sont évalués. Il en résulte que la capacité de stockage du coulis est deux fois supérieure à celle de l'eau lorsque les

températures du réservoir sont proches de la température de fusion. A cause de sa viscosité élevée, l'énergie de pompage du coulis représente dans ce cas 2,75 % de l'énergie stockée alors qu'elle ne représente que 1 % de l'énergie stockée dans l'eau.

#### 4.2.2.3. Microémulsions

Une troisième façon de faire un coulis est de mélanger le MCP avec un fluide immiscible, ce qui crée une émulsion et l'empêche de solidifier complètement. Cette solution est appelée « microémulsion ». Les microémulsions les plus étudiées utilisent principalement des mélanges d'organiques [83]. Ceux-ci présentent moins de problèmes de ségrégation de phase, de corrosion et sont plus faciles à émulsifier, puisque, bien souvent, ils ne sont pas miscibles avec l'eau.

#### 4.2.2.4. Eutectiques dilués

Il est également possible d'utiliser les propriétés des eutectiques dilués [79]. Ceux-ci, grâce à leur diagramme de phase particulier, peuvent solidifier tout en conservant une phase liquide et présentent ainsi l'avantage d'être ainsi facilement transportable. Le diagramme de phase du mélange NaOH/NaNO<sub>3</sub> est illustré sur la Figure II-29 avec mise en exergue de l'eutectique dilué à 98 % mol de NaNO<sub>3</sub> et 2 % mol de NaOH.

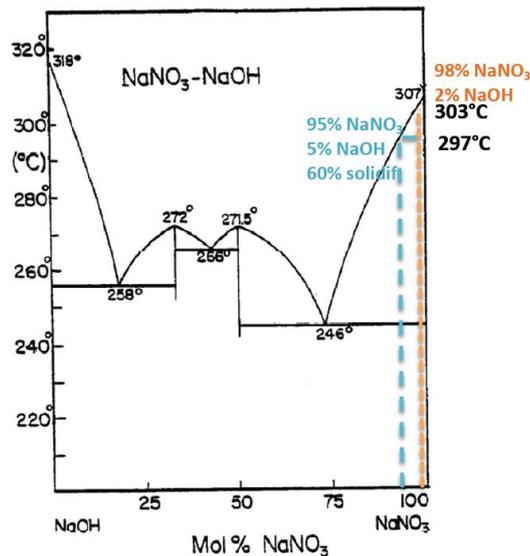


Figure II-29 : Diagramme de phase en fonction de la composition du mélange NaOH/NaNO<sub>3</sub> [77]

Le changement de phase d'un eutectique dilué n'est pas isotherme. En conséquence, pour assurer un bon transfert de chaleur, il faut un eutectique dilué qui permette de récupérer la plus grande quantité de chaleur avec un faible gradient de température. Quelques applications pilotes ont été imaginées avec ce type de coulis. La plus récente a été développée par Terrafore [88] et emploie l'eutectique dilué NaOH-NaNO<sub>3</sub> en tant que fluide caloporteur dans un échangeur à la géométrie un peu particulière présentée sur la Figure II-30.

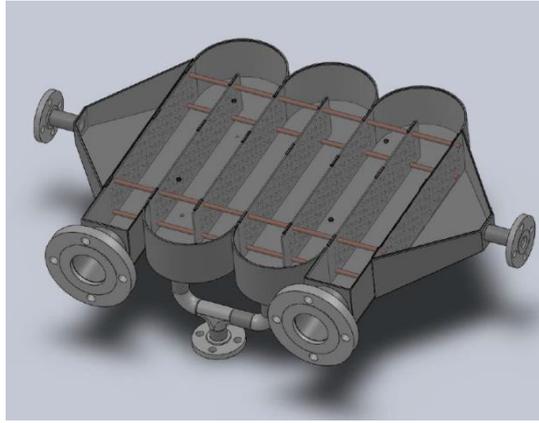


Figure II-30 : Design d'échangeur eau-eutectique dilué imaginé par A. Mathur *et al.* [88]

Le fluide caloporteur circule dans les petits tubes marron sur la Figure II-30. L'eutectique dilué arrive à courant croisé dans les passes de l'échangeur et sa vitesse doit être suffisante pour décrocher l'éventuelle couche de solide qui pourrait se former à la surface des tubes.

*Grâce à leur facilité de transport, ces coulis peuvent être employés dans des échangeurs classiques et permettent un meilleur transfert du fluide caloporteur vers le matériau de stockage. Ils peuvent également être utilisés dans les échangeurs actifs avec mise en mouvement du MCP, par exemple dans les échangeurs à surface raclée. Par ailleurs, de nombreuses recherches sont engagées sur la fabrication de microcapsules de MCP pour garantir leur stabilité chimique et thermique. Si la stabilité chimique des microcapsules n'est pas garantie au fur et à mesure des cycles, le fluide obtenu peut éventuellement figer dans l'installation. Pour cette raison, l'emploi des coulis n'est pas encore généralisé dans les réservoirs de stockage latent. Enfin, l'utilisation d'un deuxième fluide de transport diminue la densité énergétique globale étant donné que le volume n'est pas totalement rempli de MCP.*

#### 4.2.3. Echangeur à contact direct

Les échangeurs à contact direct utilisent un MCP et un fluide caloporteur immiscibles lors d'une fusion et permettent ainsi de supprimer la paroi d'échange ou l'étape de fabrication d'un coulis. Ils constituent une technique attractive grâce aux avantages suivants [89] :

- La chaleur peut être échangée plus rapidement que dans un échangeur à contact indirect puisque les surfaces de transfert sont augmentées et la résistance thermique peut être négligée en l'absence de paroi de transfert.
- La structure d'un tel échangeur est simple puisqu'il suffit d'avoir un réservoir rempli de MCP avec une entrée et une sortie pour le fluide caloporteur et éventuellement un séparateur de phase à la sortie.
- La simplicité de la structure résulte en une grande capacité de stockage.
- Enfin, ce système peut être utilisé en tant que stockage fixe dans une installation mais peut également servir de moyen de transport pour rapprocher les réservoirs de stockage de l'endroit où la chaleur sera utilisée.

T. Nomura *et al.* [90] a fait une étude expérimentale sur une installation de 30 L utilisant la technique de l'échangeur à contact direct. Un schéma de l'installation est visible sur la Figure II-31.

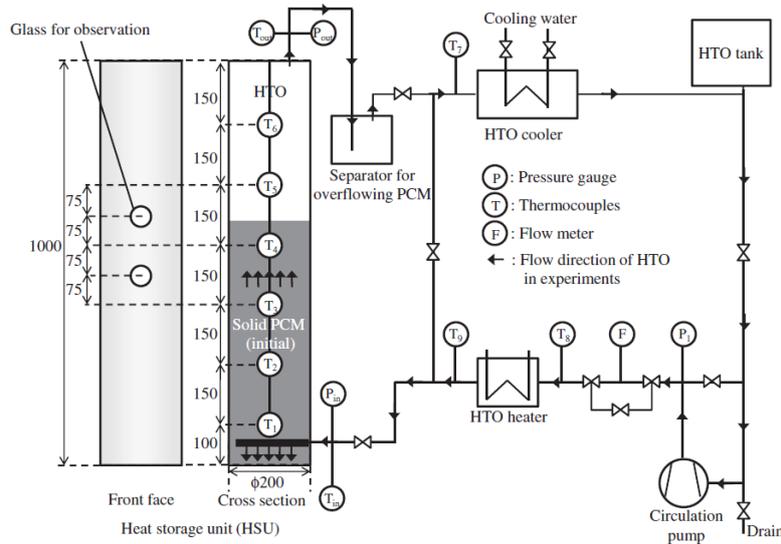


Figure II-31 : Installation développée par T. Nomura *et al.* [90] avec échangeur à contact direct

L'érythritol est placé dans un réservoir cylindrique d'une hauteur d'1 m dans lequel on insère une huile thermique non miscible avec ce premier. Une vitre latérale est utilisée pour suivre l'écoulement de l'huile dans le MCP et des thermocouples sont insérés dans l'érythritol ainsi que sur le circuit de l'huile. Un système de séparation des phases est ajouté à l'installation au cas où une partie du MCP sortirait du réservoir de stockage. Enfin, des utilités permettant de chauffer ou refroidir le fluide caloporteur sont implémentées sur la boucle. Les résultats permettent de comprendre l'écoulement de l'huile thermique dans le réservoir mais ne comparent pas les performances avec un échangeur à contact indirect. Les performances de l'échangeur à contact direct augmentent avec le débit d'huile thermique et la température d'entrée du fluide caloporteur. Plusieurs mécanismes peuvent être utilisés pour augmenter le transfert de chaleur comme augmenter la hauteur de MCP solide pour augmenter le temps de passage de l'huile ou encore augmenter le nombre de points d'injection tout en diminuant leur diamètre pour agrandir la surface d'échange.

*Toute la difficulté réside dans la mise en place des voies liquides de fluide caloporteur en début d'essai. L'amélioration par convection forcée se fait donc après un temps long. Les puissances à la charge ne seront pas élevées. Une fois fondu, il n'est pas précisé comment la chaleur est restituée et donc comment le MCP se solidifie. L'échangeur à contact direct semble limitant pour la solidification.*

*Ainsi, des technologies innovantes émergent pour pallier la faible conductivité des MCP et réduire la résistance thermique engendrée par des dimensions caractéristiques d'échange trop grandes. La convection forcée peut être améliorée par l'utilisation de coulis tout en augmentant la surface d'échange et en empêchant le fluide de figer. Il est aussi possible de supprimer la surface d'échange en employant des échangeurs à contact direct. Toutes ces technologies sont encore à l'état de recherche et font parfois l'objet de développement de prototypes.*

### 4.3. Augmentation de la surface d'échange

Une dernière solution, présentée dans cette partie consiste à intégrer le MCP dans un échangeur à surface augmentée afin de maximiser le flux total transféré. Cette technique est beaucoup plus facile car elle consiste bien souvent à utiliser des designs d'échangeurs déjà existants et à les adapter ou les améliorer pour une application spécifique, en fonction des puissances et des densités énergétiques envisagées.

Plusieurs techniques sont actuellement envisagées :

- L'encapsulation du MCP qui permet de travailler dans un échangeur en batch avec lit fixe.
- L'utilisation d'ailettes, qu'elles soient transverses ou longitudinales.
- La mise en place d'un faisceau de tubes ou de tubes en U.

Une synthèse des publications les plus pertinentes associées à ce type de méthodes est présentée ci-après.

#### 4.3.1. Macro-encapsulation

Une première solution pour augmenter la surface d'échange est de piéger le MCP dans une capsule conductrice et compatible avec le MCP et le fluide caloporteur. L'extension de la surface d'échange ainsi créée permet d'augmenter le flux de chaleur transféré au MCP. Cette technologie réduit les dimensions caractéristiques de transfert et évite la formation de trop grandes résistances thermiques. Les principales fonctions et spécifications d'une capsule de MCP sont les suivantes [91] :

- La capsule doit avoir une bonne résistance mécanique, éventuellement de la flexibilité, tenir à la corrosion et être compatible avec le MCP et fluide caloporteur envisagés.
- La capsule joue le rôle de barrière pour protéger le MCP des interactions néfastes avec son environnement.
- La capsule doit apporter suffisamment de surface de transfert.
- Sa structure doit être stable thermiquement et chimiquement et sa fabrication facile.

Il existe deux types d'encapsulation : la macro-encapsulation et la micro-encapsulation.

La **macro-encapsulation** consiste à piéger une quantité significative de MCP dans des capsules de différentes géométries et de les utiliser dans un échangeur à lit fixe. C'est en faisant circuler le fluide caloporteur dans ce lit fixe que l'échange se fait, comme illustré sur la Figure II-32. La quantité de MCP encapsulée peut varier du gramme jusqu'au kilogramme par unité.

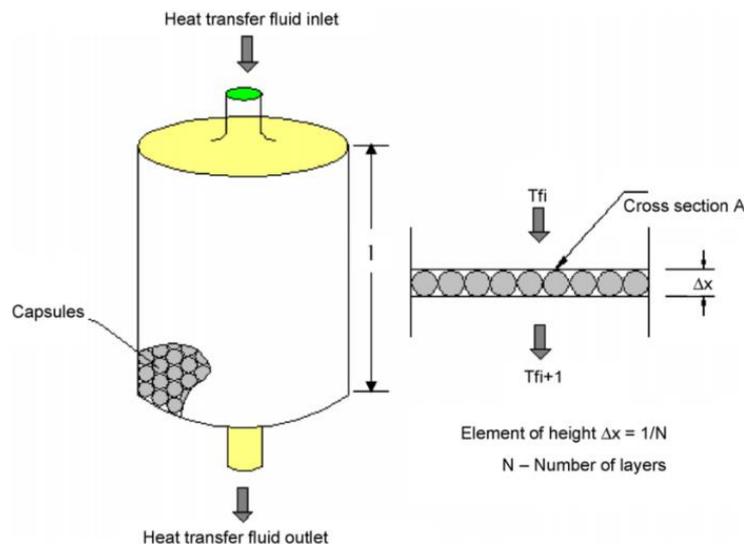


Figure II-32 : Container à lit fixe avec capsules de MCP [91]

Dans le cas de la **micro-encapsulation**, le MCP est contenu dans de petites sphères dont le diamètre est de l'ordre du micromètre. Le matériau de stockage est alors appelé « coulis » ou « slurry » en anglais, fluide toujours transportable avec une phase solide qui ne peut pas figer autour de la surface d'échange. Cette technique permet de mettre en mouvement le MCP dans les échangeurs par convection forcée et est développée dans le paragraphe 4.2.

Plusieurs géométries de macrocapsules peuvent être utilisées. Certaines de ces géométries sont présentées sur la Figure II-33.

Le choix de la capsule dépend essentiellement de l'application envisagée. Les capsules flexibles en plastique ont été développées pour les applications à basse température. Pour les applications à plus haute température, les capsules en métal (acier, cuivre, aluminium), plus robustes, sont préférées. La rigidité des capsules en métal rend la gestion de la pression à l'intérieur plus compliquée à cause de l'expansion volumique du MCP lors de la fusion. Dans ce cas, environ 20 % du volume de la capsule est laissé vide pour permettre au MCP de fondre sans générer de surpressions et ainsi limiter les risques de fuites [92]. Une publication plus récente propose cependant une nouvelle technique d'encapsulation pour limiter la part de vide nécessaire à l'expansion volumique [93].

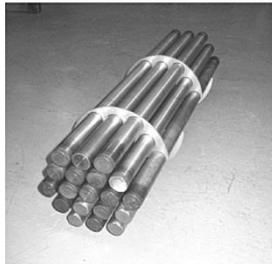
a) Billes de métal [52]



b) Billes de polyoléfine [52]



c) Capsules cylindriques en métal, projet DISTOR [92]



d) Autre type de capsules cylindriques [50]



e) Panneau plat en métal [52]



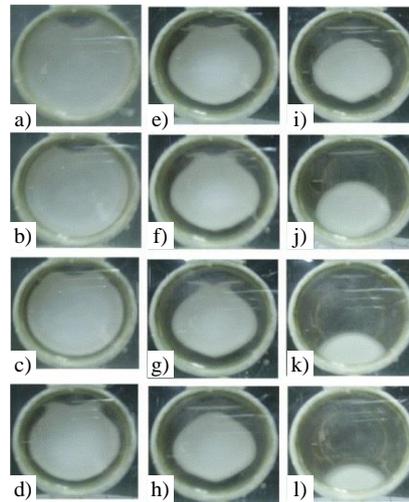
f) Panneau plat en polypropylène [52]



**Figure II-33 : Différentes géométries utilisées pour la macro-encapsulation**

Quelques installations expérimentales ont été développées par différents auteurs. A.F. Regin *et al.* [91] a recensé l'ensemble des travaux expérimentaux réalisés sur les capsules en fonction de leur forme.

Une étude expérimentale et numérique a été réalisée par A.F. Regin *et al.* [94] avec des capsules cylindriques en aluminium remplies de MCP et placées à l'horizontale dans un réservoir de stockage d'eau chaude domestique provenant d'un champ solaire. Un système de visualisation en bout de capsules permet de voir l'évolution du front de fusion sans perturber l'échange. Des images prises toutes les 5 min lors d'une charge avec de l'eau à 75 °C sont visibles sur la Figure II-34.

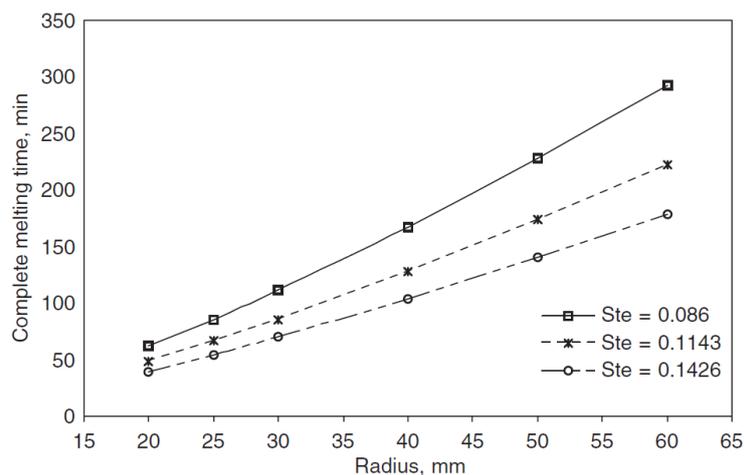


**Figure II-34 : Images prises toutes les cinq minutes lors de la fusion d'une paraffine dans une capsule cylindrique : en blanc, la phase solide et en noir, la phase liquide [94]**

Au tout début de l'essai, entre les instants a) et b), on peut voir une fusion concentrique autour de la capsule, qui correspond à un mode conductif. Ce mode est très court puisque la convection naturelle prend le dessus et permet aux zones supérieures de fondre en premier, laissant la partie inférieure solide quasiment jusqu'à la fin de l'essai.

Un modèle conductif-convectif basé sur les résultats expérimentaux a été développé et utilisé dans une étude paramétrique pour déterminer la géométrie optimale des capsules lors d'une charge. On peut ainsi voir sur la Figure II-35 l'évolution du temps complet de fusion pour différents nombres de Stefan et différents rayons de capsules. Le nombre de Stefan est un nombre adimensionnel qui représente le rapport entre la chaleur sensible et la chaleur latente dans un système en changement de phase solide-liquide.

$$Ste = \frac{Cp(T_{\text{fusion}} - T)}{\Delta h_{S-L}} \quad (\text{II-6})$$



**Figure II-35 : Evolution du temps complet de fusion dans une capsule cylindrique en aluminium pour différents rayons et nombres de Stefan [94]**

Il en ressort que le diamètre des capsules a un impact sur le temps de fusion et que plus le rayon est petit, plus la fusion est rapide. Ce qui semble être en accord avec l'idée que la diminution des dimensions caractéristiques d'échange permet de réduire la résistance thermique du MCP. Par ailleurs, la diminution du nombre de Stefan qui est équivalente à une réduction du gradient de température entre le point de fusion du MCP et la température extérieure de la capsule conduit à l'augmentation du temps de fusion. La diminution du

gradient de température réduit en effet la puissance de transfert entre la capsule et le fluide caloporteur à l'extérieur de celle-ci.

*La macro-encapsulation est ainsi un moyen de réduire les dimensions caractéristiques de transfert dans les MCP. Sa mise en œuvre peut être compliquée par l'expansion volumique des MCP lors de la fusion. De plus, l'étude de la stabilité thermique des capsules et la compatibilité chimique entre le MCP et sa capsule est nécessaire pour assurer la fonctionnalité du système à long terme.*

#### 4.3.2. Tubes ailetés

Lorsque l'on se place dans la configuration d'un échangeur tube-calandre, une des possibilités d'augmentation de la surface d'échange est l'utilisation d'ailettes. Celles-ci peuvent prendre plusieurs formes regroupées dans le Tableau II-2.

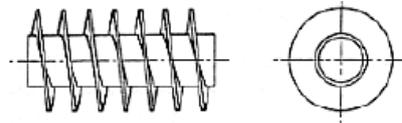
Un nombre conséquent d'études expérimentales a été réalisé sur les échangeurs latents avec ailettes. Les plus pertinentes ont été classées ci-après par type d'ailettes et orientation de l'échangeur. L'état de l'art sur les ailettes est classé en deux parties :

- Les ailettes circulaires à l'horizontale et à la verticale
- Les ailettes longitudinales à l'horizontale et à la verticale

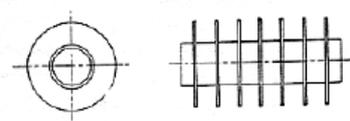
A chaque fois, il sera montré l'intérêt de la configuration par rapport à un cas de référence, puis le design sera observé et enfin les mécanismes de transfert principaux seront mis en évidence.

Tableau II-2 : Types d'ailettes et schémas associés [95]

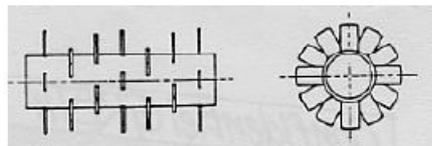
Ailettes hélicoïdales, les plus courantes, appelées ailettes transverses



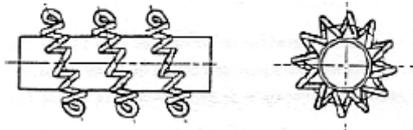
Ailettes annulaires



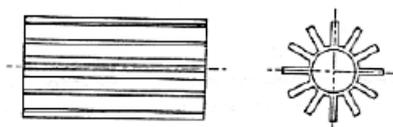
Ailettes à piquant



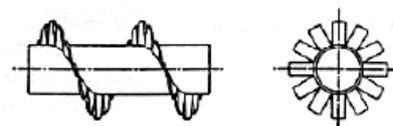
Ailettes en fil préformé



Ailettes longitudinales



Ailettes hélicoïdales segmentées



## 4.3.2.1. Ailettes circulaires

**A l'horizontale***Intérêt des ailettes à l'horizontale*

M. Medrano *et al.* [96] a comparé trois échangeurs de chaleur type tube-calandre, dont un avec des ailettes transverses et deux échangeurs compacts présentés sur la Figure II-36 à l'horizontale. Ces échangeurs ont été testés en fusion et en solidification grâce à de la paraffine RT35 ayant une température de fusion de 35 °C, proche de la température ambiante, lors d'essais en fusion et en solidification. Les deux échangeurs compacts 4) et 5) présentent une bonne compacité, respectivement de 209 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup> et 89 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup> mais leur poids, de 4.3 kg et 15 kg respectivement, complique leur utilisation. L'échangeur 3) présente une compacité de 70 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup> et un poids de 1.8 kg, ce qui est deux fois moins lourd que l'échangeur 4). Les échangeurs 1) et 2) ont des poids comparables à celui de l'échangeur 3) avec respectivement 1.5 et 1.8 kg mais une compacité limitée étant donné que la surface d'échange est limitée au tube central. Pour la configuration 2), la présence de graphite peut compenser la surface d'échange limitée.

Par ailleurs, dans cette étude, tous les échangeurs ne sont pas remplis avec la même quantité de MCP. Ainsi, il est possible de calculer à l'avance quelle sera la part d'énergie stockée en latent dans le MCP et la part d'énergie stockée en sensible dans l'échangeur à vide. La part d'énergie latente est calculée en multipliant la masse de MCP à la chaleur latente et en divisant par la plage de température du changement de phase, de 27 à 42 °C. La part d'énergie sensible est simplement le produit de la capacité calorifique des matériaux de l'échangeur par la masse. Les résultats pour chacun des échangeurs sont présentés dans les deux colonnes de droite du tableau. Le rapport entre la part d'énergie latente et la part d'énergie sensible doit être le plus grand possible. Ainsi, les échangeurs 1), 2) et 3), à tubes concentriques sont ceux qui stockent l'énergie majoritairement dans le MCP. L'échangeur 5) stocke quant à lui deux fois plus d'énergie en sensible qu'en latent.

*Ainsi, si une analyse est faite sur les simples volumes de MCP, le poids des échangeurs, la compacité, et la part d'énergie sensible et latente, l'échangeur 1), simple tube concentrique en cuivre et l'échangeur 5), échangeur à plaque d'Alfa Laval sont éliminés : le premier car il présente une surface d'échange trop limitée, le deuxième car son poids est trop élevé et l'ajout de plaques métalliques transforme le système de stockage en un stockage majoritairement sensible.*

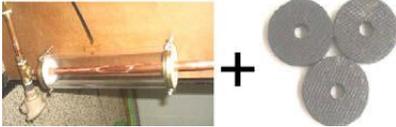
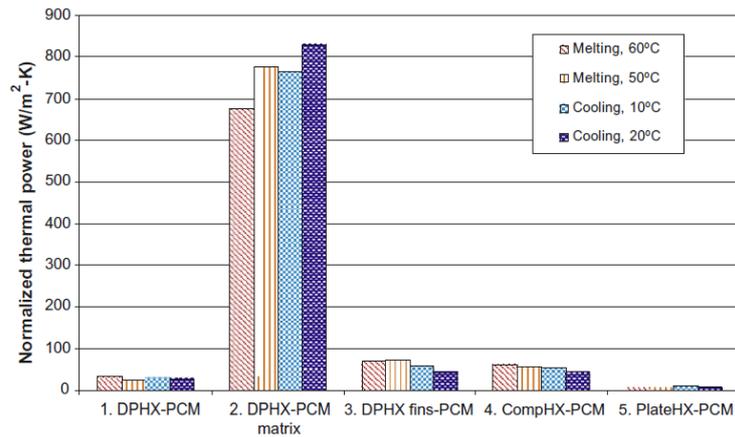
Type d'échangeur de chaleur	Photo de l'échangeur de chaleur	Poids (kg)	Compacité (m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )	Energie latente (kJ/°C)	Energie sensible (kJ/°C)
1) Tube simple en cuivre avec MCP dans l'espace annulaire		1.5	12	5.8	1
2) Tube simple en cuivre avec MCP imprégné dans une matrice de graphite dans l'espace annulaire		1.8	12	4.6	1.1
3) Tube aileté en cuivre avec MCP dans l'espace annulaire, 13 ailettes		1.8	70	5.2	1.1
4) Echangeur compact type faisceau de tubes en cuivre avec plaques en aluminium		4.3	209	11.5	2.7
5) Echangeur à plaques corruguées en inox, Alfa Laval, Modèle T2-BFG		15	89	3.7	6.9

Figure II-36 : Echangeurs de chaleur remplis de MCP comparés à l'horizontale par M. Medrano *et al.* [96]

La puissance transférée dans le MCP est calculée à partir de la quantité d'énergie stockée à la fois en sensible et en latent par chaque échangeur divisée par le temps d'essai, comme présenté dans l'équation (II-7).

$$P = m_{\text{MCP}} \frac{c_{p,S}(T_{\text{solidus}} - T_{\text{initial}}) + \Delta h_{S-L} + c_{p,L}(T_{\text{final}} - T_{\text{liquidus}})}{t} \quad (\text{II-7})$$

Pour calculer la performance de chaque échangeur, le flux est normalisé par rapport à la surface d'échange entre le MCP et le tube et à la différence de température entre le début et la fin de chaque essai. Pour tous les échangeurs, la surface d'échange correspond à la somme des surfaces de tube, plaques et ailettes. Néanmoins, pour l'échangeur 2), la surface d'échange correspondant au graphite imprégné n'est pas prise en compte, puisqu'elle est difficile à estimer. Les puissances normalisées obtenues lors de fusions et solidifications sont présentées pour chaque échangeur sur la Figure II-37.



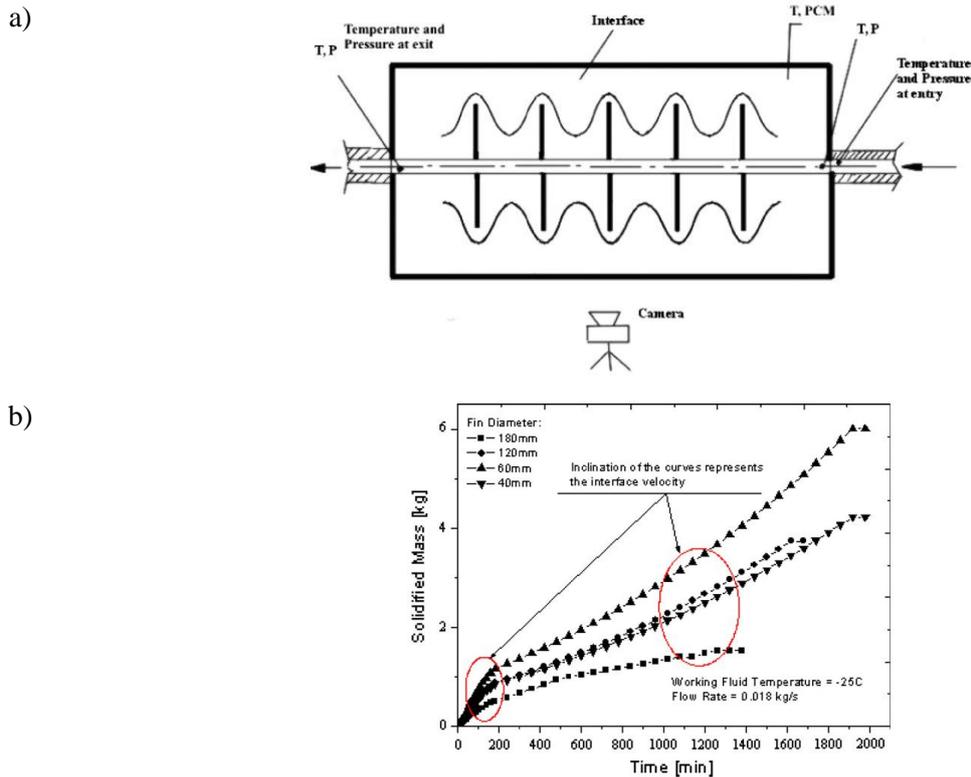
**Figure II-37 : Puissances thermiques normalisées échangées à la charge et à la décharge pour différents types d'échangeurs testés par M. Medrano *et al.* [96]**

L'échangeur 2) est le plus performant de par la présence de graphite qui minimise les temps d'essai. Cependant, si toute la surface d'échange de l'échangeur avait été prise en compte dans le calcul, la puissance normalisée n'atteindrait pas des valeurs si élevées. Par ailleurs, même si cette solution permet d'augmenter efficacement la conductivité thermique du MCP, elle reste bien plus coûteuse que les autres types d'échangeurs (voir paragraphe sur les matériaux composites). Le deuxième type d'échangeur le plus performant est l'échangeur type tube-calandre avec ailettes transverses. Cette solution est facile à mettre en œuvre car bien connue dans le monde des échangeurs et reste plus avantageuse en termes de coût par rapport aux échangeurs compacts. L'échangeur 4), type faisceau de tube avec plaques présente une performance quasiment équivalente à celle de l'échangeur 3). Il faut cependant noter que les volumes de MCP ne sont pas les mêmes et que les configurations et que les résultats ne sont pas normalisés par rapport à la masse de MCP mais uniquement par rapport à la surface d'échange.

*Cette étude a permis de montrer que les échangeurs type tube-calandre avec ailettes transverses présentent une bonne compacité, un poids relativement faible et permettent de stocker suffisamment d'énergie latente, tout en ayant des performances optimales lorsqu'elles sont placées à l'horizontale. L'échangeur type faisceau de tubes en cuivre avec plaques en aluminium a des performances quasiment équivalentes à volume de MCP plus grand. Il conviendra alors de faire une étude qui permettra de comparer des sections d'essais avec des volumes de MCP comparables et de prendre en compte la surface d'échange réelle pour faire un choix de technologie.*

#### *Impact du design*

Dans le cas des échangeurs avec ailettes transverses, il faut choisir précautionneusement le diamètre, le pas et l'épaisseur des ailettes. Les dimensions peuvent en effet influencer considérablement les performances de l'échangeur. K.A.R. Ismail *et al.* [97] a étudié l'impact du diamètre de l'ailette sur le temps de solidification de l'eau dans un échangeur tube-calandre en cuivre avec des ailettes circulaires utilisé à l'horizontale comme indiqué sur la Figure II-38. On remarque ainsi que la masse solidifiée est la plus grande pour le diamètre d'ailette de 60 mm.



**Figure II-38 : a) Dispositif expérimental utilisé par Ismail *et al.* [97] pour observer les fronts de solidification autour d'ailettes transverses placées à l'horizontale, b) Effet de l'augmentation du diamètre des ailettes circulaires sur la masse solidifiée**

*Une analyse des autres critères, notamment la compacité de l'échangeur, la densité énergétique mais également les coûts sera nécessaire pour déterminer l'intérêt d'ajouter de la matière métallique par rapport au gain en termes de transfert thermique. Par ailleurs, pour mieux comprendre pourquoi ce diamètre permet de solidifier une plus grande masse de MCP, l'analyse des mécanismes de transfert paraît nécessaire.*

#### *Mécanismes de transfert*

Pour comprendre les phénomènes de transfert présent entre les ailettes transverses d'un tube placé à l'horizontale, des modèles numériques ont été développés par J. Kragbaek *et al.* [98]. Le MCP utilisé est un mélange eutectique de  $\text{KNO}_3$ - $\text{NaNO}_3$  dont la température de fusion est de  $221^\circ\text{C}$ . Pour prendre en compte les phénomènes de convection naturelle entre deux ailettes circulaires, un domaine 3D a été développé. Le domaine d'étude est centré sur la demi-longueur entre deux ailettes afin de profiter des symétries, comme présenté sur la Figure II-39 a). Les ailettes circulaires en acier et les ailettes circulaires en graphite sont comparées dans cette étude. Pour présenter les résultats, les auteurs ont choisi cinq coupes du domaine, nommées grâce à leurs points cardinaux, comme présenté sur la Figure II-39 b).

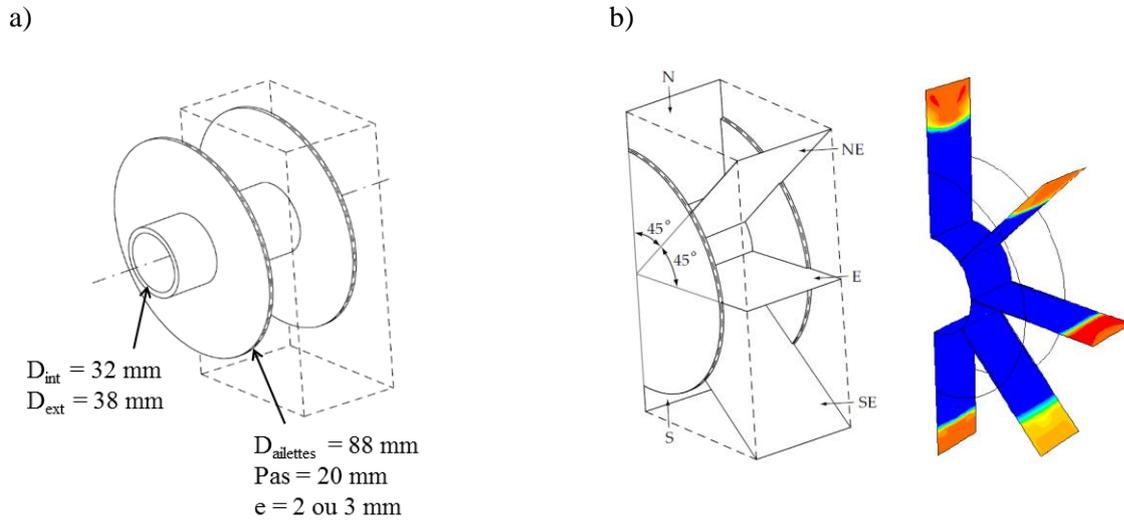


Figure II-39 : a) Domaine utilisé pour l'étude 3D des ailettes circulaires par J. Kragbaek *et al.* [98] et b) coupes sélectionnées entre les ailettes circulaires pour le traitement des résultats

Les fronts de solidification au bout de 60 min sont visibles sur la Figure II-40 pour les ailettes circulaires en acier. Tout d'abord, on peut voir que les zones du bas de l'échangeur (Sud-Est et Sud) se solidifient en premier pour les deux types d'ailettes. Ce sont les zones du haut (Nord et Nord-Est) qui contiennent le plus de liquide et qui sont les plus chaudes. Ce retard à la solidification de la zone supérieure est expliqué dans leur étude par la présence de convection naturelle dans la moitié supérieure qui se met en place en tout début de solidification. Cette recirculation impose une stratification thermique qui freine la solidification du MCP dans la moitié supérieure de l'échangeur.

Fraction liquide, 1 = liquide (rouge), 0 = solide (bleu)

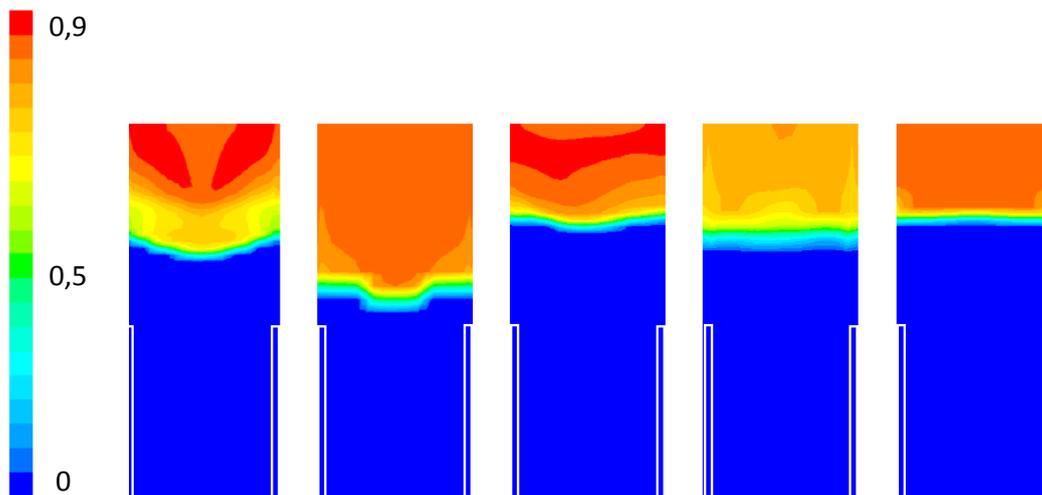
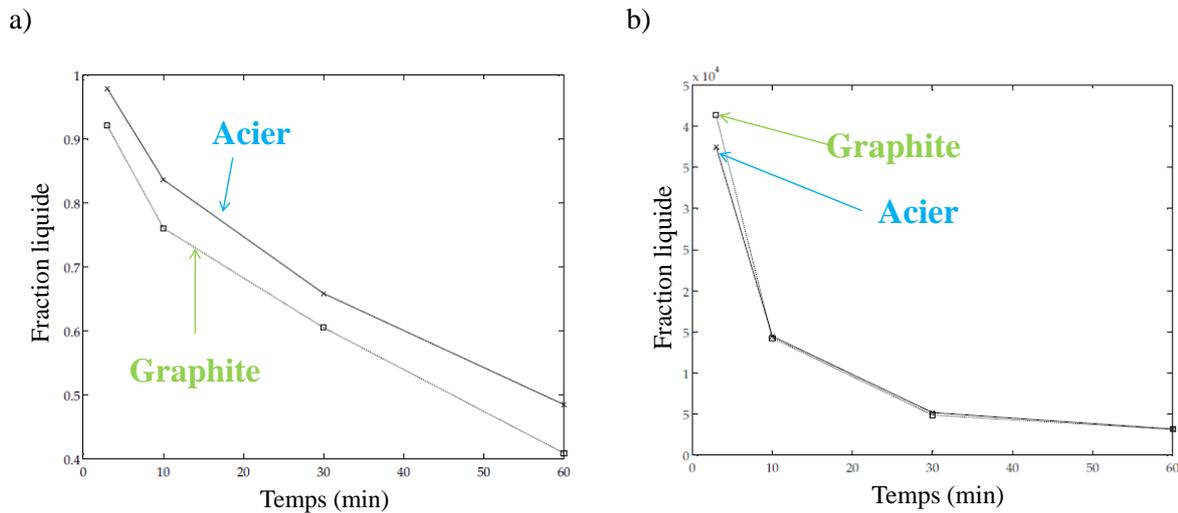


Figure II-40 : Fraction liquide lors d'une solidification à  $t = 60$  min autour d'un tube avec des ailettes circulaires en acier. De gauche à droite, coupes Nord, Nord-Est, Est, Sud-Est et Sud [98]

Par ailleurs, deux matériaux d'ailettes ont été testés à l'horizontale par les auteurs : des ailettes en graphite d'une conductivité thermique de  $150 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$  et d'une épaisseur de 2 mm et des ailettes en acier d'une conductivité thermique de  $54 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$  et d'une épaisseur de 3 mm. Dans le premier cas, on a 10 % du volume occupé par le graphite, dans le deuxième cas, les ailettes en acier représentent 15 % du volume.

L'évolution de la fraction liquide et de la densité de flux échangée en fonction du temps sont présentées sur la Figure II-41 pour les deux types d'ailettes.



**Figure II-41 : a) Evolution de la fraction liquide et b) densité de flux en décharge en fonction du temps pour les deux types d'ailettes étudiés [98]**

La fraction liquide diminue bien avec le temps, ce qui traduit le processus de solidification. La fraction liquide dans l'échangeur avec ailettes en graphite est toujours légèrement inférieure (de 3 à 10 %) à celle des ailettes circulaires en acier, montrant que l'ajout d'un millimètre sur chaque ailette de métal, et donc de 5% de métal, augmente considérablement l'efficacité alors que l'acier sélectionné a une conductivité thermique 3 fois inférieure à celle du graphite. Par ailleurs, en regardant la Figure II-41 b), on voit qu'en termes de densité de flux, l'ajout de 1 mm d'acier n'a pas d'impact. En fait, les auteurs disent que la forme et le matériau des ailettes n'influencent quasiment pas le flux de chaleur échangé au cours d'une solidification. Celui-ci est le même pour les deux types d'ailettes. Les ailettes, une fois prises dans le MCP solide n'améliorent plus le transfert thermique puisque le MCP solide est alors majoritaire dans la résistance globale de transfert.

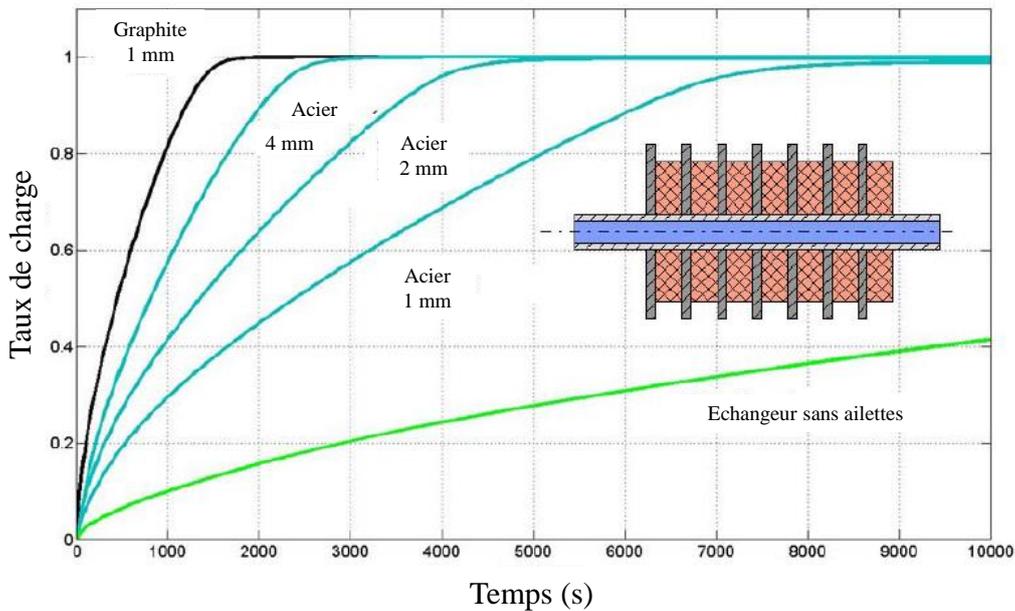
*Ainsi, les ailettes transverses ont prouvé leur efficacité à l'horizontale. Le diamètre et le pas des ailettes semblent jouer un rôle non négligeable dans les performances de ce type d'échangeurs. Le matériau de l'ailette ne semble pas forcément impacter considérablement la densité de flux échangée lors d'une solidification étant donné que la résistance thermique globale est contrôlée majoritairement par la conductivité thermique du MCP solide en décharge. La modélisation permet par ailleurs de montrer que la circulation induite par la convection naturelle en tout début d'essais induit une stratification de la température qui conditionne le début de la solidification. Le MCP solide apparaît par conséquent plus rapidement dans la moitié inférieure de l'échangeur.*

*Afin de cerner totalement les mécanismes de transfert de ce type d'échangeur, une modélisation ou des essais sur l'échangeur complet est nécessaire. La compréhension des phénomènes inter-ailettes apporte des éléments de compréhension mais ne donne pas une idée du comportement d'un échangeur dans un prototype. Par ailleurs, les études expérimentales et numériques présentées ici ne sont pas exhaustives. Elles ne s'intéressent bien souvent qu'à la solidification, pourtant, les essais en charge peuvent être tout à fait différents étant donné le rôle que peut jouer la convection naturelle.*

## A la verticale

### *Intérêt des ailettes et impact du design à la verticale*

Les ailettes transverses utilisées dans un échangeur vertical ont prouvé leur **efficacité** vis-à-vis du tube lisse dans le cadre du projet DISTOR, dont l'objectif principal était de concevoir des systèmes de stockage adaptés aux centrales solaires avec production directe de vapeur [63]. Plusieurs échangeurs type tube-calandre avec ailettes transverses ont fait l'objet d'une étude expérimentale réalisée avec de l'huile en tant que fluide caloporteur et l'eutectique  $\text{KNO}_3\text{-NaNO}_3$  en guise de MCP ( $T_{\text{fusion}} = 221\text{ °C}$ ). Le diamètre du tube et des ailettes est le même mais n'est pas communiqué par les auteurs. Seul l'épaisseur des ailettes est prise en compte et présentée sur le graphe ci-après. Les résultats du taux de charge en fonction du temps et des dimensions et matériaux d'ailettes sont présentés sur la Figure II-42.



**Figure II-42 : Comparaison expérimentale des performances d'échangeurs avec des ailettes transverses en graphite et en acier avec un échangeur à tubes lisses en charge [63]**

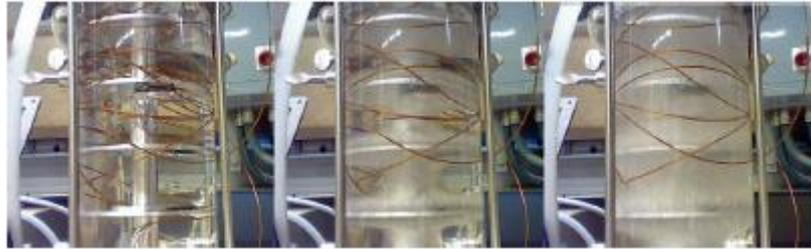
Cette étude permet ainsi de comparer les performances des ailettes avec du MCP en fonction de leurs dimensions et du matériau utilisé. Au bout de 10000 s de charge, tous les échangeurs avec ailettes ont atteint le niveau de charge maximal, alors que l'échangeur avec tube lisse n'est chargé qu'à 40 % de sa valeur maximale. Les ailettes transverses en graphite permettent d'améliorer considérablement le transfert thermique. De plus, le graphite ayant une très bonne conductivité thermique (jusqu'à 500 W/m.K), une très faible épaisseur d'ailettes suffit, dans ce cas, 1 mm.). Ce matériau est cependant très cher et il est possible d'obtenir quasiment les mêmes performances avec des ailettes d'une épaisseur de 4 mm en acier dont la conductivité est de l'ordre de 30 W/(m.K). On remarque qu'il faut alors multiplier le volume de métal pour atteindre les mêmes performances. Un bon compromis selon les auteurs est d'utiliser l'aluminium dont la conductivité thermique est proche de 200 W/(m.K) et qui permet d'atteindre des performances équivalentes aux ailettes graphite avec le même volume.

*Ainsi, le matériau de l'ailette est un critère essentiel pour améliorer la puissance des systèmes de stockage. L'augmentation de la conductivité thermique des ailettes permet d'atteindre des performances similaires à volume de métal identique. Cependant, le gain de conductivité se traduit aussi par un coût supplémentaire. Le graphite est en effet plus cher que l'aluminium, lui-même plus cher que l'acier brut. Par ailleurs, il a pu être observé en charge qu'à conductivité deux fois moins élevée, l'efficacité des ailettes en aluminium équivaut à celle des ailettes en graphite. Dans le cas de la fusion, la conduction dans le MCP*

*est peut-être le phénomène de transfert thermique limitant, ce qui fait que l'augmentation de la conductivité thermique des ailettes ne suffit pas à augmenter le transfert thermique. Par ailleurs, à l'horizontale en décharge, il avait été montré qu'il ne servait à rien d'augmenter indéfiniment la conductivité thermique de l'ailette sur la Figure II-41. Il existe ainsi très certainement pour chaque essai un optimum entre le diamètre, l'épaisseur, le pas et la conductivité thermique de l'ailette. Quelques publications présentées ci-après amènent à mieux saisir l'impact de la conduction et de la convection naturelle dans ce type d'échangeur de stockage latent.*

### *Mécanismes de transfert*

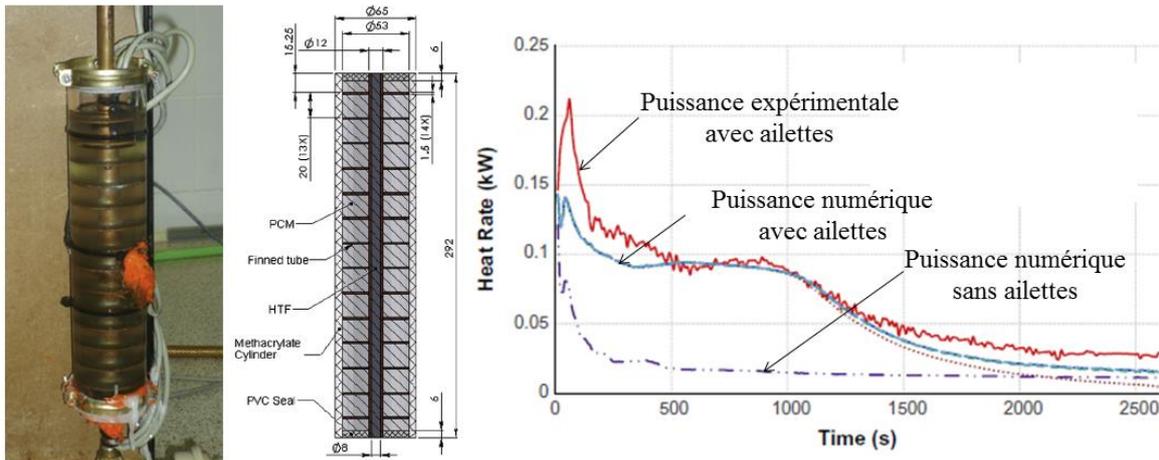
Pour comprendre ce qu'il se passe entre deux ailettes, des études expérimentales et numériques avec des échangeurs à ailettes circulaires ont été réalisées. J.N.W. Chiu *et al.* [99] ont ainsi construit un échangeur tubulaire avec ailettes transverses en aluminium et rempli soit de paraffine, soit d'hydrates de sels pour valider un modèle numérique basé sur les équations de Voller. Le tube est en aluminium et a un diamètre externe de 10 mm, les ailettes en aluminium également présentent un diamètre de 65 mm et sont espacées de 30 mm chacune. Leur maquette expérimentale est assemblée dans une calandre transparente de diamètre 85 mm qui permet la visualisation. Une décharge dans de la paraffine ayant une température de solidification de 9 °C est présentée sur la Figure II-43.



**Figure II-43 : Image de la solidification d'une paraffine entre des ailettes transverses en aluminium développées par J.N.W. Chiu *et al.* [99]**

La paraffine commence à solidifier en premier autour des ailettes, ce qui prouve leur rôle d'intensificateur thermique. Il est également à noter que la paraffine commence à solidifier sur les zones supérieures de chaque ailette. On peut donc penser qu'entre chaque ailette, une cellule de convection naturelle se met en place et ralentit la solidification dans la partie supérieure, où se situe le MCP le plus chaud. Cette remarque est à nuancer car dans cette étude, le pas entre les ailettes est de 30 mm, ce qui permet à la convection naturelle de se mettre en place. On remarque en effet que les zones situées juste en-dessous des ailettes sont les dernières à se solidifier laissant penser à une zone plus chaude due à la convection naturelle.

L'impact de la convection à la solidification a été évalué par N.H.S. Tay *et al.* [100] qui ont réalisé des tests de décharge dans un échangeur composé d'un tube avec ailettes circulaires en cuivre. Les essais sont utilisés pour caractériser la résistance de transfert globale entre le fluide caloporteur et la paraffine RT35 qui est employée dans ces essais. Le coefficient d'échange global est donc approximé en comparant les résultats d'un modèle numérique CFD ne prenant pas en compte la convection naturelle et les résultats expérimentaux en décharge. Le coefficient de transfert global se trouve ainsi dans la gamme 8.15-10.65 W/(m<sup>2</sup>.K) comme présenté sur la Figure II-44. Il est remarqué par ailleurs, que la convection naturelle ne joue qu'un rôle mineur en décharge pour les ailettes circulaires étant donné qu'elles limitent la hauteur des cellules de convection et la différence de température, ce qui réduit les forces de flottabilité.



**Figure II-44 : Echangeur avec ailettes circulaires en cuivre testé par N.H.S. Tay *et al.* [100] pour valider un modèle CFD en décharge**

Tout comme lors d'une utilisation à l'horizontale, les ailettes transverses prouvent leur efficacité en comparaison avec un tube lisse à la verticale. Cependant, les phénomènes qui permettent de comprendre totalement le transfert thermique en charge et en décharge dans de tels échangeurs ne sont pas encore totalement maîtrisés. Les mécanismes de transfert semblent être une combinaison entre la conduction et la convection naturelle même en décharge. Ainsi, la convection naturelle peut notamment retarder la progression du front lors de la solidification en début d'essai. Cependant si les ailettes sont suffisamment rapprochées et leur conductivité thermique suffisamment grande, la cellule de convection naturelle ne peut pas se mettre en place lors de la solidification. Il manque une étude des cellules de convection à la charge.

Par ailleurs, en combinant les résultats des publications citées précédemment, il semble exister un optimum entre le diamètre, l'épaisseur, le pas et la conductivité thermique de l'ailette. Ainsi, il ne sera pas forcément utile d'ajouter plus de métal pour améliorer les performances, car d'une part, à partir d'une certaine masse de métal, le système n'est plus un système de stockage latent, d'autre part le gain de performance peut être faible devant l'augmentation du coût global de l'échangeur. Il conviendra donc de déterminer cet optimum. Celui-ci permettra aussi de savoir à partir de quelle résistance thermique globale la convection naturelle ne joue plus qu'un rôle négligeable entre les deux ailettes.

*En conclusion, les échangeurs équipés d'ailettes transverses constituent une solution technologique prometteuse pour améliorer le transfert thermique dans le MCP. En effet, la réalisation de tels échangeurs est maîtrisée, son coût est relativement peu élevé et l'insertion de métal dans le MCP permet de contourner la faible conductivité thermique du MCP. Une étude complète en charge et en décharge prenant en compte l'impact de l'orientation, la compréhension des phénomènes de convection et la détermination d'un optimum géométrique manque cependant pour apporter des critères de dimensionnement pertinents pour un futur prototype de stockage.*

#### 4.3.2.2. Ailettes longitudinales

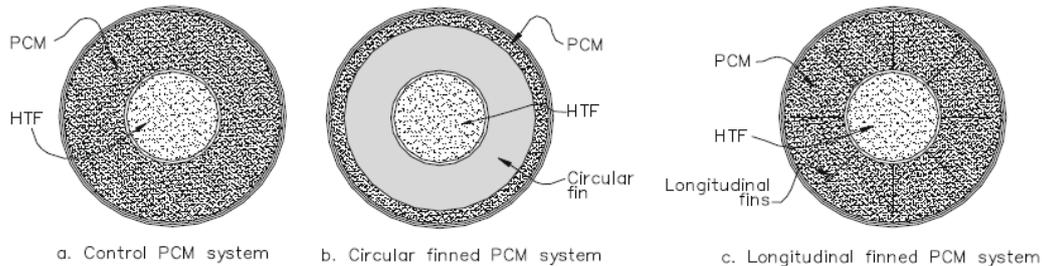
Les ailettes longitudinales, très étudiées dans la littérature du stockage latent présentent des caractéristiques très intéressantes pour améliorer le transfert thermique dans les MCP. Plusieurs études ont été menées à l'horizontale et à la verticale.

##### **A l'horizontale**

*Intérêt des ailettes à l'horizontale*

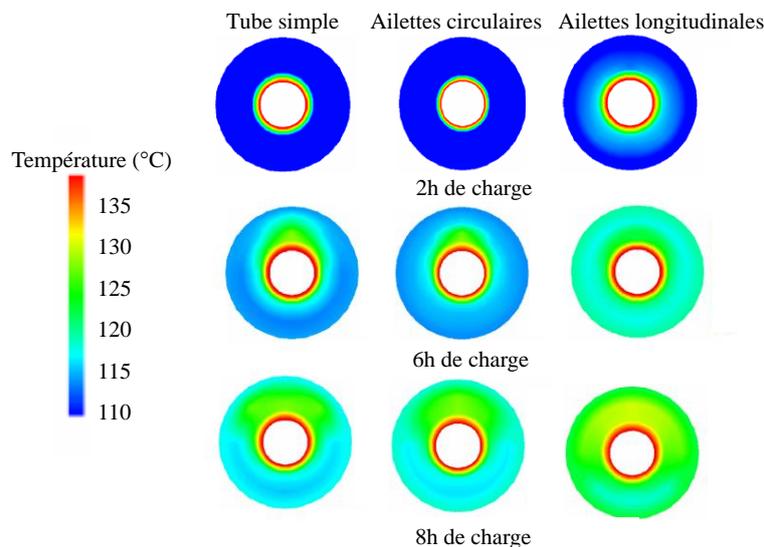
Une étude expérimentale comparative a été réalisée par F. Agyenim [101] pour identifier la géométrie d'échangeur aileté la plus performante à l'horizontale avec des sections d'essais où la même quantité de MCP est utilisée. Les trois sections d'essais présentées sur la Figure II-45, sont les suivantes :

- Tube lisse en cuivre, avec une surface d'échange de  $0.17 \text{ m}^2$
- Tube avec huit ailettes transverses en cuivre réparties uniformément le long du tube, avec une surface d'échange globale de  $0.36 \text{ m}^2$
- Tube avec des ailettes longitudinales en cuivre disposées tous les  $45^\circ$  autour du tube, avec une surface d'échange de  $0.78 \text{ m}^2$



**Figure II-45 : Echangeurs ailetés comparés à l'horizontale avec de l'érythritol en tant que MCP et de l'eau et huile en tant que fluide caloporteur [101]**

Elles sont chacune remplies avec 20.2 kg d'érythritol dont la température de fusion se situe autour de  $118^\circ\text{C}$ . Des essais en fusion et solidification ont été réalisés de  $20^\circ\text{C}$  à  $120^\circ\text{C}$  environ. Pour les essais en solidification, les temps relevés par l'auteur ne sont pas forcément pertinents car tout le MCP n'était pas à la même température avant de commencer la solidification. De plus, l'érythritol étant un matériau soumis à la surfusion, la comparaison des temps de solidification semble difficile à évaluer. C'est pourquoi, seuls les essais de fusion sont étudiés dans cet état de l'art. Différents thermocouples placés à une position axiale de 500 mm de l'entrée ont permis de tracer des cartes de température en fonction du temps de charge. Ces cartes sont présentées sur la Figure II-46.



**Figure II-46 : Cartes des températures dans un tube lisse, un tube avec ailettes circulaires et un tube avec ailettes longitudinales réalisées par Agyenim *et al.* [101]**

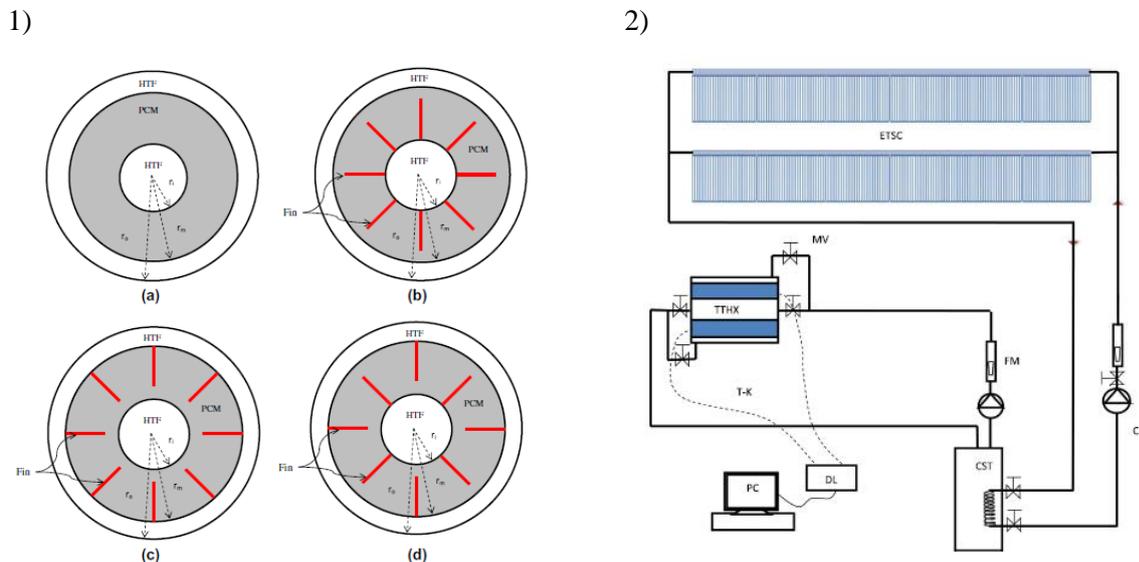
Les échangeurs à ailettes longitudinales semblent ainsi plus adaptés à un stockage à l'horizontale [101] puisqu'ils atteignent plus rapidement la température de fusion de  $118^\circ\text{C}$  par rapport aux échangeurs à tube lisse et à ailettes circulaires. Par ailleurs, on peut noter que

la réponse thermique de ce type d'échangeur est plus rapide et que cette configuration réduirait les effets de surfusion du MCP [101] à la solidification.

*Ainsi, les ailettes longitudinales semblent prouver leur efficacité lors de la fusion à l'horizontale. Cependant, une étude complète en solidification manque à l'étude. Par ailleurs, ces comparaisons ont été réalisées à masse de MCP constante mais l'on observe une surface d'échange totalement entre chaque section d'essais. Pour le tube lisse, cette différence est normale mais pour bien comparer les ailettes longitudinales avec les ailettes circulaires, il faudrait avoir le même rapport entre la surface d'échange et le volume de l'échangeur, c'est-à-dire la même compacité, ce qui n'est pas le cas ici.*

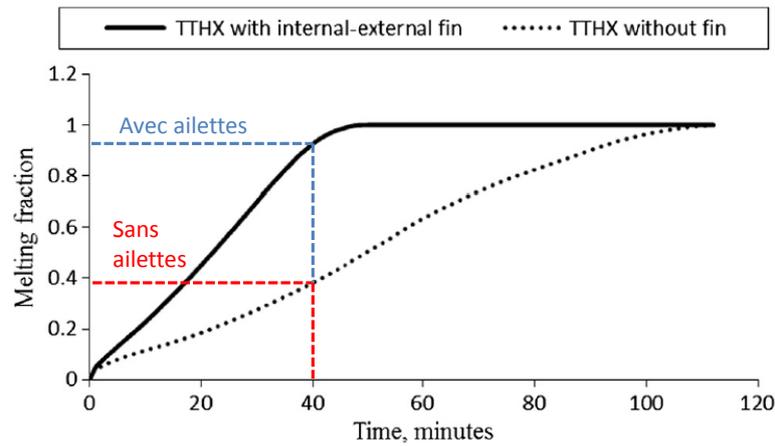
### Impact du design

Pour améliorer le transfert thermique aussi bien du côté tube que du côté calandre, un échangeur à tube triple avec ailettes internes et externes a même été imaginé par A.A. Al-Abidi ([102] [103]). Les designs développés sont présentés sur la Figure II-47. Il s'agit à chaque fois d'un tube à double enveloppe, dans lequel est piégé un MCP. Le fluide caloporteur peut circuler dans le tube central et dans la double enveloppe. Pour réduire les temps de charge et décharge, des ailettes internes et/ou externes ont été ajoutées soit au contact du tube, soit au contact de la calandre. Un banc d'essai avec un échangeur à double enveloppe et ailettes internes et externes (configuration d) sur la Figure II-47-1)) a été construit afin de valider un modèle 3D développé sur Fluent (Figure II-47-2)). La boucle constituée d'un collecteur pour chauffer le fluide caloporteur, ici l'eau, permet de tester des cycles de charge et décharge dans un échangeur à double enveloppe avec ailettes internes et externes. La section d'essais est remplie de paraffine, ayant une température de fusion proche de 82 °C. Des thermocouples dispatchés dans le MCP selon différentes positions radiales et angulaires permettent de suivre la température du matériau de stockage.



**Figure II-47 : 1) Différents designs étudiés numériquement par S. Mat *et al.* [103] a) tube triple sans ailettes b) tube triple avec ailettes internes c) tube triple avec ailettes externes d) tube triple avec ailettes internes et externes, 2) banc d'essai utilisé pour valider le modèle numérique**

La simulation a permis de montrer que le tube triple ou double enveloppe avec ailettes internes et externes améliorerait le transfert thermique à l'horizontale et réduisait le temps de fusion de 43,3 % par rapport à un tube triple lisse. En effet, sur la Figure II-48, on peut voir que la fraction liquide contenue dans l'échangeur double enveloppe à ailettes internes et externes à  $t = 40$  min est deux fois plus importante que dans un échangeur triple à tube lisse.



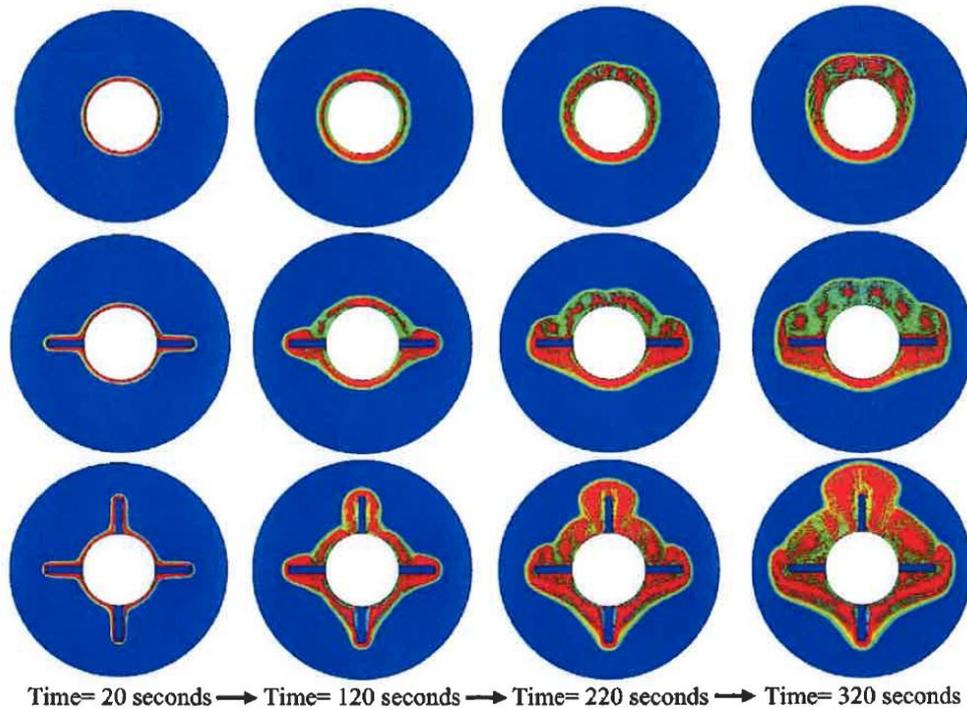
**Figure II-48 : Fraction liquide en fonction du temps calculée pour un échangeur à double enveloppe avec ailettes internes et externes (trait continu) et un échangeur à double enveloppe à tube lisse (trait pointillé) [103]**

De plus, l'augmentation de la fraction liquide lors de la charge avec ailettes longitudinales externes et internes est plus grande que celle sans ailettes, ce qui montre qu'en plus d'améliorer le transfert thermique, la réponse de l'échangeur aileté est plus rapide que l'échangeur sans ailettes.

*Même si cette configuration avec ailettes longitudinales internes et externes permet d'augmenter l'échange dans le MCP et d'accélérer considérablement la charge du réservoir de stockage, ce design paraît cependant difficile à mettre en place dans un réservoir de stockage latent qui serait constitué d'un faisceau de tubes ailetés. Tout comme avec les ailettes circulaires, il est possible de regarder l'impact de la longueur des ailettes mais aucune étude expérimentale ni numérique regardant ce paramètre n'est à recenser pour des essais avec des ailettes longitudinales à l'horizontale. Un article présenté ci-après amène à regarder l'impact du nombre d'ailettes et de comprendre en même temps quels sont les mécanismes de transfert principaux lorsque les ailettes longitudinales sont utilisées à l'horizontale.*

#### *Mécanismes de transfert*

Pour mieux comprendre l'impact de ces ailettes longitudinales, H. Shokouhmand *et al.* [104] ont étudié une modélisation de la fusion d'une paraffine ayant une température de fusion de 46-48 °C dans un échangeur horizontal avec deux ou quatre ailettes longitudinales en aluminium. Son modèle bidimensionnel tient compte des effets de gravité et permet de comparer les performances des échangeurs ailetés avec un échangeur lisse. La répartition des fronts de fusion ainsi que les champs de vitesse dans le MCP liquide sont représentés sur la Figure II-49.



**Figure II-49 : Fraction liquide à différents moments d'une fusion dans des échangeurs ailetés longitudinalement à l'horizontale [104] Bleu = solide**

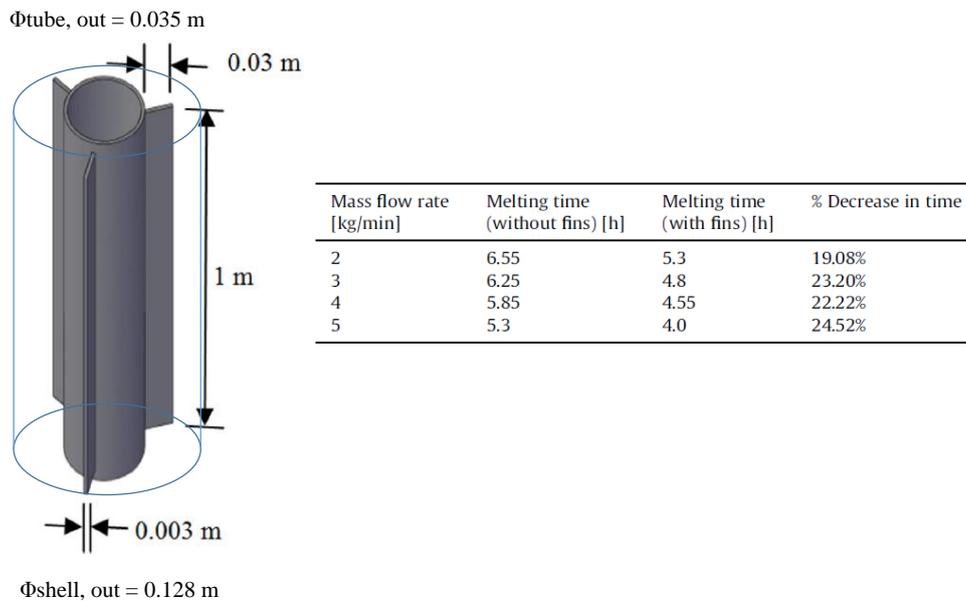
Ainsi, la convection naturelle influence considérablement l'échange lors d'une fusion à l'horizontale puisqu'elle permet de faire fondre la moitié supérieure de l'échangeur en premier. Les ailettes jouent bien leur rôle d'intensificateur thermique puisqu'aux mêmes temps, la proportion de liquide est d'autant plus grande qu'il y a d'ailettes dans l'échangeur. Selon les auteurs, la proportion de liquide est multipliée en moyenne par 2 avec deux ailettes longitudinales et par 2,9 avec quatre ailettes longitudinales.

*Ainsi, à l'horizontale, les ailettes longitudinales semblent avoir des performances supérieures aux ailettes transverses. Cependant, les études ayant été réalisées à surfaces d'échange non identiques, il est difficile de conclure sur ce point. Le nombre d'ailettes et sa répartition influencent clairement les temps de charge. La convection naturelle joue aussi un rôle essentiel, notamment à la fusion puisque le front de fusion progresse plus rapidement dans la moitié supérieure de l'échangeur, ce qui est dû à la mise en place d'un mouvement de circulation induit par les forces de gravité, plaçant le liquide chaud au-dessus du liquide froid. Cependant, cette conclusion peut être nuancée étant donné qu'aucun modèle en trois dimensions n'est disponible et ne permet donc de prendre en compte l'ailette dans sa globalité. On peut par ailleurs penser que tout comme les ailettes transverses, un mouvement de convection naturelle pourrait se mettre en place en début de décharge et ralentir la solidification dans la moitié supérieure de l'échangeur. Cette hypothèse mérite d'être vérifiée.*

### **A la verticale**

#### *Intérêt des ailettes longitudinales à la verticale*

Rathod *et al.* [105] compare les performances d'un échangeur type tube et calandre à un échangeur à ailettes longitudinales. Le design est présenté sur la Figure II-50 et est constitué d'un tube en laiton avec des ailettes longitudinales entourés d'une calandre en inox. Le système est rempli d'acide stéarique dont la température de fusion se trouve à 57.5 °C et est chargé avec de l'eau à une température de 80 °C. Le temps de fusion pour un système avec ailette et sans ailettes est présenté sur la Figure II-50 pour différents débits massiques.



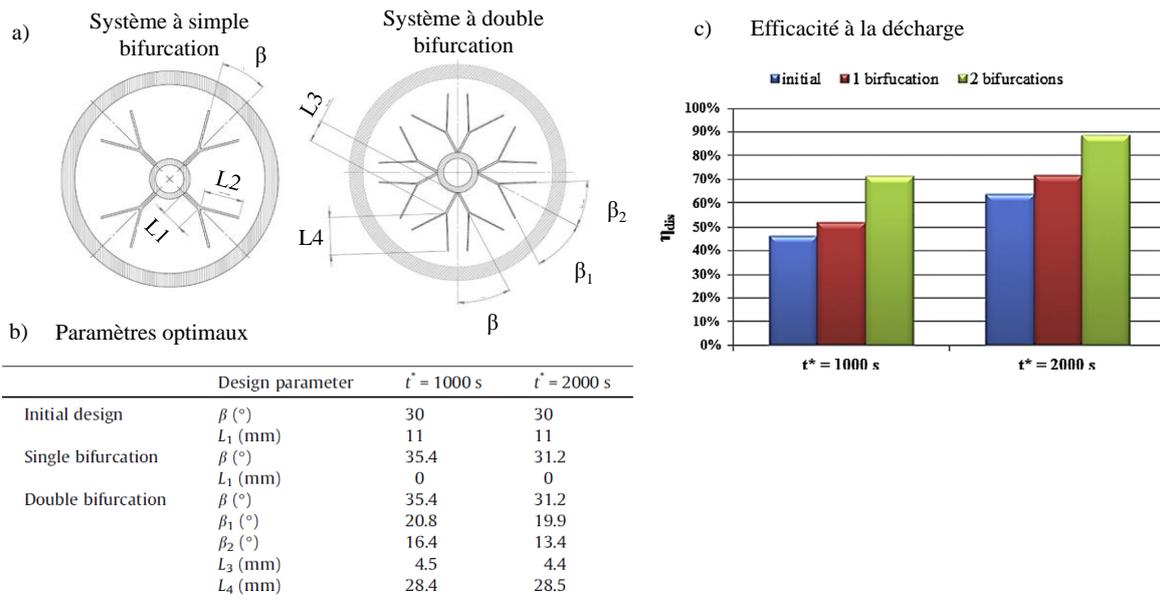
**Figure II-50 : Design du tube en laiton avec ailettes longitudinales et comparaison des temps de fusion par rapport à un tube lisse [105]**

Quel que soit le débit, la diminution du temps de fusion est au moins de 19 % en comparaison avec un échangeur à tube lisse, ce qui prouve l'intérêt de mettre en place des ailettes longitudinales à la charge.

*Ainsi, l'échangeur à ailettes longitudinales présente un intérêt réel en comparaison avec un simple tube lisse en tout cas à la charge. Cette remarque mérite d'être confirmée également en décharge.*

#### *Impact du design*

Des auteurs ont travaillé sur l'importance de l'optimisation des géométries d'ailettes. Une publication plus récente d'A. Sciacovelli *et al.* [106] a réalisé une optimisation numérique d'un échangeur à ailettes longitudinales en décharge lors de calculs en régime transitoire qui négligent la convection naturelle. Les ailettes proposées sont en forme de Y et différents angles et nombres de bifurcations sont proposés comme présenté sur la Figure II-51 a). Elles sont testées numériquement et les angles ainsi que les longueurs sont optimisés, comme présenté sur la Figure II-51 b)



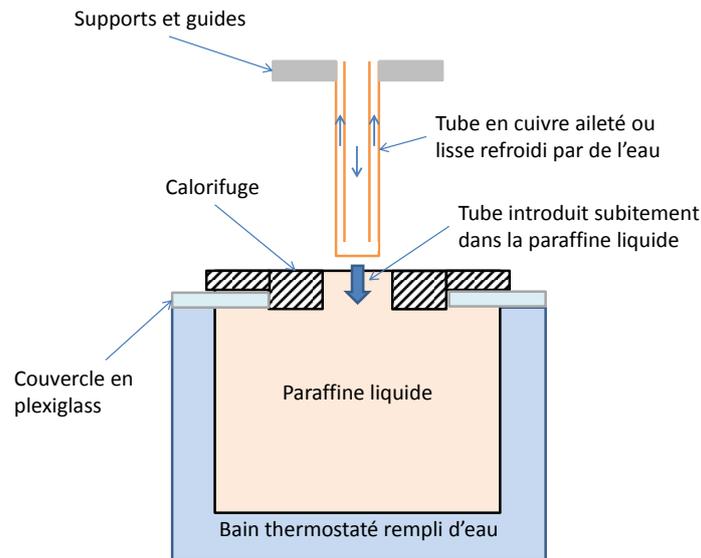
**Figure II-51 : Types d'ailettes testées par A. Sciacovelli *et al.* [106] en décharge par un modèle CFD en régime transitoire**

Comme on peut le voir sur la Figure II-51 c), l'efficacité de décharge la plus élevée est obtenue à chaque fois pour les ailettes à bifurcations double et les angles les plus petits. Cependant, comme on peut le remarquer si pour une décharge efficace une limite de 70% est établie, pour des processus plus longs, il ne sert à rien d'utiliser une bifurcation double, puisque les ailettes à bifurcation simple atteignent les 70 % d'efficacité à 2000 s.

*D'autres études regardent aussi l'impact du diamètre des ailettes longitudinales en solidification, comme c'est le cas de Solomon *et al.* [107]. Il est conclu que plus le diamètre des ailettes est grand, plus rapide sera la solidification, ce qui peut traduire que la solidification est contrôlée uniquement par la conduction dans le cas des ailettes longitudinales. Les mécanismes de transferts dans les échangeurs de stockage latent avec ailettes longitudinales sont analysés ci-après.*

#### Mécanismes de transfert

Pour mieux comprendre les mécanismes de transfert dans le MCP autour d'ailettes longitudinales, E.M. Sparrow *et al.* [108] a réalisé un protocole expérimental assez simple permettant de tester des échangeurs ailetés en décharge. Le banc d'essai présenté schématiquement sur la Figure II-52 est constitué d'un bain thermostaté rempli d'eau maintenue à température constante, d'un béccher rempli de paraffine (n-eicosane pure à 99 %) ayant une température de fusion de 36,4 °C, d'un couvercle en plexiglass permettant de prendre des photos à intervalles réguliers, et d'un tube en cuivre nu ou avec quatre ailettes longitudinales refroidi par circulation d'eau. Ce tube est inséré dans la paraffine liquide maintenue à température constante et la solidification de la paraffine autour du tube est suivie grâce aux photos prises par le dessus.



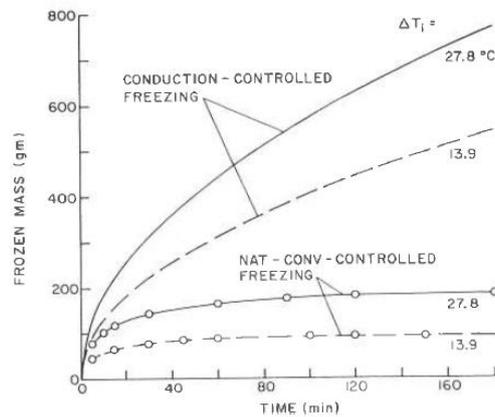
**Figure II-52 : Schéma protocole expérimental utilisé par E.M. Sparrow *et al.* [108] pour analyser l'impact des ailettes longitudinales lors d'une solidification**

Deux situations sont analysées :

- L'impact des ailettes sur la solidification lors d'un essai contrôlé par la conduction. Pour se mettre dans de telles conditions, la température de la paraffine liquide est maintenue à sa température de fusion.
- L'impact des ailettes sur la solidification lors d'un essai contrôlé par la convection naturelle. Au contraire, lors de ces essais, la température de la paraffine liquide est volontairement augmentée et maintenue à un niveau supérieur à sa température de fusion.

Grâce aux photos et à la différence de couleur entre la paraffine liquide et la paraffine solide, il a été possible de quantifier la masse de solide produite au cours des essais, qui est un indicateur direct de l'énergie échangée au cours d'un essai mais aussi de la puissance si l'on regarde son évolution temporelle. Pour travailler dans des conditions similaires, les auteurs ont choisi de travailler à deux températures de fluide caloporteur : 27,8 °C ou 13,9 °C au-dessus de la température de fusion. Les résultats sont présentés sur la Figure II-53.

Ainsi, la pente et le niveau des deux courbes du haut sont bien plus élevés que ceux des deux courbes du bas, correspondant aux essais contrôlés par convection naturelle. Ce qui veut dire que pour des échanges contrôlés essentiellement par la conduction, les ailettes permettent d'augmenter considérablement la masse de paraffine solide au cours du temps. Au contraire, lors d'un échange contrôlé par la convection naturelle, les ailettes ne permettent pas d'augmenter proportionnellement au temps la masse de paraffine solidifiée et ont même tendance à retarder la solidification puisque la masse de solide se stabilise quasiment dès 40 min. Ainsi, la surchauffe du MCP n'est pas favorable à la solidification dans des échangeurs verticaux à ailettes longitudinales car celle-ci entraîne un mouvement de convection naturelle qui empêche le MCP de solidifier au début de l'essai et retarde la restitution de la chaleur stockée.



**Figure II-53 : Masse solidifiée au cours du temps autour d'un tube en cuivre aileté longitudinalement lors d'essais contrôlés par la conduction (courbes du haut) ou par la convection naturelle (courbes du bas) et pour deux températures de fluide caloporteur,  $T_{\text{fusion}} + 27,8^{\circ}\text{C}$  (trait continu) ou  $T_{\text{fusion}} + 13,9^{\circ}\text{C}$  (trait pointillé) [108]**

*En résumé, les ailettes longitudinales utilisées à la verticale ont des performances thermiques augmentées en comparaison avec un tube lisse à la charge. On notera cependant qu'aucune étude comparative n'a été faite à la décharge. Par ailleurs, l'impact du design, de la forme de l'ailette ont été analysés essentiellement en décharge. Aucune publication ne présente d'optimisation de géométrie avec ailettes longitudinales à la charge. Quant aux mécanismes de transfert, ils ont été analysés uniquement à la décharge. Il est remarqué que les mouvements de convection naturelle qui peuvent se mettre en place le long des ailettes, notamment à la verticale, retardent la solidification. L'impact de ces mouvements de convection naturelle reste à quantifier pour les essais en charge.*

#### 4.3.3. Faisceau de tubes

Une autre façon simple d'augmenter la surface d'échange est d'utiliser un faisceau de tubes ou plusieurs tubes en U. Cette technique permet de multiplier les passages du fluide caloporteur dans le MCP et ainsi de maximiser l'échange par augmentation de la vitesse, en comparaison avec le même volume et le tube lisse simple.

Aucune publication ne compare la différence entre un système de stockage latent à tube lisse et un système de stockage latent à faisceau de tubes. C'est pourquoi les publications synthétisées ci-après présentent les installations expérimentales ou les études numériques qui présentent des faisceaux de tubes ou tubes en U comparés à d'autres échangeurs, comme les systèmes avec ailettes par exemple.

##### 4.3.3.1. A l'horizontale

Un prototype de stockage pour une installation de refroidissement solaire à absorption, utilisant un échangeur tubes-calandre à l'horizontale a été construit sur le toit de l'Université de Lleida en Espagne [109]. Le container cylindrique rempli d'hydroquinone ayant une température de fusion de  $165\text{-}172^{\circ}\text{C}$  est illustré sur la Figure II-54.



**Figure II-54 : Prototype de stockage pour une installation de refroidissement solaire construit sur le toit de l'université de Lleida en Espagne [109]**

Deux géométries d'échangeur ont pu être testées sur cette installation comme un échangeur tubes-calandre simple et un échangeur tubes-calandre avec ailettes transverses comme présenté sur la Figure II-55.



**Figure II-55 : Géométries d'échangeur testées dans l'installation de stockage de l'université de Lleida [109]**

La présence d'ailettes permet d'augmenter le taux de chaleur transférée aussi bien durant la charge que durant la décharge. Sur la Figure II-56, on peut voir la puissance échangée lors d'une charge ainsi que la température du MCP pour les deux géométries en fonction du temps. Jusqu'à deux heures de charge, la puissance transférée dans la géométrie avec ailettes transverses est plus élevée que celle échangée dans le faisceau de tubes simples. Cependant, à partir du milieu de l'essai, la tendance s'inverse et le faisceau de tubes simple est plus performant que les ailettes. Ainsi, les ailettes ne jouent leur rôle d'intensificateur thermique que dans les premiers temps de l'échange. Si l'unité de stockage veut être utilisée pour réaliser des charges partielles ou pour des températures inférieures à 180 °C, l'utilisation d'ailettes est justifiée. A l'inverse, lors d'une charge complète et de températures supérieures à 180°C, les ailettes représentent un surcoût et une perte de masse de MCP parfois non justifiés vis-à-vis de l'utilisation envisagée et l'échangeur tubes-calandre simple suffit à améliorer l'échange dans le MCP [109].

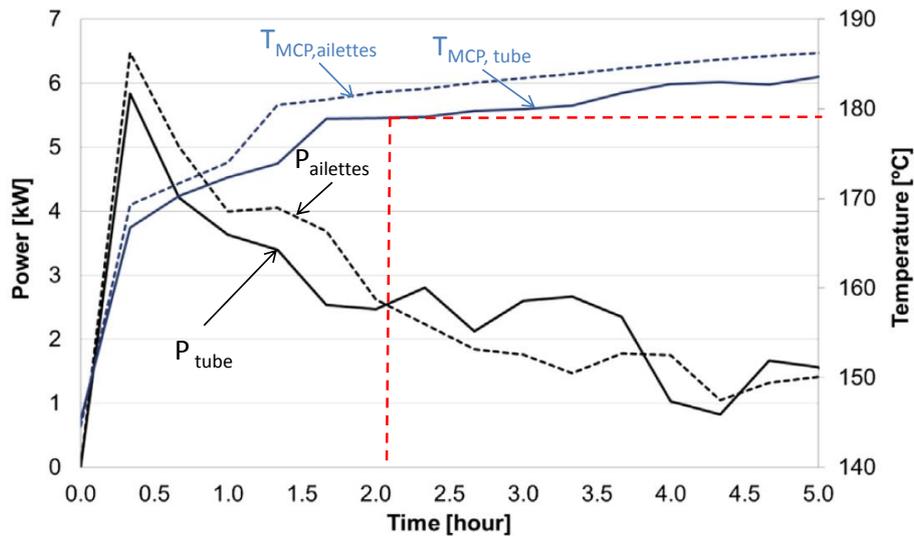


Figure II-56 : Puissance transférée à la charge (en noir) et température de MCP (en bleu) pour deux géométries d'échangeur : faisceau de tubes avec ailettes (trait pointillé) et sans (trait plein) [109]

#### 4.3.3.2. A la verticale

N.H.S. Tay *et al.* [74;110-113] a mis en place un seul tube en polychlorure de vinyle à la verticale avec plusieurs passes dans un container cylindrique rempli de MCP dans le but de stocker du froid. Les deux MCP envisagés pour ces niveaux de température (entre  $-50\text{ °C}$  et  $20\text{ °C}$ ) sont un hydrate de sel ( $T_{\text{fusion}} = -27\text{ °C}$ ) et de l'eau ( $T_{\text{fusion}} = 0\text{ °C}$ ). L'échangeur est constitué d'un container dans lequel est immergé un tube, avec différents nombres de passes, permettant la recirculation du fluide caloporteur dans le MCP. L'échangeur conçu est visible sur la Figure II-57.

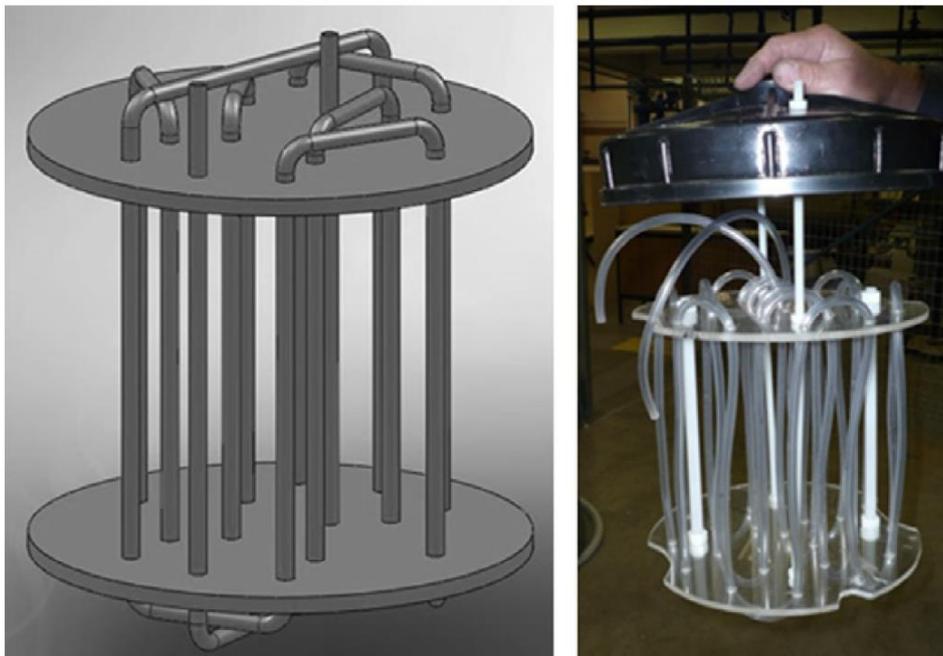
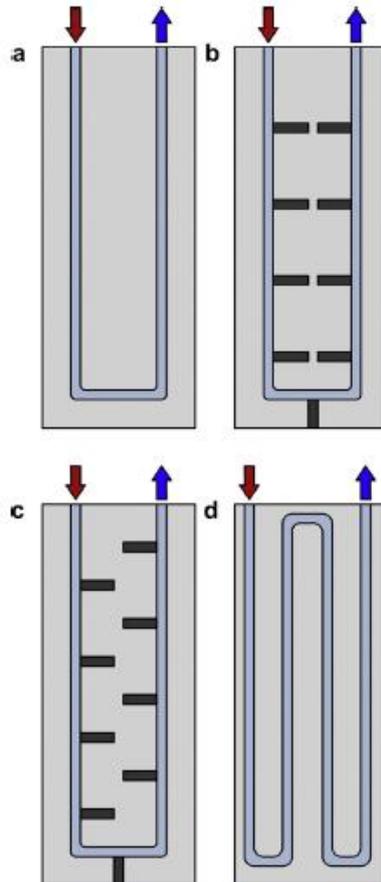


Figure II-57 : Design développé par A. Castell *et al.* [110] pour le stockage de froid dans les MCP

Les auteurs jouent sur différents paramètres comme le débit massique ou le nombre de passes. Ils montrent ainsi que plus le débit massique est faible, plus les performances de l'échangeur sont élevées. En effet, étant donné que les MCP ont une conductivité thermique faible, si le débit est trop élevé, la chaleur n'a pas le temps d'être transférée du fluide

caloporteur vers le MCP. L'échangeur est d'autant plus efficace qu'il a un nombre de passes important, c'est-à-dire une grande surface d'échange. De même, les auteurs montrent que les performances de l'échangeur ne dépendent pas du cycle (charge ou décharge) et présentent la même dépendance à la variation du débit. Par ailleurs, le stockage est d'autant plus compact qu'il aura de passes.

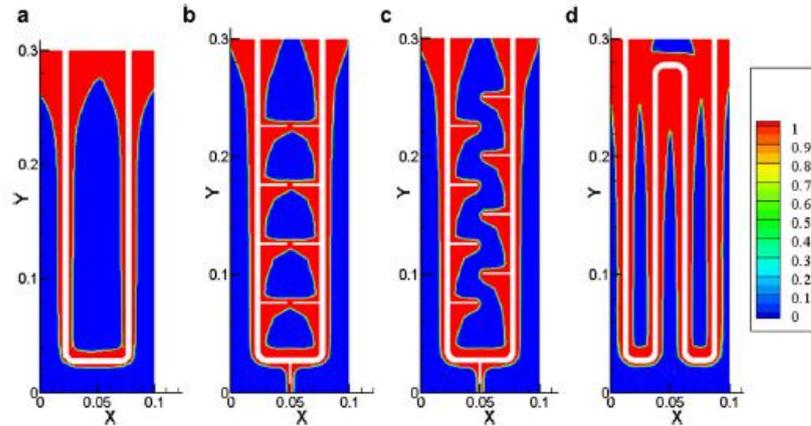
J.C. Kurnia *et al.* [114] ont imaginé un système de stockage composés de tubes en U plongés à la verticale dans un container rempli de paraffine ayant une température de fusion de 36-38 °C. Des variantes de cette géométrie, avec des ailettes alignées ou non, comme présentées sur la Figure II-58 ont été modélisées sur Fluent pour connaître l'impact de l'augmentation de la surface de transfert et de la répartition des ailettes sur l'échange thermique.



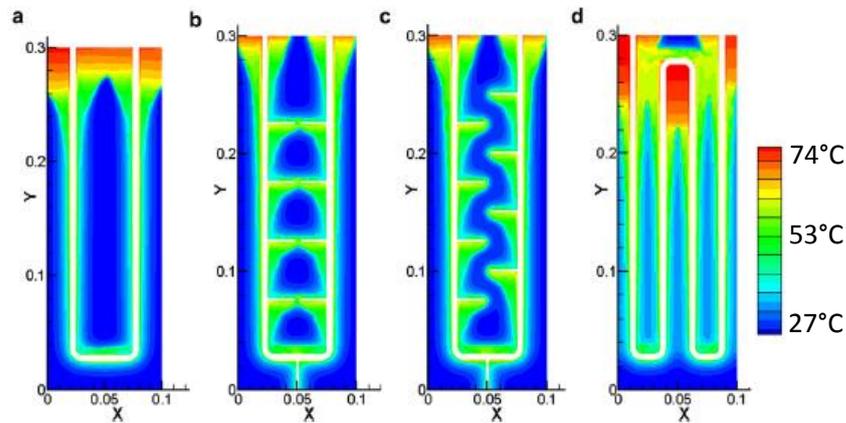
**Figure II-58 : Différentes configurations d'échangeurs avec tubes en U modélisées sous Fluent par J.C. Kurnia *et al.* [114] Les designs sont nommés ainsi par l'auteur : a) U-tube b) Inline fins c) Staggered fins d) Festoon design**

Une simulation 2D basée sur le modèle de Voller et prenant en compte les effets de gravité a été réalisée pour chaque configuration et la répartition des fronts de fusion, de la température ainsi que des vitesses dans la MCP mettent en exergue la performance de chacun des échangeurs. Les résultats de l'étude sont présentés dans la Figure II-59.

1) Fraction liquide, 1 = liquide (rouge), 0 = solide (bleu)



2) Température du MCP en °C



3) Vecteurs vitesse dans le MCP liquide

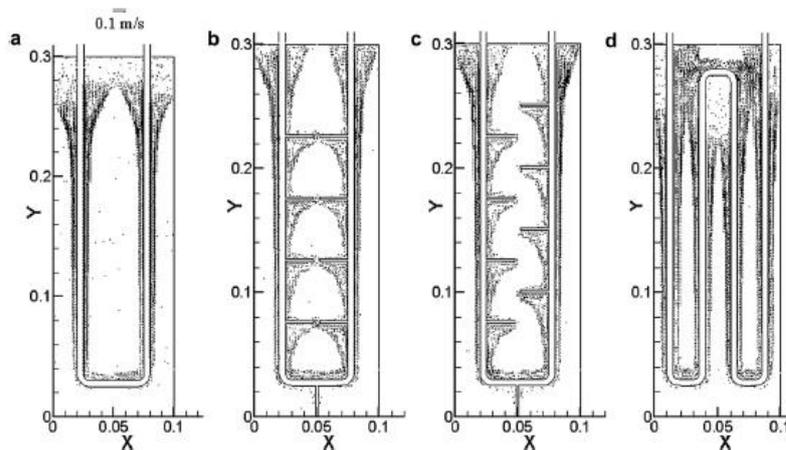
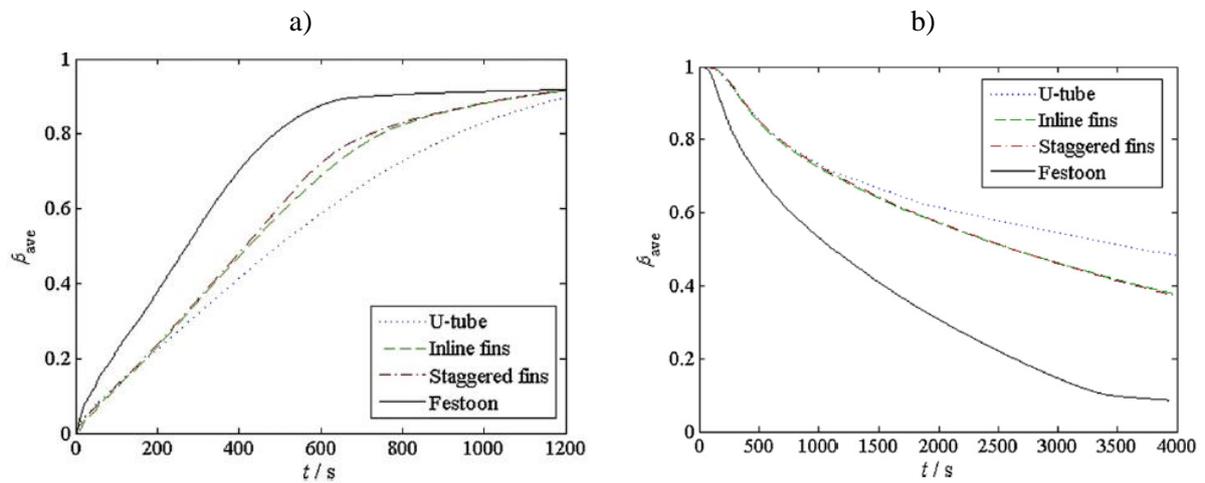


Figure II-59 : Front de fusion, températures et vitesses durant une charge dans les échangeurs modélisés par J.C. Kurnia *et al.* à  $t = 300$  s [114]

L'analyse de la température, de la position du front de fusion et des vitesses dans le MCP montre que la configuration d) offre une meilleure répartition de la température grâce à l'homogénéisation mise en place par la convection naturelle. Au même instant, une plus grande part de MCP est fondue dans cet échangeur prouvant l'amélioration du transfert thermique comparé aux configurations a), b) et c). La position des ailettes n'a quasiment aucune influence sur la vitesse de fusion. La performance du tube en U est par ailleurs confirmée sur la Figure II-60 aussi bien pour les charges que pour les décharges.



**Figure II-60 : Fraction liquide moyenne en fonction du temps dans les échangeurs a) (U-tube), b) (Inline fins), c) (Staggered fins) et d) (Festoon) modélisés par J.C. Kurnia *et al.* [114] lors d'une charge a) et d'une décharge b)**

*En résumé, l'augmentation de la surface d'échange par un faisceau de tubes est une solution facile à mettre en œuvre. La convection naturelle qui peut se mettre en place dans les échangeurs à tubes en U est souvent propice à l'accélération de l'échange. En décharge, l'utilisation d'un faisceau de tubes permet de réduire les distances caractéristiques de transfert et de garantir une certaine efficacité en comparaison avec les systèmes ailetés.*

*En outre, de tels faisceaux sont mis en place dans les réservoirs de stockage, bien souvent associés à des ailettes, car c'est la solution la plus facile à mettre en œuvre pour faire de grands réservoirs de stockage. L'efficacité des faisceaux seuls avec du MCP est encore peu étudiée et mérite d'être comparée à des faisceaux avec ailettes. Le surcoût que représentent les ailettes n'est pas forcément proportionnel au gain en termes de transfert thermique.*

## 5. Synthèse de l'étude bibliographique et stratégie adoptée

Dans ce chapitre, les différents types de stockage thermique ont été présentés et comparés. Le système de stockage latent est sélectionné pour sa compacité due à sa densité énergétique élevée, la possibilité de restituer la chaleur à température constante et aussi de stocker une quantité de chaleur fixe indépendamment du niveau de température du fluide caloporteur, l'énergie stockée dépendant uniquement de l'enthalpie de changement d'état. Encore peu de systèmes de stockage latent sont développés pour valoriser la chaleur fatale industrielle. Pourtant, de la chaleur est perdue sur nombres de procédés batch et un système de stockage thermique permettrait de réutiliser cette énergie d'un cycle à l'autre. Dans un second temps, les différentes catégories de MCP et quelques exemples pour chacune ont été détaillés. Il a été noté qu'aucun MCP ne présente les caractéristiques idéales pour une application donnée et que la sélection d'un bon MCP réside majoritairement dans sa capacité à répondre à un besoin précis à faible coût et à faible impact environnemental. Par ailleurs, la faible conductivité thermique de tous les MCP a amené à présenter les différentes techniques d'amélioration du transfert thermique dans les réservoirs de stockage latent.

1) La première solution consiste à agir directement sur le MCP en ajoutant des structures métalliques, comme les mousses, les composites ou les anneaux de Lessing, ou encore de jouer sur le flux transféré en associant des MCP en cascade. L'ajout de structures métalliques, bien que présentant des conductivités thermiques équivalentes très élevées, souffre du peu d'études expérimentales à échelle représentative, notamment pour caractériser l'impact de l'arrangement des structures, par exemple la taille des pores pour les mousses ou encore l'importance du contact thermique. Cette solution nécessite par ailleurs d'utiliser des métaux souvent précieux, comme le carbone, le graphite ou le cuivre, dans des procédés chronophages et énergivores. Cette solution n'est donc pas retenue. Enfin, même si l'utilisation de MCP en cascade présente des efficacités instantanées élevées en comparaison au système à MCP simple, il est nécessaire d'utiliser plusieurs échangeurs, ce qui complique son implémentation. La multiplication des MCP et donc des enthalpies de changement d'état réduit également la densité énergétique globale du système.

2) La deuxième voie d'amélioration est la mise en place de techniques innovantes pour forcer la convection à l'intérieur des réservoirs de stockage. Si les solutions mécaniques, comme le raclage ou le pompage, attirent par leur ingéniosité, leur mise en œuvre est compliquée, notamment en termes d'étanchéité pour les systèmes tournants ou en termes de risques lorsque le MCP solide peut venir bloquer les pompes ou les racleurs. Par ailleurs, le supplément de coût engendré par l'implantation d'utilités, comme les pompes ou les générateurs, rendent ces systèmes trop chers. L'utilisation de MCP sous forme de microcapsules peut être une solution viable à la mise en mouvement du MCP. Mais la complexe fabrication des microcapsules et micro-émulsions limitent l'émergence de ce type de super fluide caloporteur pour les applications à température supérieure à la température d'évaporation de l'eau, qui ne peut alors plus être employée comme phase porteuse. La stabilité chimique des capsules est par ailleurs encore peu étudiée. Enfin, les échangeurs à contact direct ne sont pas encore assez maîtrisés pour être utilisés à l'échelle prototype. Si à la charge, on peut comprendre comment les voies liquides viennent rogner petit à petit le MCP solide, le processus de décharge semble plus difficile à mettre en œuvre. Pour toutes ces raisons, les systèmes actifs ne sont pas retenus pour cette thèse.

3) Une troisième solution consiste à augmenter la surface d'échange en utilisant des macrocapsules de MCP, des échangeurs ailetés ou à faisceau de tubes. La macro-encapsulation permet d'augmenter les surfaces d'échange tout en conservant un réservoir simple, type lit fixe. Elle a été choisie par une société française Cristopia, spécialisée dans l'implantation de système de stockage de froid pour le résidentiel et tertiaire et qui commercialise de nombreux réservoirs de stockage latent. Mais si cette solution fonctionne parfaitement pour le stockage

de froid, qui présente des puissances échangées et des cinétiques assez lentes, il est compliqué de trouver une combinaison capsule/MCP pérenne, stable et ayant de bonnes performances thermiques pour les plus hautes températures. Par ailleurs, la présence de vide dans la capsule d'au moins 20% réduit les puissances de transfert et la densité énergétique. Il est par ailleurs possible d'augmenter les surfaces par des solutions plus classiques comme les échangeurs ailetés ou type tube et calandre. Cette solution permet d'employer des échangeurs déjà commercialisés dont les techniques de fabrication et d'assemblage sont maîtrisées. Les matières employées (acier, aluminium, inox, cuivre) sont généralement plus faciles à mettre en œuvre et moins nobles que celles utilisées dans le cas de l'ajout de structures métalliques (graphite, carbone). Pour augmenter les surfaces d'échange, il suffira alors d'ajouter des ailettes et des tubes au réservoir de stockage. Leur mise en œuvre facile, leur disponibilité et l'avantage économique que constituent ces échangeurs rendent cette solution technologique attractive et est sélectionnée dans le cadre de cette thèse.

Si les rendements de tels échangeurs sont bien connus lorsqu'ils sont employés en régime permanent avec des fluides caloporteurs classiques, comme l'eau ou l'air, les performances thermiques sont plus difficiles à évaluer lorsqu'ils sont employés avec des MCP en régime transitoire.

La littérature montre l'intérêt que peuvent présenter ces échangeurs à surface augmentée en comparaison avec un tube lisse. Mais les études ne sont jamais complètes, elles n'analysent pas en détail l'impact de l'orientation de l'échangeur, horizontale ou verticale, ou les deux processus, charge et décharge. On remarque par exemple qu'il n'existe pas de comparaison entre un tube lisse et un faisceau de tubes pour voir l'effet de l'augmentation de surface et d'accélération du fluide caloporteur dans un même volume de référence.

Par ailleurs, l'optimisation des designs d'ailettes et de tubes doit prendre en compte les spécificités du changement de phase qui est un mode de transfert transitoire. Les résistances thermiques de transfert évoluent ainsi à chaque instant du processus de charge ou décharge. L'optimisation de tels échangeurs n'a pas toujours été réalisée en régime transitoire et ne prend pas en compte tous les paramètres : pas, épaisseur, diamètre, matériau ou orientation de l'ailette.

Enfin, toute la particularité du système de stockage latent réside dans les mouvements de convection naturelle ou d'expansion volumique qui peuvent se mettre en place dans le MCP liquide. La prise en compte de la convection naturelle n'est pas systématique dans les modèles numériques. L'impact de ces mouvements n'a pas toujours été analysé en charge et en décharge, ni en fonction de l'orientation.

Ainsi, une analyse expérimentale complète, en charge et en décharge, tenant compte de l'orientation horizontale ou verticale, est présentée dans le chapitre suivant pour quatre échangeurs différents. Un tube lisse est utilisé comme cas de référence et les phénomènes de transfert thermique sont regardés attentivement dans un système à faisceau de tubes en inox, à ailettes longitudinales en acier et à ailettes circulaires en cuivre. L'importance des phénomènes de transfert thermique sera quantifiée pour chaque système.

# Chapitre III : Etude phénoménologique des transferts thermiques dans différents échangeurs

Après avoir présenté dans le chapitre bibliographique quelles étaient les différentes possibilités pour améliorer le transfert thermique dans les MCP, un choix a été arrêté sur la solution la plus facile à mettre en œuvre et à priori la moins coûteuse : les échangeurs à surface de transfert augmentée.

Il convient maintenant de comprendre comment se comporte le MCP dans de tels systèmes de stockage latent grâce à une étude expérimentale à basse température qui permet d'observer les comportements en températures et grâce aux fronts de fusion/solidification. L'impact de la gravité et des mouvements de MCP liquides sont aussi étudiés grâce à la possibilité d'injecter le fluide caloporteur par le haut ou par le bas de la section d'essais mais aussi grâce à la possibilité de basculer tout l'échangeur à l'horizontale.

Les aspects énergétiques et performances seront abordés au chapitre V.

## 1. Objectifs

L'objectif de ce chapitre consiste à identifier les phénomènes de transferts thermiques prépondérants dans différentes géométries d'échangeurs type tube-calandre. Pour ce faire, une installation expérimentale à basse température est utilisée pour tester quatre échangeurs aux dimensions caractéristiques comparables et aux propriétés thermo-physiques fondamentalement différentes. Les phénomènes de transfert thermique sont analysés en corroborant les fronts de fusion/solidification observés au travers d'une calandre transparente aux profils de température dans le MCP. L'impact de la gravité sur les phénomènes de transfert thermique est analysé grâce à la possibilité d'injecter le fluide caloporteur par le haut ou le bas des sections d'essais et la possibilité de placer la section d'essais à l'horizontale.

## 2. Présentation du dispositif expérimental à basse température

### 2.1. Description détaillée de l'installation expérimentale

L'installation expérimentale "SLEEP" est destinée à tester des échangeurs de chaleur, type tube-calandre, dont la calandre est remplie d'un MCP. Elle permet de réaliser des cycles de charge et de décharge de chaleur dans du MCP tout en observant les fronts de fusion/solidification à travers une calandre transparente faite de polycarbonate ainsi qu'en mesurant la température locale par un jeu de thermocouples. Une photo de l'installation expérimentale est présentée sur la Figure III- et un schéma de principe est visible sur la Figure III-2.

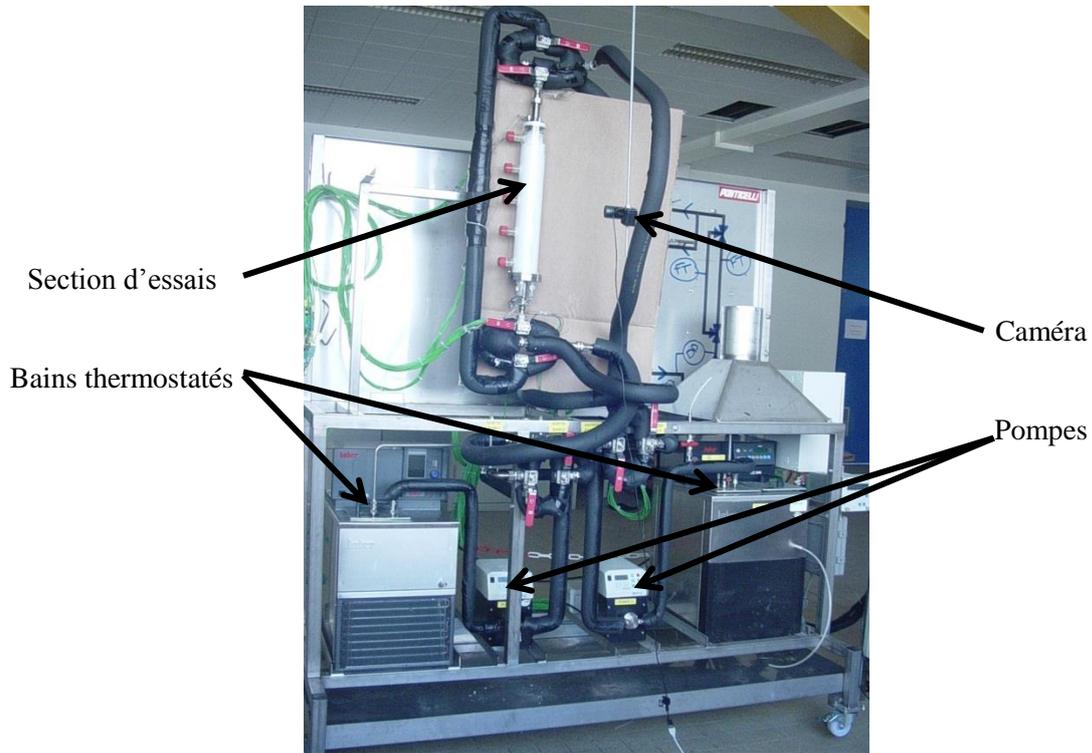


Figure III-1 : Photographie de l'installation expérimentale à basse température

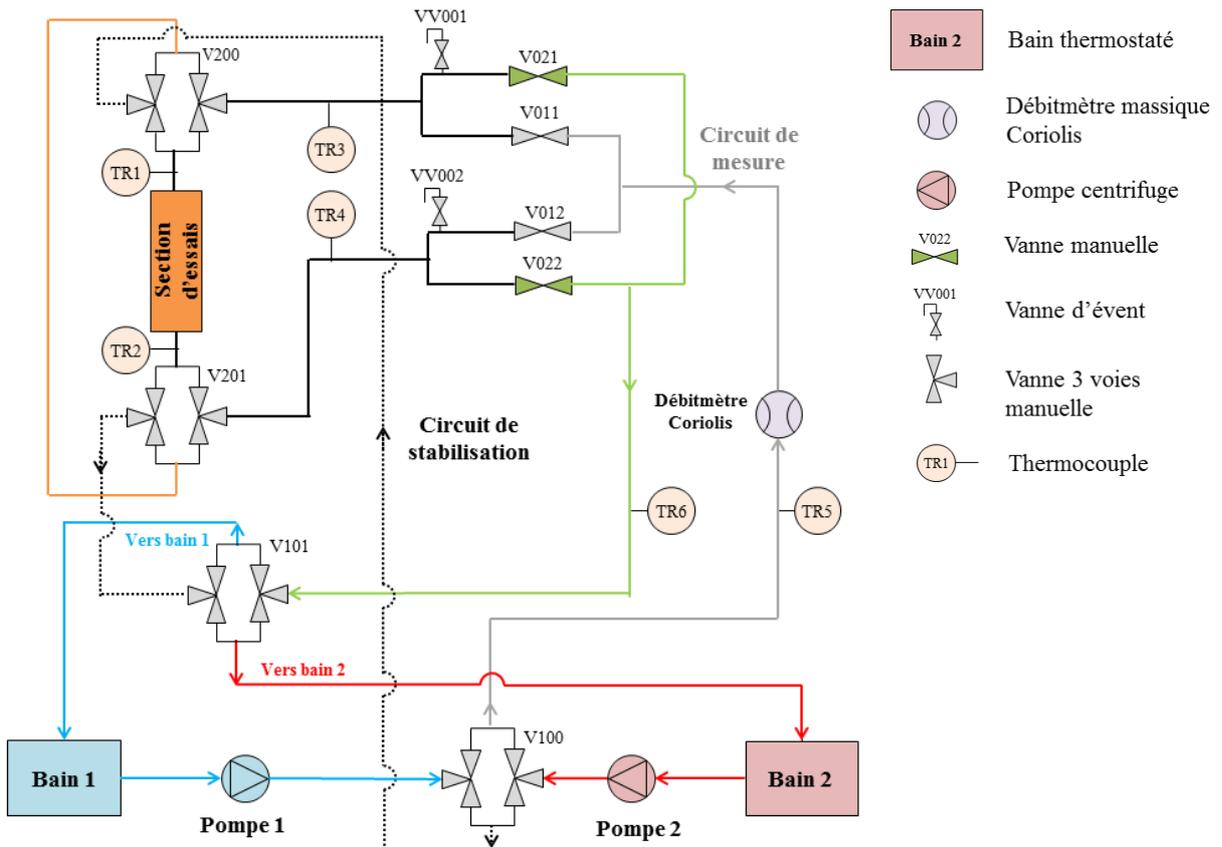


Figure III-2 : Schéma de principe de l'installation expérimentale à basse température

L'installation expérimentale est composée de différents composants :

- Deux bains thermostatés Fisher Scientific type CC 240 (Bain 1) et CC 405 (Bain 2) permettent de chauffer et refroidir l'eau qui est utilisée comme fluide caloporteur. Chacun est équipé d'une pompe interne permettant la circulation du fluide à l'intérieur du bain.
- Deux pompes centrifuges ISMATEC MCP-Z Standard (Pompe 1 et Pompe 2) reliées chacune à un des bains thermostatés assurent la mise en circulation du fluide caloporteur dans le circuit et permettent le contrôle précis du débit dans le circuit par un réglage électromagnétique (à  $10^{-2}$  kg/h près).
- Un système de vannes (V0XX) permet le passage du fluide caloporteur dans les deux sens de l'échangeur, c'est-à-dire soit de haut en bas, soit de bas en haut.
- Un échangeur de chaleur de type concentrique est connecté à l'installation et appelé par la suite Section d'Essais ou encore Design. Celle-ci est composée d'un tube réservé au passage du fluide caloporteur et entourée d'une calandre en plexiglass<sup>®</sup>. L'espace annulaire entre le tube et la calandre est rempli d'un MCP.
- Un bypass contrôlé par des vannes trois voies (V100/V101 et V200/V201) est utilisé pour garder l'échangeur à une température constante tout en stabilisant le circuit de mesure à une autre température. Ce bypass est donc utilisé principalement avant un essai pour maintenir l'échangeur à une température initiale avant d'injecter le fluide caloporteur à la température d'injection souhaitée qui circule dans le circuit de mesure.

Afin d'étudier l'influence du sens de circulation du fluide caloporteur dans les sections d'essais (soit de haut en bas, soit de bas en haut), un système de vannes a été mis en place :

- Pour une circulation de haut en bas : les vannes V011 et V021 sont ouvertes, les vannes V012 et V022 sont fermées.
- Pour une circulation de bas en haut : les vannes V012 et V022 sont ouvertes, les vannes V011 et V021 sont fermées.
- Le bypass et la section d'essais étant montés sur un châssis raccordé à la boucle par des flexibles, il est également possible de passer la section d'essais à l'horizontale.

Différents instruments de mesure sont mis en place sur la boucle pour contrôler le débit et la température. Notamment, un débitmètre massique type Coriolis Micromotion Rosemount DS012S (FR002) en entrée du circuit de mesure pour mesurer le débit mais aussi des thermocouples type K avec un diamètre de 1 mm mis en place sur le circuit pour contrôler la température du fluide caloporteur. Il est possible de mesurer la température du fluide caloporteur sur le circuit pendant les phases de stabilisation et d'essais et surtout la température du fluide caloporteur en entrée et en sortie de la section d'essais pour calculer les bilans thermiques. Tous les signaux de mesures de ces instruments sont récupérés par des multiplexeurs associés à une centrale d'acquisition de marque Agilent, type 34970A, connectée à un ordinateur.

L'eau est utilisée comme fluide caloporteur. Les propriétés thermo-physiques de l'eau telles qu'utilisées pour l'analyse sont récapitulées dans le Tableau III-1.

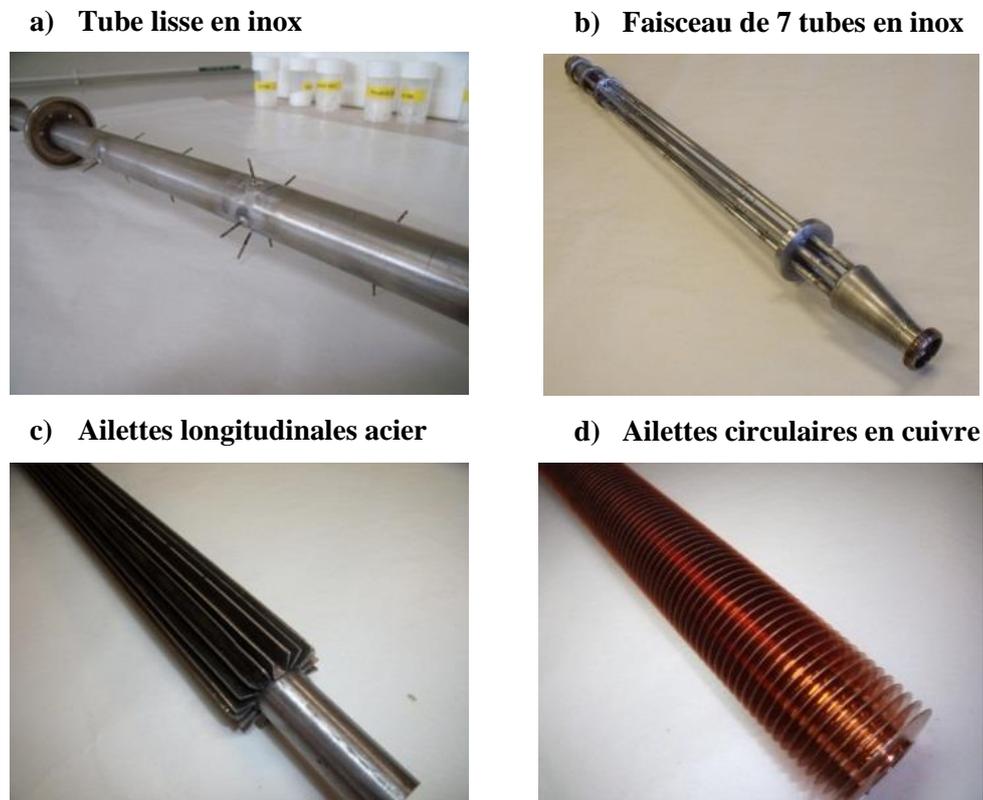
**Tableau III-1 : Propriétés thermo-physiques de l'eau telles qu'utilisées dans les calculs**

Propriétés	$\rho$	$\lambda$	$C_p$	$\mu$
Unité	$kg/m^3$	$W/(m.K)$	$J/(kg.K)$	$Pa.s$
Valeur	998.2	0.6	4182	$1.10^{-3}$

## 2.2. Description des sections d'essais

### 2.2.1. Echangeurs sélectionnés

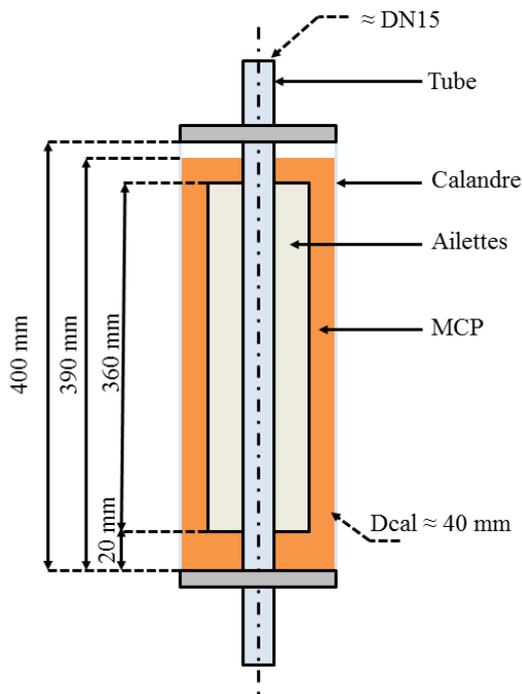
Quatre échangeurs type tube-calandre aux dimensions caractéristiques comparables ont été testés sur la boucle expérimentale. Les photos et caractéristiques de ces sections d'essais sont présentées sur la Figure III-3.



**Figure III-3 : Photographies des 4 sections d'essais testées sur l'installation expérimentale**

Tous les tubes ont une longueur d'environ 400 mm et une hauteur de MCP liquide de 390 mm. Les sections d'essais tube lisse et ailettes présentent des diamètres intérieur et extérieur proches du standard DN15 inox. Les tubes utilisés dans le faisceau de tube ont un diamètre extérieur de 6 mm et une épaisseur de tube de 1 mm. Le diamètre intérieur de la calandre est proche de 40 mm. Toutes les dimensions des sections d'essais sont détaillées sur la Figure III-4.

a)



b)

		a	b	c	d
<b>Métal utilisé</b>		Inox	Inox	Acier	Cuivre
$D_{\text{tube, ext}}$	mm	21.3	6	19.3	19.7
$D_{\text{tube, int}}$	mm	15	4	14.3	14.7
$D_{\text{cal, int}}$	mm	41	41	40	40
$D_{\text{ailettes}}$	mm			38	38.4
$H_{\text{cal}}$	mm	400	400	396	396
$H_{\text{MCP}}$	mm	390	390	386	389
$V_{\text{eau}}$	L	0.071	0.035	0.064	0.067
$V_{\text{métal, tube}}$	L	0.072	0.043	0.052	0.053
$V_{\text{métal, ailettes}}$	L	0	0	0.085	0.066
$V_{\text{MCP}}$	L	0.376	0.438	0.288	0.304
$V_{\text{cal}}$	L	0.528	0.528	0.498	0.498
$\frac{V_{\text{métal}}}{V_{\text{cal}}}$	(-)	0.14	0.08	0.28	0.24

Figure III-4 : a) Schéma de principe de la section d'essais, b) dimensions caractéristiques des quatre sections d'essais sélectionnées

Les sections d'essais sont raccordées à l'installation expérimentale grâce à des raccords clamps brasés ou soudés au tube central, selon que le tube est en inox, acier ou cuivre comme présenté pour la section d'essais ailettes circulaires en cuivre sur la Figure III-5. Des brides inférieures et supérieures sont ajoutées afin de maintenir la calandre qui ferme la section d'essais. Des passages étanches sont positionnés en haut et en bas de la section d'essais pour contrôler la température du fluide caloporteur en entrée et en sortie d'échangeur.

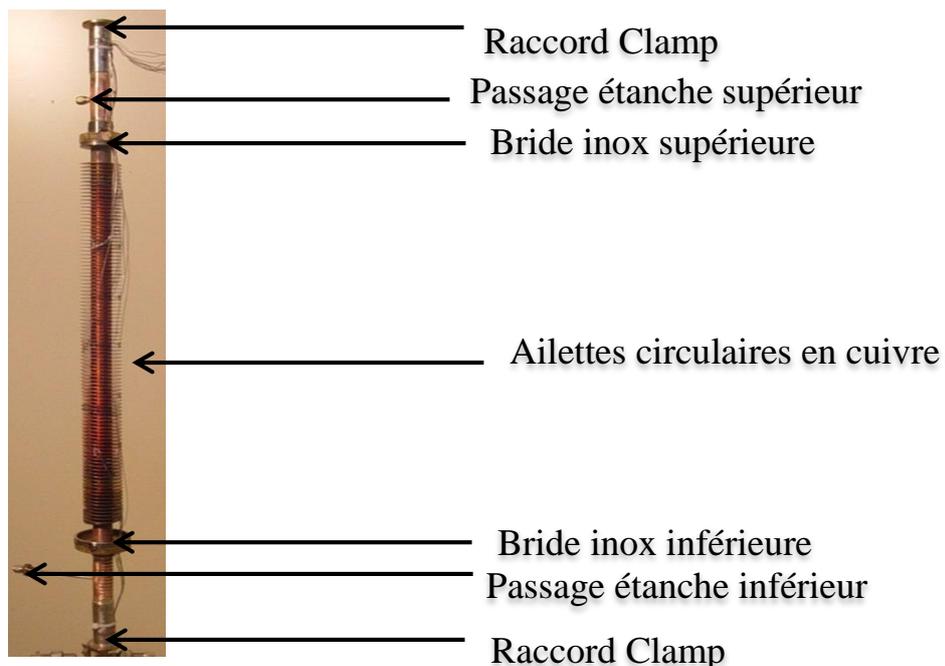


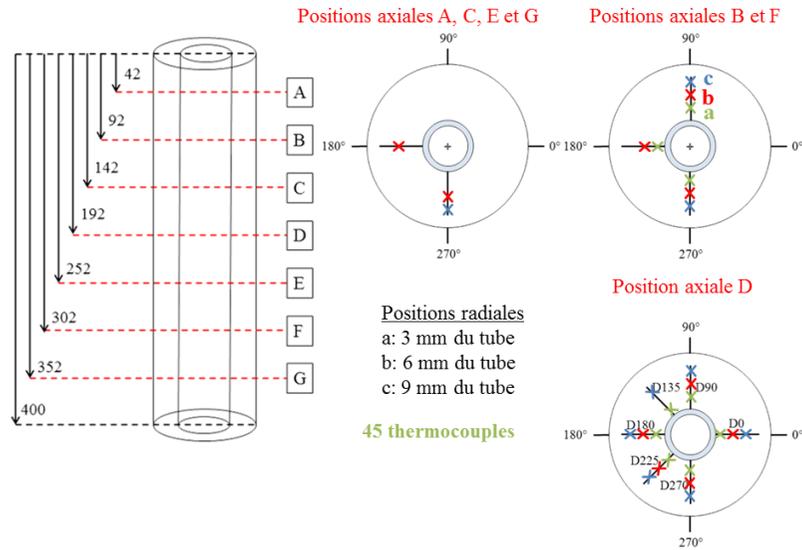
Figure III-5 : Photographie de la section d'essais ailettes circulaires en cuivre avant mise en place de la calandre : détails des raccords et passages étanches

### 2.2.2. Instrumentation des échangeurs

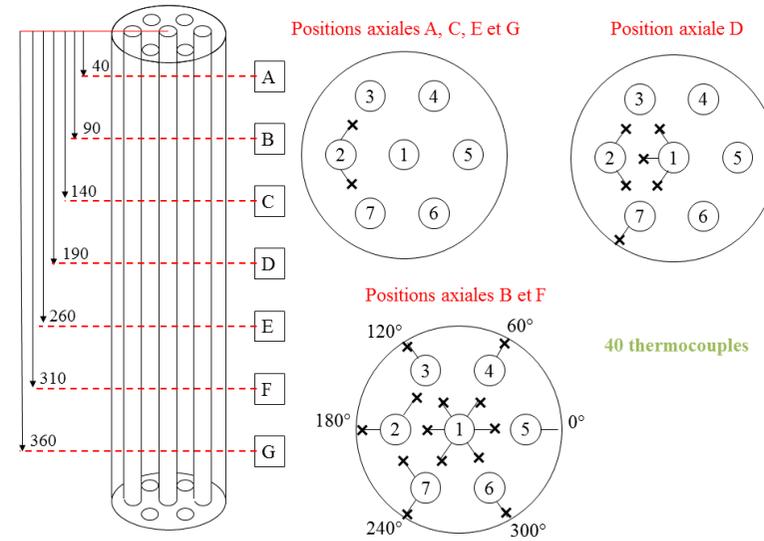
Pour mesurer la température du MCP, les tubes et ailettes sont instrumentés avec des thermocouples type K de diamètre 0,5 mm et d'une précision  $\pm 1.5$  K. Ceux-ci sont reliés à la centrale d'acquisition par des connecteurs et des câbles de compensation, et la jonction de référence, aussi appelée soudure froide est placée dans une boîte isotherme équipée d'une sonde platine, qui permet de connaître la température de la boîte en temps réel. Le système de mesure au complet, comprenant thermocouple, connecteur, câble de compensation, boîte isotherme et centrale Agilent est étalonné au préalable à l'aide d'un bain thermostaté rempli d'huile et d'une sonde étalon à résistance de platine reliée à un multimètre permettant de connaître précisément la température de l'huile. L'étalonnage est réalisé dans la gamme de température 10 et 80°C en chauffe et en refroidissement par paliers de 10 °C. Les coefficients correctifs sont extraits de ces étalonnages et insérés dans le programme d'acquisition. Les températures sont alors corrigées directement par le programme d'acquisition lors des essais. L'étalonnage permet de réduire l'incertitude de mesure à  $\pm 0.1$  K dans la gamme 10 à 80°C.

Les thermocouples sont positionnés dans la section d'essais avant de mettre en place la calandre. Ceux-ci sont collés ou soudés sur des supports en acier entre les tubes ou directement entre les ailettes. La position de chaque thermocouple est déterminée précisément au pied à coulisse avant les essais. Les sections d'essais sont instrumentées avec un nombre de thermocouples qui diffère d'une géométrie à l'autre. L'instrumentation des quatre sections d'essais est détaillée sur la Figure III-6.

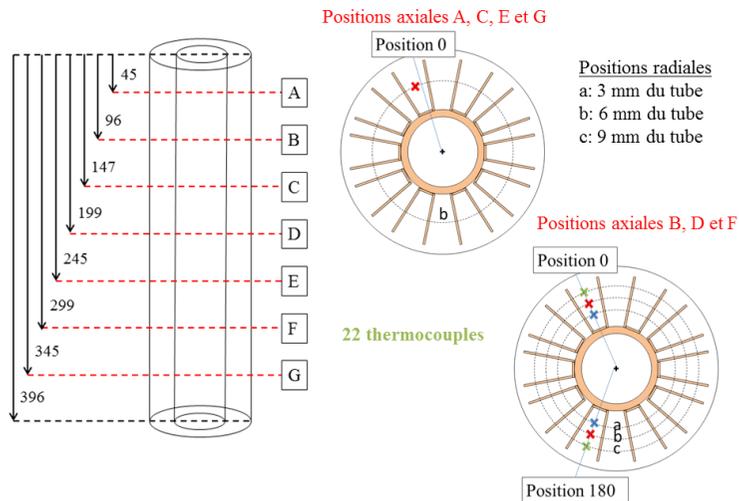
Design a)



Design b)



Design c)



Design d)

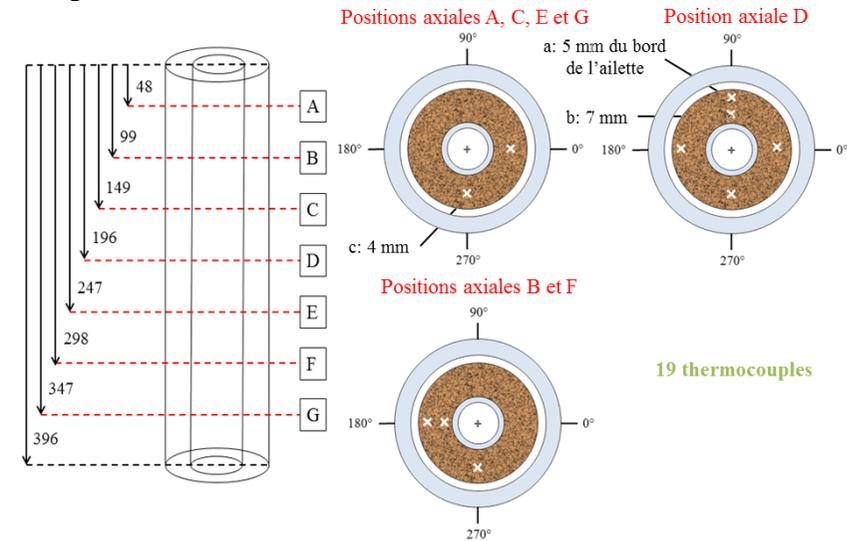


Figure III-6 : Instrumentation des sections d'essais : Tube Lisse a), Faisceau de tubes b), Ailettes longitudinales en acier c) et Ailettes circulaires en cuivre d)

Un exemple de positionnement des thermocouples est présenté sur la Figure III-7 pour les quatre sections d'essais.

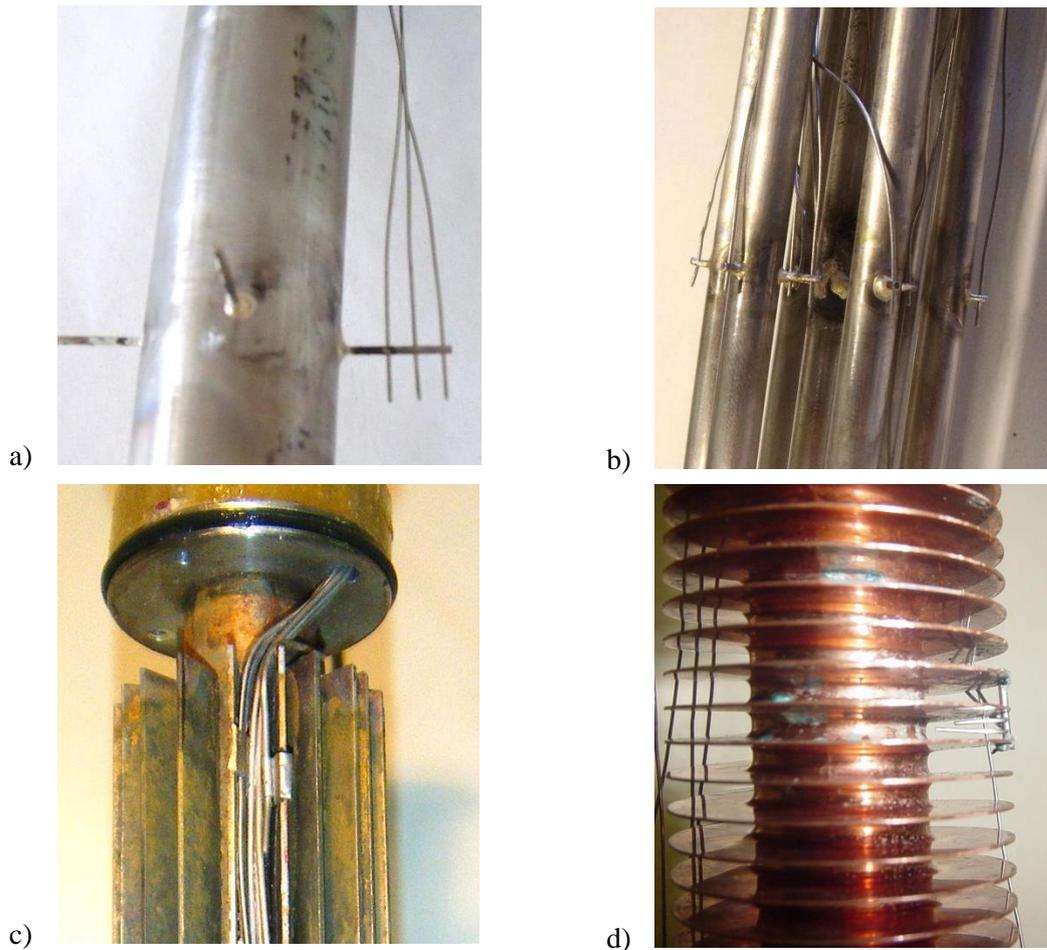


Figure III-7 : Photographies de thermocouples positionnés dans les sections d'essais Tube lisse a), Faisceau de tubes b), Ailettes longitudinales en acier c), Ailettes circulaires en cuivre d)

## 2.3. Choix du MCP

### 2.3.1. Propriétés thermo-physiques

Lorsque la section d'essais est instrumentée, une calandre transparente en polycarbonate ou plexiglass est mise en place autour de chaque échangeur. Un Matériau à Changement de Phase (MCP) est inséré dans l'espace entre le(s) tube(s) et la calandre. Le MCP sélectionné est une paraffine RT35-HC fournie par Rubitherm qui fond à 35 °C et dont les phases solide et liquide sont visuellement distinctes. La phase solide est opaque et blanche, alors que la phase liquide est complètement transparente, comme visible sur la Figure III-8.



Figure III-8 : Aspect du RT35-HC. Blanc = phase solide. Transparent = phase liquide.

Les propriétés thermo-physiques du RT35-HC sont présentées dans le Tableau III-2, avec  $T_{\text{fusion}}$ , la température de fusion en °C,  $T_{\text{solidification}}$ , la température de solidification en °C,  $\Delta h_{\text{S-L}}$ , la chaleur latente de fusion en kJ/kg,  $\rho$ , la masse volumique solide (S) et liquide (L) en kg/m<sup>3</sup>,  $\lambda$ , la conductivité thermique en W/(m.K) et  $\Delta V$ , l'expansion volumique du matériau à la fusion en %.

Tableau III-2 : Propriétés thermo-physiques de la paraffine RT35-HC, données du fournisseur Rubitherm

Propriétés	$T_{\text{fusion}}$	$T_{\text{solidification}}$	$\Delta h_{\text{S-L}}$	$\rho$	$\lambda$	$\Delta V$
Unité	°C	°C	kJ/kg	kg/m <sup>3</sup>	W/(m.K)	%
Valeur	34-36	36-34	240	880 (S) 760 (L)	0,2	12

Le MCP ayant une température de fusion proche de la température ambiante, il est possible de se passer de calorifuge autour de la section d'essais sans fondamentalement perturber l'échange. La calandre en polycarbonate ou plexiglass permet également de limiter l'échange avec l'extérieur. Une caméra est ainsi montée devant la section d'essais et une image est capturée toutes les 15 s. Les photographies recueillies sont accélérées 100 fois et servent à créer des films pour analyser la progression des fronts de fusion ou solidification au cours des essais.

### 2.3.2. Caractérisation de la chaleur spécifique MCP

Pour caractériser la paraffine RT35-HC et surtout connaître son comportement autour du point de fusion/solidification, un appareil de micro-DSC-7-evo de la marque Setaram- est utilisé. Le micro-DSC-7-evo mesure la différence de flux qui existe entre un échantillon et un creuset de référence. L'avantage de cet appareil est qu'il possède un capteur tridimensionnel qui mesure le flux émis par l'échantillon grâce à différents anneaux de thermocouples placés tout autour du creuset comme présenté sur la Figure III-9. A contrario, les capteurs bidimensionnels des DSC classiques mesurent le flux sur la face inférieure de chaque creuset et ne captent ainsi le flux que dans une seule direction. Lors d'un changement de phase, le MCP connaît une expansion volumique, le niveau de liquide dans le creuset augmente en conséquence. L'utilisation d'un capteur tridimensionnel permet de prendre en compte cette expansion volumique et de mieux mesurer la température moyenne de l'échantillon.

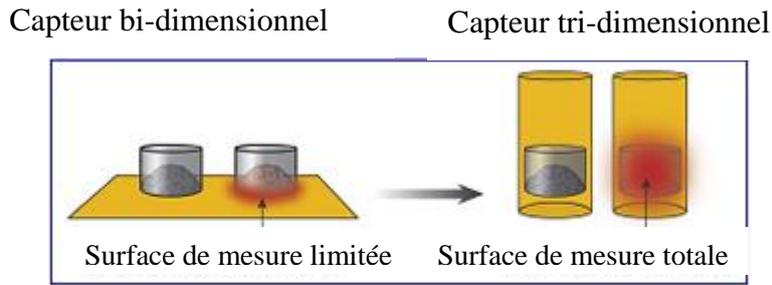


Figure III-9 : Différents types de capteurs utilisés sur les calorimètres et DSC

L'appareil micro-DSC-7-evo permet de tracer la courbe de la capacité calorifique équivalente autour du point de fusion/solidification en chauffe et en refroidissement. La courbe de capacité calorifique équivalente est une manière de présenter la chaleur latente. Sa forme correspond à la vitesse du phénomène, la température de début de changement en fusion est appelée  $T_{onset}$  ou  $T_{solidus}$  tandis que la température de fin de changement d'état correspond à  $T_{offset}$  ou  $T_{liquidus}$ . L'aire sous la courbe représente la valeur de la chaleur latente. Cette courbe doit être déterminée de manière à ce qu'elle ne dépende pas des conditions de mesure, comme la masse d'échantillon utilisée ou la vitesse de chauffe/ refroidissement. Pour rendre la courbe indépendante de ces conditions, il faut réduire la vitesse de chauffe/refroidissement au fur et à mesure des caractérisations et voir si les points de fusion/solidification ainsi que la chaleur latente évoluent de manière significative [115].

Le RT35-HC est caractérisé à deux vitesses de chauffe/refroidissement. Les vitesses de  $0.01\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$  et  $0.05\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$  sont sélectionnées car elles sont dans la gamme des vitesses de chauffe atteintes par le MCP pendant sa transition de phase sur l'installation expérimentale. Les courbes de capacité calorifique équivalente obtenues pour ces deux vitesses de chauffe / refroidissement sont présentées sur la Figure III-10.

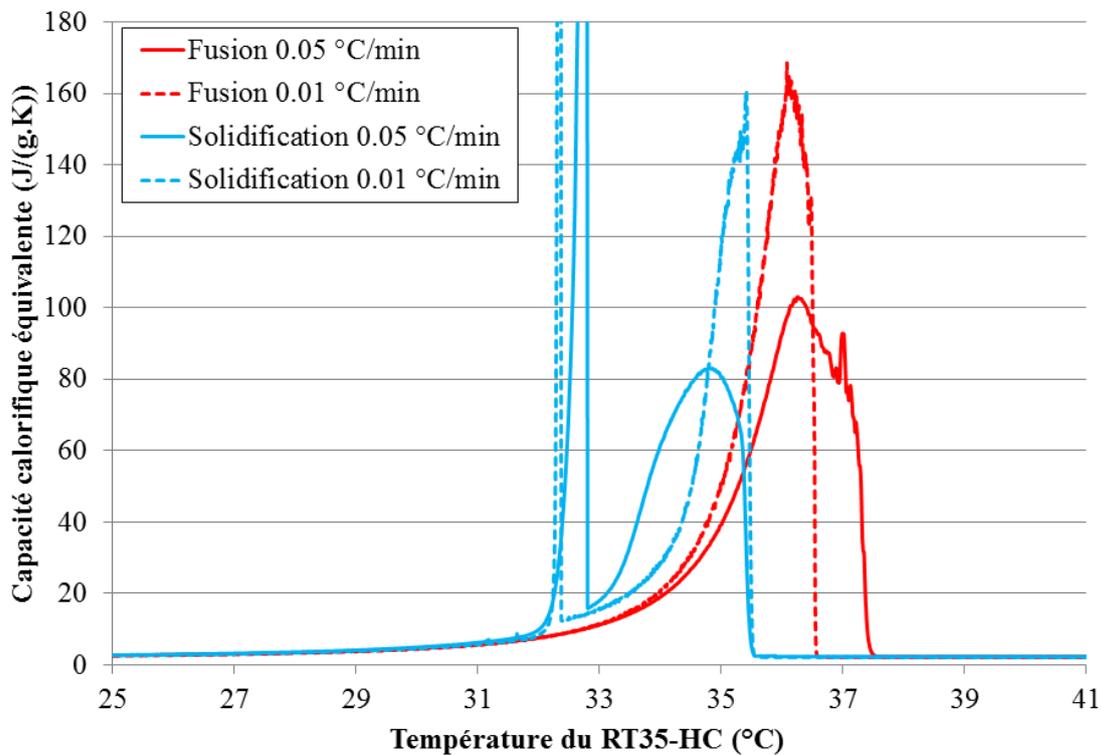


Figure III-10 : Capacité calorifique équivalente du RT35-HC mesurée avec un micro-DSC-7-evo pour deux vitesses de chauffe et refroidissement ( $0.01\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$  : traits pointillés ;  $0.05\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$  : traits pleins)

Les courbes de fusion en rouge ne présentent qu'un seul pic autour de 36 °C, alors que les courbes de solidification en présentent deux, un autour de 35 °C et un autour de 32.5 °C. Ce deuxième pic n'est visible qu'en solidification. Le pic autour de 36 °C correspond à la solidification principale. Le deuxième pic peut correspondre à différents phénomènes :

- La solidification d'un deuxième composant de la paraffine RT35-HC, étant donné que celle-ci est composée de deux coupes paraffiniques.
- La transformation solide-solide du mélange. Cette transformation peut tout à fait n'être visible qu'en solidification étant donné que la vitesse de croissance des cristaux peut ralentir le processus de changement de phase. Ainsi, la vitesse de refroidissement peut être artificiellement plus lente que la vitesse de chauffe correspondante, ce qui permet de détecter des phénomènes en solidification qu'on ne voit pas en fusion.
- La fin de la surfusion du matériau. Lorsque qu'un matériau est soumis à la surfusion, le pic lié à la surfusion apparaît temporellement le premier sur la courbe de flux. De plus, le pic de flux en surfusion est négatif puisqu'il correspond à un processus endothermique. Or, ce n'est pas le cas, comme visible sur la Figure III-11.

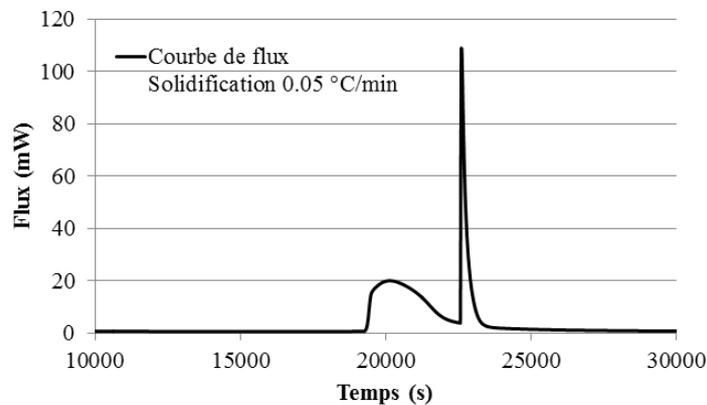


Figure III-11 : Evolution temporelle de la courbe de flux pour la solidification du RT35-HC à 0.05 °C/min

Pour déterminer les points de fusion et solidification, la courbe de capacité calorifique équivalente en fonction de la température est intégrée et les courbes d'enthalpie spécifique sont ainsi tracées sur la Figure III-12.

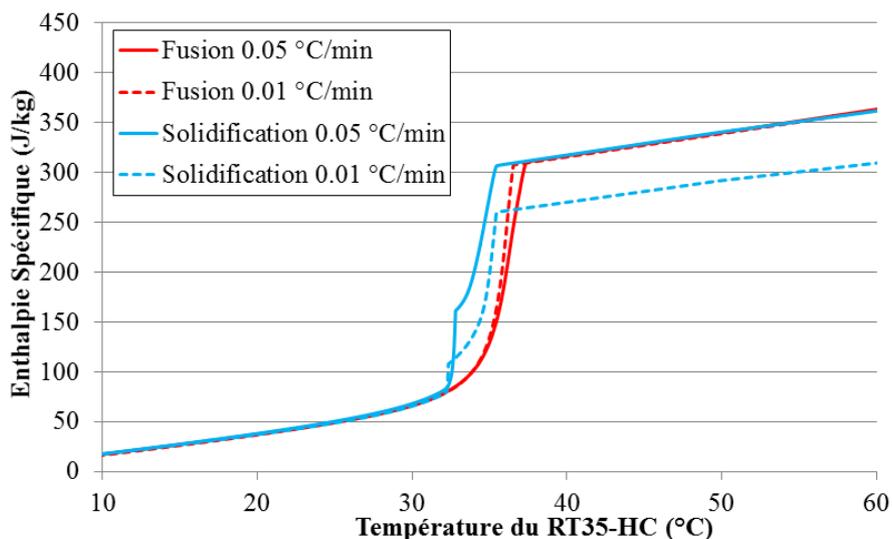
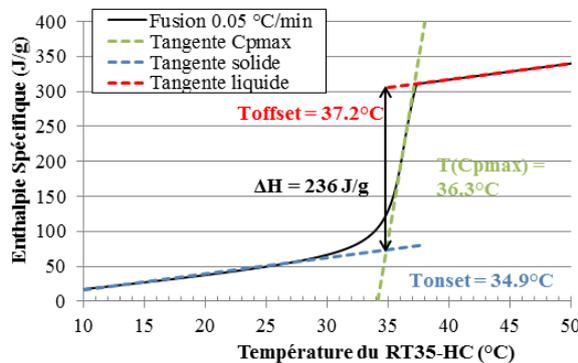


Figure III-12 : Enthalpie spécifique du RT35-HC mesurée avec une micro-DSC-7-evo pour deux vitesses de chauffe et refroidissement (0.01 °C/min : traits pointillés ; 0.05 °C/min : traits pleins)

Les courbes d'enthalpie correspondant à la fusion sont quasiment superposées pour les deux vitesses de chauffe sélectionnées tandis que les courbes correspondant à la solidification sont décalées lorsque la température passe au-dessus du point de fusion. La solidification à 0.01 °C/min n'atteint pas les mêmes niveaux d'énergie que la solidification à 0.05 °C/min. Ce qui laisse penser que toute l'énergie n'a pas été libérée lors de la solidification la plus lente ou que la microDSC-7-evo n'a pas une résolution suffisamment grande pour capter toutes les évolutions de flux du produit. C'est pourquoi les courbes obtenues à des vitesses de chauffe/refroidissement de 0.05 °C/min sont finalement sélectionnées pour analyser le point de fusion et solidification de la paraffine RT35-HC comme présenté sur la Figure III-13. La tangente à la courbe de h(T) en son point de dérivée maximale est tracée de même que la tangente à la courbe en phase liquide et solide. Le point sécant entre la tangente au point de capacité maximale et les tangentes en domaine solide et liquide détermine la température d'onset et d'offset respectivement. La différence d'enthalpie spécifique entre les deux points représente la chaleur latente.

1) Fusion



2) Solidification

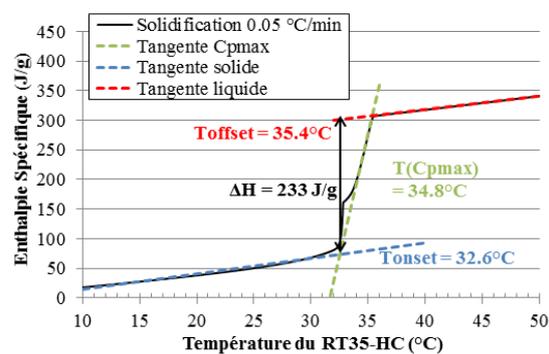


Figure III-13 : Analyse de la courbe d'enthalpie spécifique pour la fusion du RT35-HC à 0.05 °C/min, 1) et la solidification à 0.05 °C/min, 2)

Les points de fusion et solidification ainsi que les enthalpies de changement d'état sont relevées et rassemblées dans le Tableau III-3.

Tableau III-3 : Points de fusion et solidification relevés sur les courbes d'enthalpie spécifique

	$T_{onset}$	$T_{offset}$	$T(Cp_{max})$	$\Delta h_{S-L}$
	(°C)	(°C)	(°C)	(J/g)
<b>Fusion 0.05 °C/min</b>	34.9	37.2	36.3	236
<b>Solidification 0.05 °C/min</b>	32.6	35.4	34.8	233

2.3.3. Remplissage

Une fois que la section d'essais est fermée par la calandre, elle est mise en place sur l'installation expérimentale. Le remplissage avec la paraffine RT35-HC est effectué en phase liquide. Pour ce faire, la section d'essais est mise à température en faisant circuler de l'eau chaude dans le tube central et la paraffine est fondue grâce à un bain marie à côté de l'installation. Une seringue permet de prélever de petites quantités de paraffine liquide et de remplir au fur et à mesure la section d'essais. Le niveau liquide est contrôlé visuellement grâce à la calandre transparente et environ 1 cm d'espace est laissé libre en haut de la section d'essais pour prévoir l'expansion volumique à la fusion et limiter les fuites par surpression dans l'enceinte.

### **3. Campagne d'essais**

#### **3.1. Protocole expérimental**

Des séries de charges et de décharges sont réalisées pour chaque section d'essais.

Pour réaliser une charge, la section d'essais est stabilisée à une température proche de 20°C grâce au bain froid pendant que le circuit de mesure, connecté au bypass, est stabilisé à la température d'injection proche de 50°C avec le bain chaud. Lorsque celui-ci présente une température et un débit stables, l'eau chaude est basculée dans la section d'essais grâce aux vannes trois voies V200 et V201 (voir Figure III-2).

A la fin de la charge, la section d'essais est maintenue en température grâce au bain chaud en basculant les vannes de telle sorte que l'eau chaude aille directement dans la section d'essais sans passer par le circuit de mesure. Pendant ce temps, le circuit de mesure est stabilisé à la température de décharge grâce au bain froid en faisant passer l'eau froide dans le bypass. Pour lancer l'essai de décharge, les vannes trois voies V200 et V201 sont de nouveau basculées.

#### **3.2. Température d'injection**

La température d'injection en charge est choisie de telle sorte qu'elle soit supérieure de 15 °C point de fusion afin de garantir une puissance d'échange suffisante entre le fluide caloporteur et le MCP. Les essais en charge sont donc réalisés avec une température d'injection proche de 50 °C. Certains essais ont aussi été réalisés à 55 °C pour voir l'influence de la température d'injection sur les courbes de température, les puissances et l'énergie stockée. Ces essais ne sont cependant pas utilisés dans ce chapitre. Ils sont présentés au chapitre V.

La température en décharge est choisie de manière symétrique à la charge comme étant 15 °C inférieure au point de fusion. Les essais en décharge sont donc réalisés avec une température d'injection proche de 20 °C. Tout comme en charge, des essais supplémentaires ont été réalisés avec une température d'injection de 15 °C pour connaître l'influence de la température d'injection sur les puissances échangées et la quantité d'énergie restituée. Ces essais ne sont utilisés qu'au chapitre V.

L'influence de la température d'injection a été testée lors de la campagne d'essais. Les premiers essais ont été réalisés à une température d'injection de 15°C supérieure ou inférieure à la température de fusion du MCP. Les charges sont ainsi réalisées à 50 °C alors que les décharges sont réalisées à 20 °C. Une deuxième campagne d'essais est faite avec une température d'injection de 20 °C supérieure ou inférieure à la température de fusion du MCP. Les charges sont donc réalisées à 55°C et les décharges à 15 °C.

#### **3.3. Variation du sens de l'injection et de l'orientation**

Le fluide caloporteur est injecté soit par le haut soit par le bas de la section d'essais grâce aux vannes V0XX, ce qui permet d'analyser l'influence de la gravité côté MCP. En effet, l'arrivée du chaud et du froid soit par le haut soit par le bas fait fondre ou solidifier certaines zones de MCP de manière privilégiée. Selon que le MCP liquide chaud est placé au-dessus ou en-dessous du MCP liquide plus froid, les mouvements de convection naturelle, qui peuvent se mettre en place dans certains échangeurs, seront plus ou moins importants.

Par ailleurs, la section d'essais étant reliée à l'installation expérimentale par des flexibles, l'ensemble peut basculer et des essais sont aussi réalisés à l'horizontale comme présenté sur la Figure III-14. Cette configuration est un moyen de voir l'impact de la convection naturelle lorsque l'orientation des ailettes et tubes est modifiée. La position horizontale est par ailleurs plus facile à mettre en œuvre techniquement parlant. En effet, il est plus facile de maintenir une longue cuve à l'horizontale, proche du sol, qu'une cuve verticale, qu'il faut renforcer par des structures de maintien.

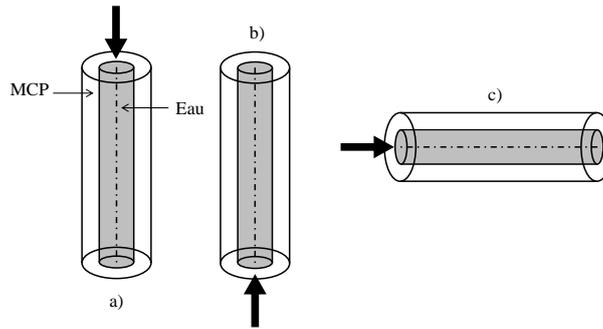


Figure III-14 : Configurations d'injection possibles durant les essais

Plusieurs configurations d'injection ont ainsi pu être testées : position verticale injection bas ou haut, et position horizontale injection droite ou gauche.

### 3.4. Caractéristiques thermo-hydrauliques

Le fluide caloporteur circule dans le tube central de l'échangeur à débit quasi-constant de telle sorte que sa vitesse soit d'environ 0,01 m/s correspondant à des valeurs de nombre de Reynolds proches de 160 pour la section d'essais a), proche de 180 pour les sections d'essais c) et d) et proche de 85 pour la section d'essais b). Les essais sont ainsi réalisés en régime laminaire. Ils sont volontairement réalisés à un débit faible car l'augmentation du débit transforme le système de stockage en un simple échangeur. Le but d'un système de stockage est qu'il ait un bon rendement exergetique. Ainsi, lors d'une décharge, après passage du fluide caloporteur dans le système de stockage, le fluide caloporteur doit sortir à une température plus élevée que sa température d'entrée. Si les débits sont trop élevés, le temps de séjour n'est pas assez long pour que le MCP ait le temps de restituer sa chaleur à une température proche du point de fusion [116].

Pour la section d'essais b), les essais sont réalisés à 0.02 m/s car les vitesses de rotation des pompes ne permettaient pas de descendre à des vitesses proches de 0.01 m/s.

Pour calculer le coefficient d'échange côté fluide caloporteur, la corrélation de Lévêque est appliquée, telle que présentée dans les équations (III-1), (III-2) et (III-3).

$$A = \frac{1}{RePr} \frac{L_{\text{tube}}}{D_{\text{tube, int}}} \quad (\text{III-1})$$

$$\text{Pour } A < 0.05, Nu = 1.06A^{-0.4} \quad (\text{III-2})$$

$$\text{Pour } A > 0.05, Nu = 3.66 \quad (\text{III-3})$$

Les valeurs du nombre de Reynolds et les coefficients d'échange côté fluide caloporteur obtenus pour chaque section d'essais sont récapitulés dans le Tableau III-4.

Tableau III-4 : Récapitulatif des caractéristiques thermo-hydrauliques des essais

Design	$D_h$ (m)	$H_{MCP}$ (m)	$\dot{m}$ (kg/h)	$v$ (m/s)	Re (-)	Nu	$\alpha$ (W/(m <sup>2</sup> .K))
a)	0.015	0.39	6.68	0.01	158	4.65	190
b)	0.004	0.39	6.64	0.02	84	3.66	325
c)	0.0143	0.39	7.19	0.01	179	4.49	206
d)	0.0147	0.39	7.26	0.01	175	4.58	200

### 3.5. Comparaison des conditions d'essais

#### 3.5.1. Les charges

Différentes charges ont été réalisées à 50 °C et 55 °C pour les sections d'essais a), b), c) et d). Les conditions d'essais telles sont récapitulées dans le Tableau III-5. Les lignes colorées en orange correspondent aux essais sélectionnés pour l'analyse. Les essais réalisés sur le faisceau de tubes sont sélectionnés de telle sorte que le débit soit le plus proche du débit utilisé avec la section d'essais à tube lisse. Pour les essais réalisés avec les designs ailetés, ils sont sélectionnés de telle sorte que les températures initiales et finales, et le gradient de température entre les deux soient les plus proches possible de ceux obtenus avec le tube lisse.

Tableau III-5 : Récapitulatif des conditions d'essais des charges réalisées sur les quatre sections d'essais

Design	Injection	n°	T <sub>initial</sub> °C	T <sub>final</sub> °C	ΔT °C	$\dot{m}$ kg/h	v m/s	Re (-)	$\alpha$ (W/(m <sup>2</sup> .K))
<b>a</b>	bas	1	23.8	51.0	27.2	6.55	0.010	154	188
	haut	1	22.3	53.7	31.4	6.68	0.011	158	190
<b>b</b>	bas	1	14.3	47.7	33.4	6.39	0.020	81	321
		2	14.3	47.7	33.4	2.23	0.007	28	210
	haut	1	13.6	49.2	35.6	6.64	0.021	84	325
		2	15.5	46.7	31.2	4.76	0.015	60	285
	hori	1	15.7	53.6	37.8	6.31	0.020	80	319
		2	12.0	51.3	39.3	5.05	0.016	64	292
<b>c</b>	bas	1	17.9	48.5	30.6	7.26	0.012	180	206
		2	18.3	49.9	31.5	7.61	0.012	179	205
		3	15.0	52.4	37.5	7.45	0.012	179	205
		4	14.8	53.5	38.6	7.37	0.012	183	207
		5	19.8	54.7	34.9	7.29	0.012	190	210
	haut	1	14.7	50.5	35.8	7.19	0.012	179	205
		2	19.2	50.0	30.8	7.23	0.012	180	206
		3	16.8	54.3	37.4	7.23	0.012	174	203
		4	20.4	56.9	36.5	7.51	0.012	183	207
	hori	1	13.3	57.9	44.6	31.05	0.051	181	206
		2	19.2	48.3	29.2	7.39	0.012	193	212
		3	18.5	50.0	31.5	7.31	0.012	564	325
		4	15.3	53.9	38.6	6.91	0.011	181	206
		5	14.6	53.6	39.0	7.17	0.012	182	207
		6	15.2	53.2	38.1	7.00	0.011	182	206
<b>d</b>	bas	1	17.9	48.5	30.6	7.26	0.012	175	200
		2	18.3	49.9	31.5	7.61	0.012	183	204
		3	15.0	52.4	37.5	7.45	0.012	179	202
		4	14.8	53.5	38.6	7.37	0.012	177	201
		5	19.8	54.7	34.9	7.29	0.012	175	200
	haut	1	14.7	50.5	35.8	7.19	0.012	173	199
		2	19.2	50.0	30.8	7.23	0.012	174	200
		3	16.8	54.3	37.4	7.23	0.012	174	200
		4	20.4	56.9	36.5	7.51	0.012	181	203
		5	13.3	57.9	44.6	31.05	0.051	747	357
hori	1	19.2	48.3	29.2	7.39	0.012	178	201	
	2	18.5	50.0	31.5	7.31	0.012	176	200	
	3	15.3	53.9	38.6	6.91	0.011	166	196	
	4	14.6	53.6	39.0	7.17	0.012	172	199	
	5	15.2	53.2	38.1	7.00	0.011	168	197	

3.5.2. Les décharges

Les différentes décharges réalisées sur les quatre sections d'essais sont présentées dans le Tableau III-6. Les décharges sélectionnées pour l'analyse sont marquées en orange. Pour la section d'essais à faisceau de tubes, les décharges sont sélectionnées de telle sorte que le débit soit le plus proche des essais réalisés avec le tube lisse. Pour les sections d'essais à ailettes, les essais sont sélectionnés de telle sorte que la température d'injection soit la plus proche possible de 20 °C et la température initiale la plus proche possible de 50 °C.

Tableau III-6 : Récapitulatif des conditions d'essais des décharges réalisées sur les quatre sections d'essais

Design	Injection	n°	T <sub>initial</sub> °C	T <sub>final</sub> °C	ΔT °C	ṁ kg/h	v m/s	Re (-)	α (W/(m <sup>2</sup> .K))	
a	bas	1	48.8	17.7	31.1	6.55	0.010	154	188	
	haut	1	40.7	18.0	22.8	6.50	0.010	153	187	
b	bas	1	58.8	18.1	40.6	6.37	0.020	80	320	
		2	71.6	20.8	50.8	5.07	0.016	64	292	
	haut	1	63.9	15.1	48.9	6.39	0.020	81	321	
		2	61.9	16.5	45.4	4.71	0.015	60	284	
	hori	1	57.3	14.6	42.7	6.26	0.020	79	318	
		2	57.6	19.0	38.6	4.84	0.015	61	287	
	c	bas	1	54.0	18.9	35.1	7.37	0.013	182	207
			2	53.5	18.3	35.2	7.53	0.013	186	209
3			59.2	14.4	44.8	7.55	0.013	187	209	
4			59.3	16.7	42.7	7.43	0.013	184	207	
haut		1	64.3	15.5	48.8	7.35	0.013	182	206	
		2	58.5	14.7	43.8	7.50	0.013	186	208	
		3	58.7	13.7	45.0	7.27	0.013	180	206	
		4	56.8	18.1	38.7	7.32	0.013	181	206	
		5	55.1	18.6	36.4	7.28	0.013	180	206	
hori		1	59.3	16.7	42.7	7.43	0.013	184	207	
		2	57.9	15.1	42.8	7.36	0.013	182	207	
		3	56.9	16.1	40.7	7.33	0.013	181	206	
		4	50.6	19.7	31.0	7.63	0.013	189	210	
d		bas	1	55.3	20.7	34.7	7.30	0.012	176	200
			2	57.0	20.8	36.2	7.19	0.012	173	199
			3	62.3	15.5	46.8	7.46	0.012	180	202
	4		63.4	16.6	46.8	7.38	0.012	178	201	
	5		64.2	18.2	46.0	7.55	0.012	182	203	
	haut	1	56.0	19.5	36.5	6.85	0.011	165	195	
		2	61.8	20.3	41.5	6.36	0.010	153	190	
		3	61.7	15.8	45.8	5.38	0.009	130	177	
		4	64.6	15.5	49.1	6.73	0.011	162	194	
		5	60.1	14.0	46.1	24.11	0.039	580	323	
	hori	1	55.1	20.2	35.0	7.24	0.012	174	200	
		2	54.8	20.2	34.6	7.23	0.012	174	200	
		3	59.9	16.6	43.3	7.76	0.013	187	205	
		4	60.1	17.2	42.9	6.91	0.011	166	196	
		5	59.0	16.5	42.5	7.27	0.012	175	200	

## 4. Résultats expérimentaux

### 4.1. Comparaison des charges

Tous les essais de charges par le haut et par le bas sont parfaitement axisymétriques. Cette hypothèse a été vérifiée grâce aux courbes de températures en fonction de la position angulaire. L'angle ne joue en effet aucun rôle sur la variation de la température pour ces deux configurations. Les courbes de température en fonction de la position angulaire ne seront analysées que pour la charge à l'horizontale où elles apportent des informations essentielles quant à la compréhension des phénomènes de transfert thermique. Les courbes de températures en fonction de la position radiale seront présentées et analysées uniquement lorsque nécessaire car, la plupart du temps, l'influence de la position radiale est négligeable par rapport à celle de la position axiale.

#### 4.1.1. Charge par le haut

##### 4.1.1.1. Analyse des fronts de fusion

Les images de la charge par le haut sont présentées pour différents temps sur la Figure III-15. Pour toutes les sections d'essais, l'évolution des fronts de fusion se fait de haut en bas. La forme de chaque front dépend cependant de la géométrie étudiée.

Pour le design a), le front de fusion est relativement horizontal. Etant donné que les fronts de fusion sont observés depuis l'extérieur, cette forme est représentative de ce qui se passe en périphérie de la section d'essais et non de la forme du front de fusion à l'intérieur. Il a déjà été montré dans un précédent article que le front de fusion est axisymétrique et incliné par rapport au tube [117]. De plus, des mouvements de circulation qui se mettent en place dans l'échangeur entre la phase liquide et la phase solide rognent progressivement le MCP solide.

Le front de fusion du design b) n'est pas horizontal. Il progresse plus rapidement dans les zones entre les tubes périphériques et la calandre formant des langues de liquides. Cet effet est tout particulièrement visible à  $t = 3000$  s. La compréhension du comportement de la fusion de la paraffine dans cet échangeur fait l'objet d'une simulation dans le chapitre suivant.

La forme du front de fusion dans le design c) n'est pas tout à fait distincte sur les images présentées ici. Il est possible de deviner des zones liquides prépondérantes autour des ailettes, notamment à  $t = 1250$  s. La forme est comparable aux langues déjà observées dans le faisceau de tubes (design b). Les zones proches des ailettes fondent plus rapidement que les zones sans ailettes. Par ailleurs, sur les vidéos, il existe une différence nette entre la vitesse de progression du front de fusion lorsqu'il se situe à hauteur d'ailettes ou à hauteur de la zone de tube nu en bas de l'échangeur. La progression est plus lente au niveau du tube nu, prouvant l'efficacité des ailettes. Enfin, il a pu être observé pendant les essais que le front visible depuis l'extérieur représente surtout la couche superficielle de MCP située entre le bout des ailettes et la calandre. Le MCP entre les ailettes est ainsi complètement liquide lorsque la couche superficielle fond.

Pour les ailettes circulaires (design d), le front de fusion est incliné vers la gauche, particulièrement sur les photos à  $t = 750$  s et  $t = 1000$  s. La verticalité du tube ayant été vérifiée, cet effet peut être dû à la construction des ailettes en hélice, qui tendrait à transférer la chaleur d'un côté privilégié en fonction du mouvement du MCP liquide dans la section d'essais. Par ailleurs, le même ralentissement de la propagation axiale du front de fusion dans la zone nue peut être observé sur les vidéos.

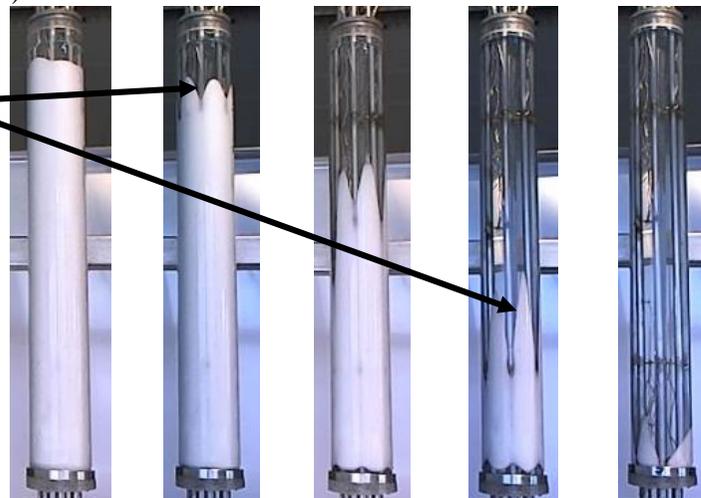
Design a)



t = 2000 s   t = 2500 s   t = 3000 s   t = 3500 s   t = 4000 s

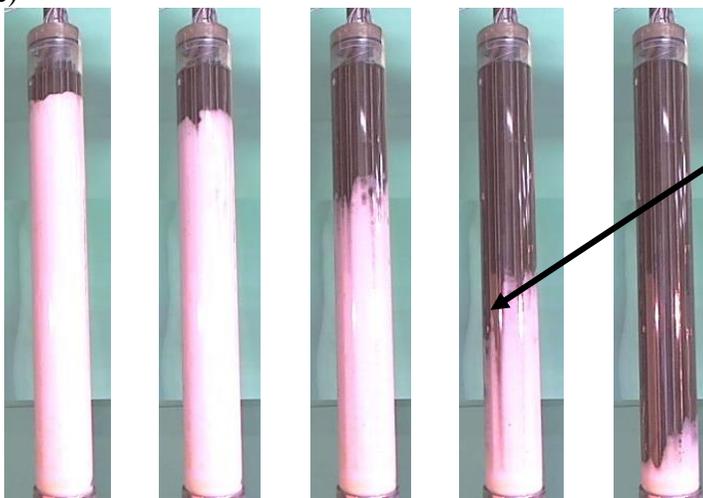
Design b)

Forme de langue



t = 1200 s   t = 1800 s   t = 2400 s   t = 3000 s   t = 3600 s

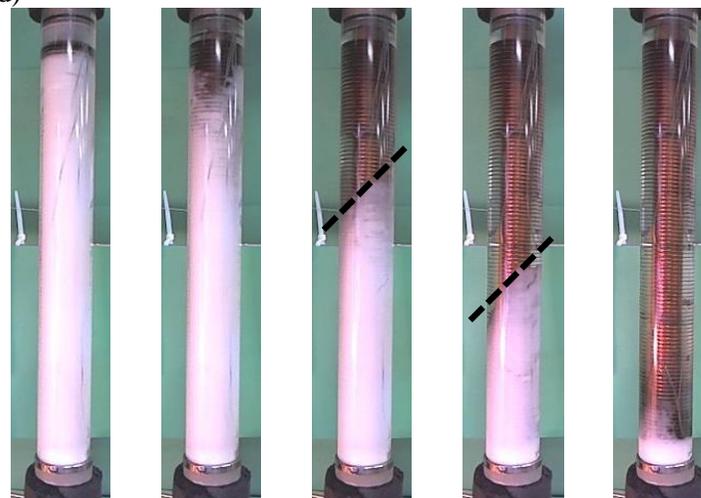
Design c)



t = 500 s   t = 750 s   t = 1000 s   t = 1250 s   t = 1500 s

Forme de langue

Design d)



t = 250 s   t = 500 s   t = 750 s   t = 1000 s   t = 1250 s

**Figure III-15 : Evolution temporelle des fronts de fusion lors d'une charge par le haut**

Concernant les temps de fusion, on relève les valeurs suivantes :

- Pour le design a), à 4000 s, le front de fusion ne se situe qu'à la moitié de l'échangeur et la fusion est complète à 7000 s. Cette situation n'est pas montrée sur les photos.
- Pour le design b), la fusion se termine à environ  $t = 4000$  s
- Pour le design c), on relève un temps de fusion d'environ 1750 s.
- Tandis que le design d) a un temps d'essai d'environ 1500 s.

*Les deux sections d'essais ailetées ont ainsi une durée d'essai équivalente malgré des configurations très différentes. Par ailleurs, si l'on compare les temps d'essai des designs a) et b), on remarque que la multiplication des tubes dans l'échangeur est favorable à l'échange. Il semble que l'augmentation du coefficient d'échange qui en résulte côté fluide caloporteur soit un facteur important dans l'augmentation des performances des échangeurs avec MCP. Enfin, même si elle n'est pas visible directement sur les images, l'expansion volumique du MCP lors de la fusion est distincte sur les vidéos et peut induire des mouvements de liquide qui influencent le transfert thermique à la fusion.*

#### 4.1.1.2. Analyse des profils de température dans le fluide caloporteur

Les courbes d'évolution temporelle de la température de l'eau en entrée et en sortie de chaque section d'essais sont présentées sur la Figure III-16.

La courbe de la température d'injection (en rouge) présente une forme similaire pour les designs b), c) et d), contrairement à la température d'injection de la section d'essais a) qui avait été réalisée lorsque le bypass du circuit n'existait pas encore.

Pour les trois autres géométries, avant de commencer la charge, l'échangeur est maintenu à température froide grâce au circuit de stabilisation, comme présenté sur la Figure III-2. La section d'essais et les pièces métalliques autour de la section d'essais sont donc à une température initiale d'environ 20 °C. Lorsque les vannes trois voies sont inversées, la température augmente soudainement et la courbe de la température d'injection a ainsi une forme similaire à une fonction racine carrée avant de se stabiliser à la température d'injection. La température de stabilisation n'est pas tout à fait la même pour les différents essais. Ceci est dû à la difficulté à prévoir les pertes dans les pièces métalliques de l'échangeur et la réaction de la section d'essais en fonction de la température extérieure. Par ailleurs, la température initiale dépend de l'essai précédent et c'est pourquoi elle n'est pas non plus identique pour tous les essais. On observe une différence de température entre l'état initial et l'état final de 31.4, 35.6, 30.8 et 35.8 °C pour les designs a, b, c et d respectivement. Ce gradient n'a pas d'impact sur les phénomènes observés, la répétabilité des courbes de température observées dans le MCP a pu être prouvée en Annexe III-1. L'impact du gradient de température sur les temps d'essais et les performances des échangeurs est étudié au chapitre V.

La forme de la courbe de température de sortie varie quant à elle en fonction du design, étant donné qu'elle correspond à la quantité de chaleur échangée entre le fluide caloporteur et le MCP pendant l'essai et traduit donc d'une certaine manière la performance de l'échangeur. L'aire entre les deux courbes correspond à l'énergie échangée lors des essais, l'écart entre les deux courbes correspond quant à lui à la puissance instantanée.

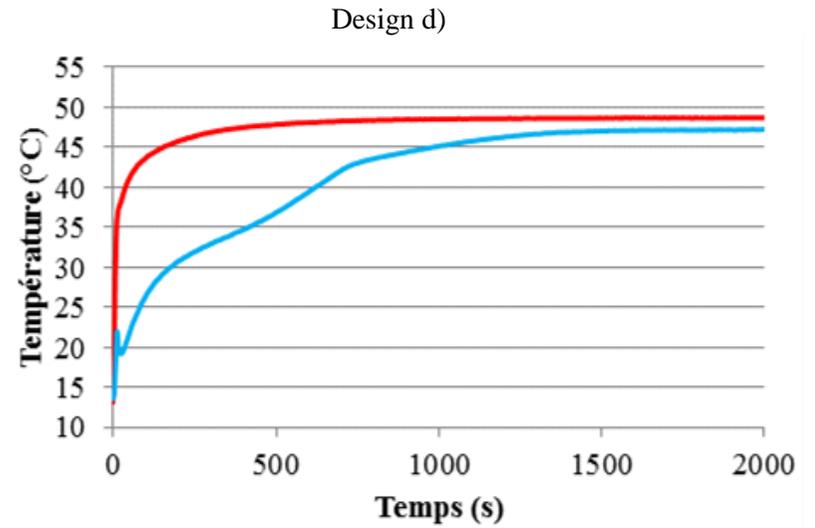
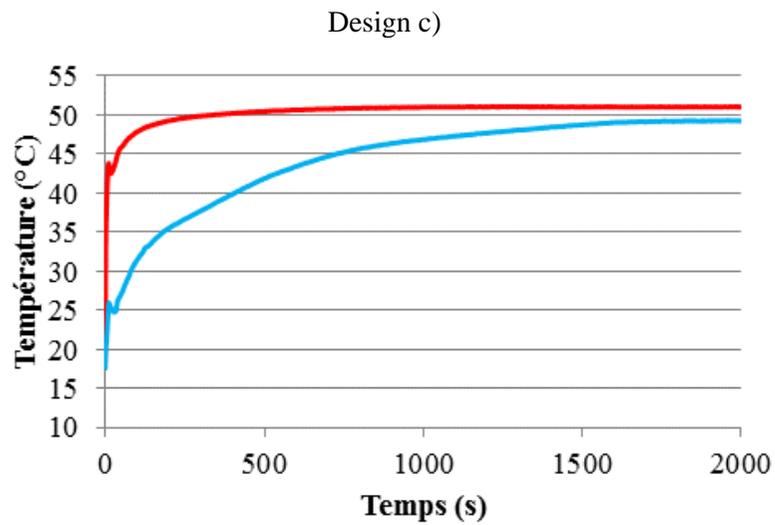
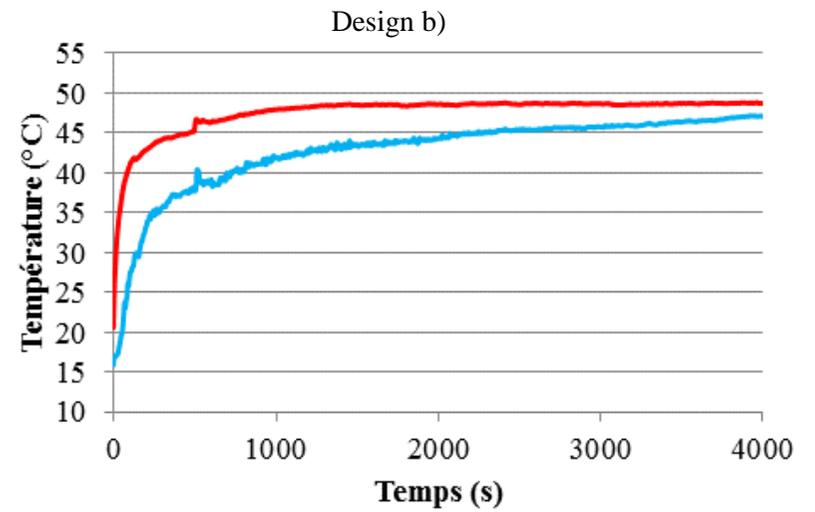
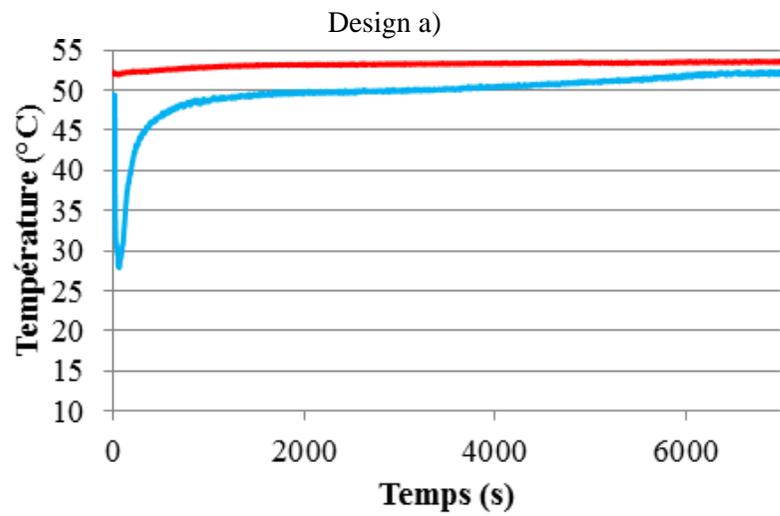
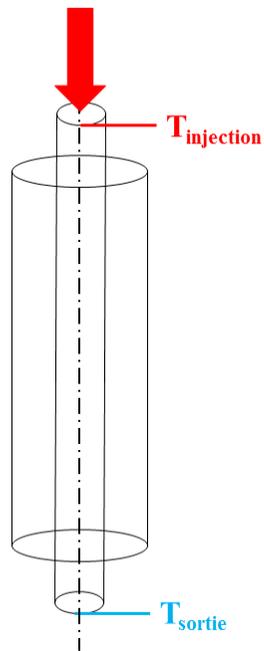


Figure III-16 : Evolution temporelle de la température d'injection et de sortie du fluide caloporteur lors d'une charge par le haut

Cependant, l'incertitude de position des thermocouples dans le fluide caloporteur ainsi que la variation des conditions d'entrée et de sortie empêchent de comparer telles quelles les performances des différents échangeurs.

En effet, les points de mesure de la température d'injection et de sortie ne sont pas situés exactement à l'entrée de la section d'essais, mais à environ 10 cm au-dessus et en-dessous de la section d'essais. La longueur entre le point de mesure et la zone d'étude varie, de plus, de quelques centimètres d'une section d'essais à une autre. Cette zone n'a pas toujours été calorifugée lors des essais, ce qui peut engendrer des pertes qui surestiment la puissance réelle échangée avec le MCP ainsi que l'énergie stockée dans l'échangeur.

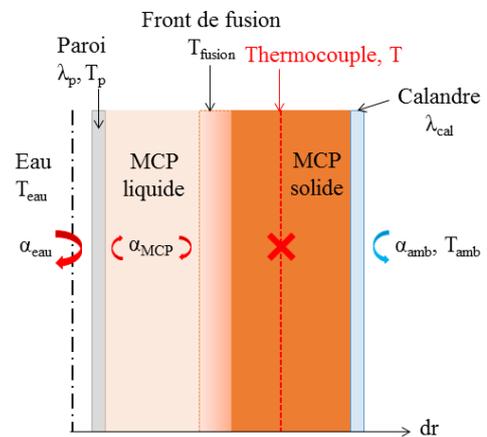
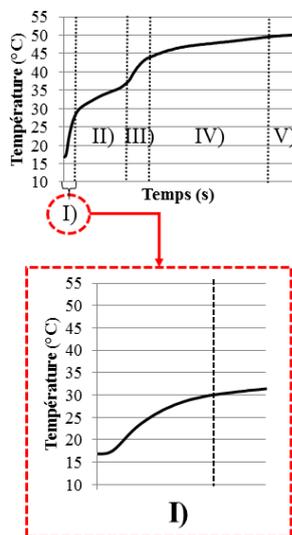
Par ailleurs, le régime d'écoulement étant laminaire à l'intérieur du tube, le relevé des températures est très sensible à la position du thermocouple. L'incertitude de position sur le thermocouple peut engendrer des écarts significatifs quant aux calculs de puissance et d'énergie. C'est pourquoi des pertes subsistent à la fin de l'essai. Ces simples courbes de puissance et d'énergie sont donc dépendantes des pertes avant et après la zone d'étude.

*Les courbes dans le fluide caloporteur ne sont présentées et commentées que lors des premiers essais, c'est-à-dire la charge et la décharge par le haut. Les autres courbes de fluide caloporteur sont disponibles en Annexe III-2.*

#### 4.1.1.3. Analyse des profils de température dans le MCP

Pour mieux comprendre les mécanismes qui entrent en jeu dans chacun des échangeurs, l'évolution temporelle de la température en fonction de la position axiale est présentée sur la Figure III-17. Tous les profils de température suivent à peu près la même évolution mais de manière décalée dans le temps. Plus le thermocouple est près de l'injection, plus vite il sera concerné par les phénomènes de transfert décrits grâce aux schémas ci-après. Un cas axisymétrique a été considéré.

I) En tout début d'essai, la température augmente assez rapidement en suivant la forme approximative d'une racine carrée. Cette augmentation correspond au transfert essentiellement conductif entre le fluide caloporteur, la paroi de l'échangeur et le MCP solide. A ce stade de la charge, il y a en effet peu de MCP liquide dans le système et ainsi très peu de convection. La pente de la courbe caractérise la résistance thermique globale du phénomène de transfert thermique transitoire, en tenant compte de la quantité d'énergie absorbée par le MCP qui est en train de fondre.



En début de charge, la température ambiante est supérieure à la température initiale du système. En effet, la température ambiante est d'environ 22 °C alors que la section d'essais se trouve entre 15 et 20 °C excepté pour la section d'essais à tube lisse (voir Tableau III-5). Les pertes sont donc négligeables en début d'essai.

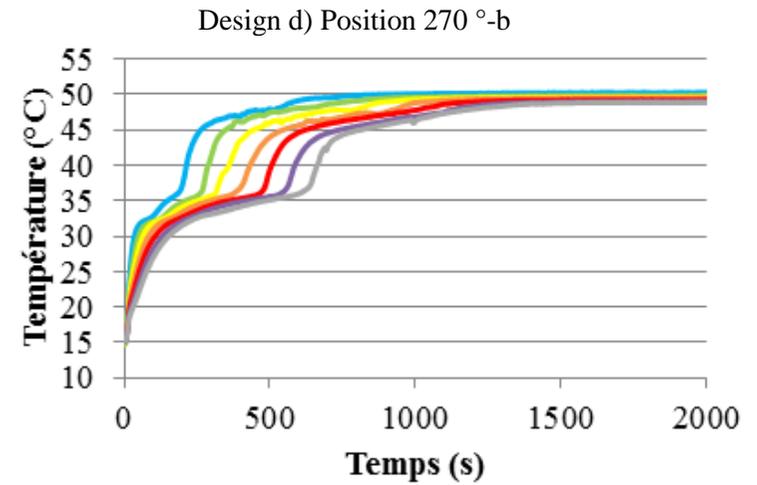
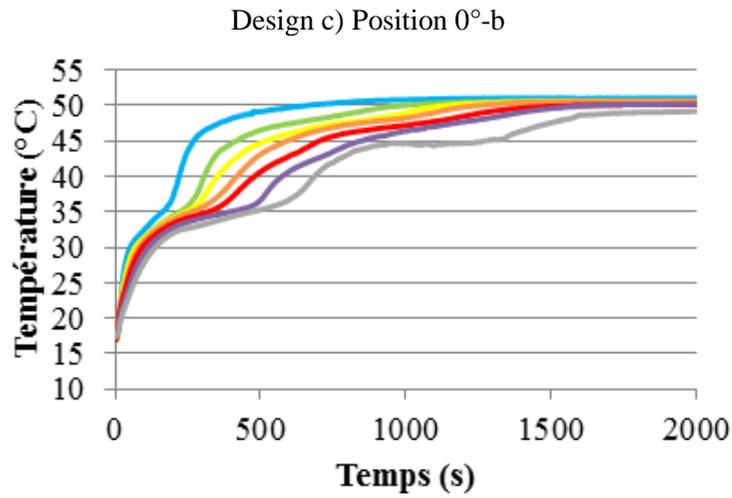
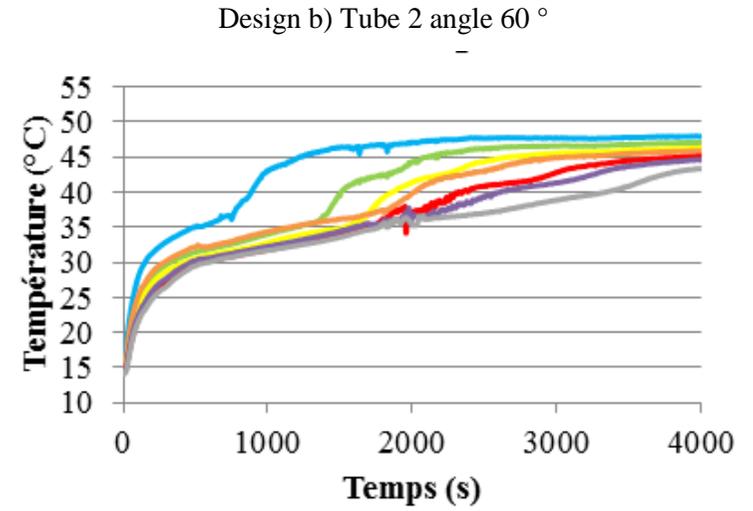
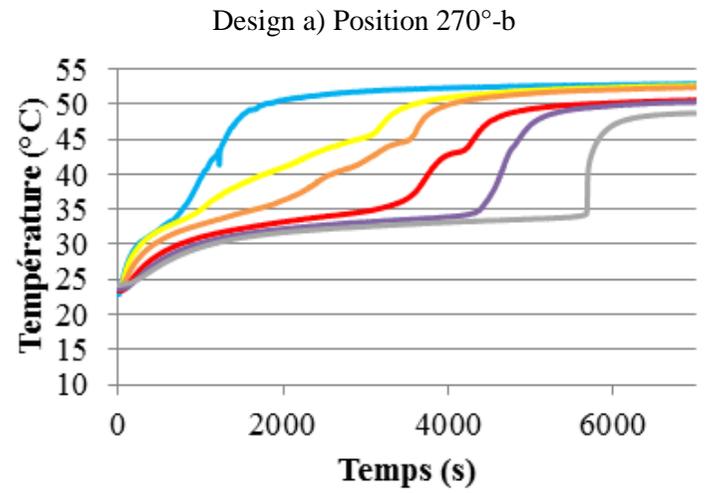
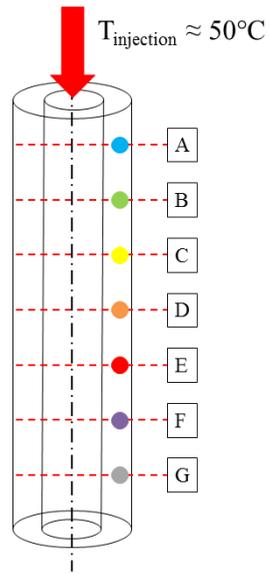
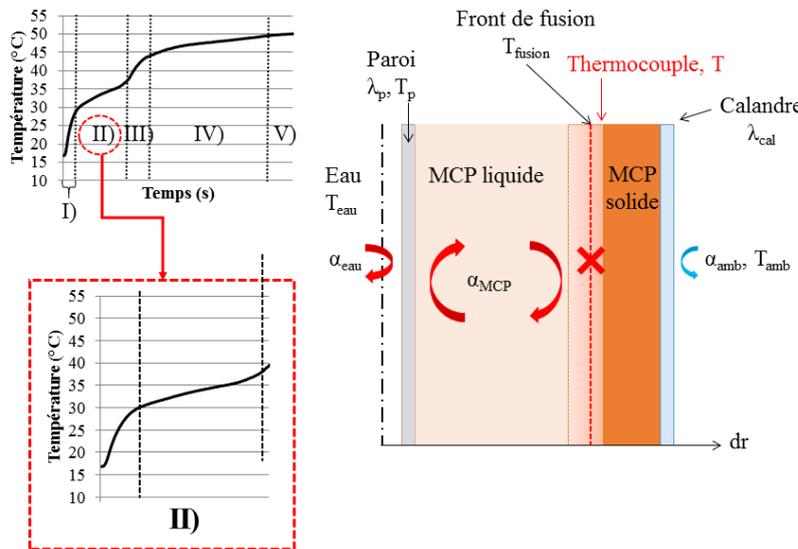


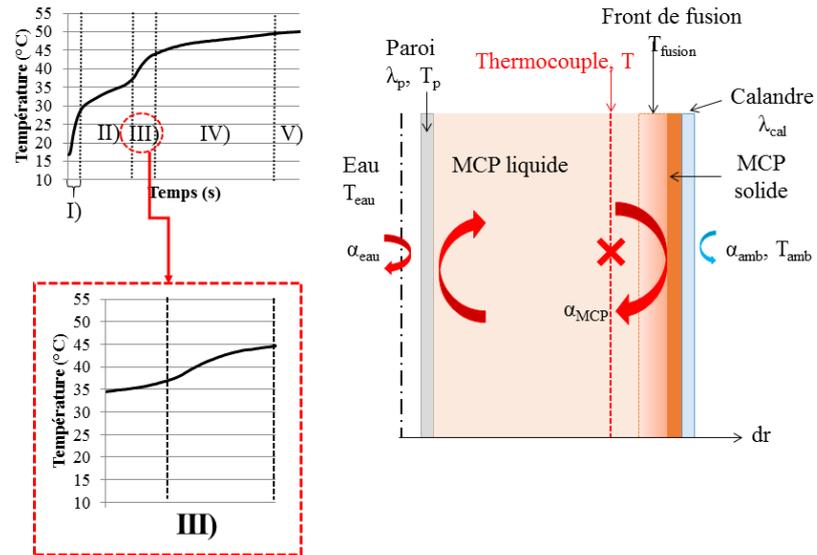
Figure III-17 : Evolution temporelle de la température du MCP en fonction de la position axiale lors d'une charge par le haut



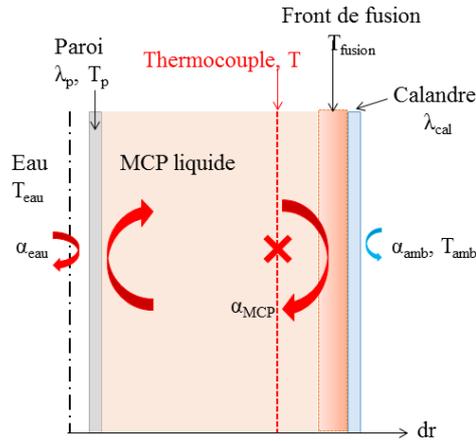
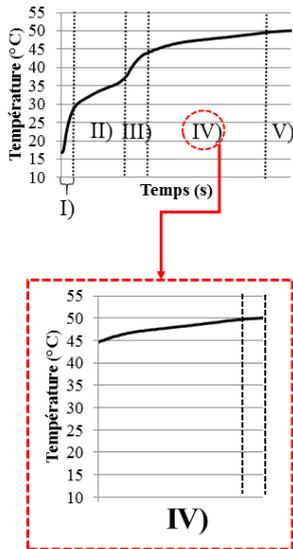
II) Dès que la température atteint le point de fusion, le MCP situé aux abords du thermocouple change de phase, La courbe de température subit alors une inflexion puis une période de stabilisation. Ces plateaux de stabilisation s'étalent entre 30 et 36 °C, ne commencent pas exactement en même temps pour tous les thermocouples et durent d'autant plus longtemps que le thermocouple est placé loin de l'injection. Plus le thermocouple est placé près de l'injection, plus il subit la

montée en température et le changement de phase rapidement. Le fait que la température augmente durant ce palier de quasi-stabilisation montre que le produit n'est pas réellement pur et qu'il possède une température de début de changement de phase  $T_{\text{solidus}}$  et une température de fin de changement de phase  $T_{\text{liquidus}}$ . Comme le MCP change de phase, le flux échangé est quasi-stationnaire pendant la fusion. Lorsqu'une majorité de MCP est en train de changer d'état dans l'échangeur, la différence de température est en effet quasi-constante entre l'eau injectée et le point de fusion. Le flux multiplié par la surface est ainsi quasi-constant. La température de sortie s'échauffe mais moins rapidement. C'est pourquoi sur les courbes de fluide caloporteur (voir Figure III-16), on peut observer une inflexion de la courbe de sortie en milieu d'essai.

III) Une fois que tout le MCP est fondu aux abords du thermocouple, la température subit de nouveau une augmentation rapide, qui se traduit encore ici par un changement soudain de la pente de la courbe. Cette pente correspond au transfert de la chaleur sensible entre le fluide caloporteur et le MCP liquide. La pente n'est pas la même que lors de la phase I), non seulement car la quantité de chaleur à échanger dépend du gradient de température entre le point de

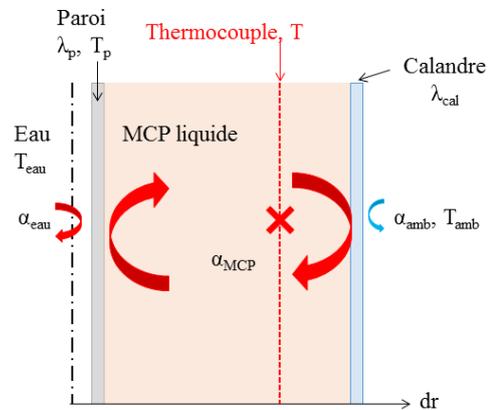
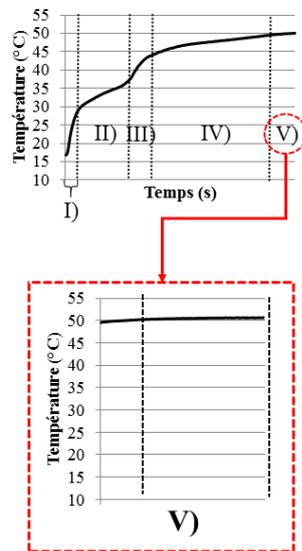


de fusion et les conditions initiales pour la phase I) et finales pour la phase III) mais aussi car la surface d'échange n'est plus la même, le rayon du front de fusion augmentant au fur et à mesure de sa progression. Par ailleurs, étant donné que l'épaisseur de liquide est plus importante à ce stade de l'essai et qu'une couche de solide persiste en périphérie de la section d'essais, le mouvement de convection naturelle s'intensifie et contribue à ronger le reste de MCP solide.



IV) Lorsque le front de fusion arrive en bout de calandre, la température dans le MCP liquide continue d'augmenter jusqu'à la température d'injection mais avec une pente plus faible que précédemment. En effet, l'écart entre la température ambiante ( $\approx 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) et la température du liquide ( $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) augmente, favorisant la convection naturelle le long de la calandre et le transfert de chaleur avec l'extérieur. Les pertes ne sont alors plus complètement négligeables

V) A la fin de l'essai, la température des thermocouples se stabilise à la température d'injection qui varie en fonction de l'essai autour de  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . On observe également une stratification thermique dans l'échangeur de haut en bas qui est due à la proximité du thermocouple par rapport au côté de l'injection et à la convection naturelle qui persiste dans l'échangeur à la fin de l'essai en raison des pertes thermiques.



D'autres phénomènes plus singuliers peuvent être observés.

La répartition de la température en fonction de la position axiale est assez marquée pour les sections d'essais a, c et d. Pour la section d'essais à faisceau de tubes, cette répartition existe mais est moins distincte.

On notera par ailleurs que la température des thermocouples C, D et E du design a) se stabilise de nouveau après le changement de phase autour de  $44\text{-}45\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Cette deuxième stabilisation est attribuée à la convection naturelle qui se met en place dans l'échangeur entre les fronts liquide et solide. Elle ne concerne que certains thermocouples situés dans le mouvement de circulation du MCP liquide. On observe ce même phénomène dans toutes les sections d'essais où les mouvements liquides ne sont pas stoppés par la forme de l'échangeur. Ainsi les thermocouples B, C, D, E, F dans la section d'essais à faisceau de tubes ont une température qui se stabilise autour de  $42\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Une légère inflexion de la courbe du thermocouple G est également visible à partir de  $t = 3000\text{ s}$ . Par ailleurs, les instabilités des courbes de température E, F et G à environ  $t = 2000\text{ s}$  traduisent les mouvements liquides. Les températures des thermocouples A, B, C, D, E et F de la section d'essais à ailettes longitudinales montrent aussi une légère stabilisation autour de  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Quant au thermocouple G, situé tout en bas de l'échangeur, il présente une stabilisation plus longue que les autres qui peut être due à la recirculation froide du MCP liquide. Dans la section d'essais à ailettes circulaires, il n'y a pas de deuxième stabilisation après le changement de phase comme pour

les autres designs. C'est en effet la seule section d'essais où les mouvements liquides sont freinés par les ailettes transverses.

De plus, dans la section d'essais à ailettes circulaires, on remarque que toutes les courbes de température subissent une deuxième inflexion lorsque la température dépasse 45 °C. Cette inflexion est expliquée par la fusion du solide restant entre le bout de l'ailette et la calandre.

Enfin, on notera que dans les sections d'essais sans ailettes (a et b), la stratification thermique est plus importante en fin de charge que dans les sections avec ailettes (c et d). Cet effet est dû à la convection naturelle qui contribue à transporter le MCP chaud en haut de l'échangeur et le MCP froid en bas.

*En résumé, on retiendra la forme caractéristique des courbes de températures en fonction du temps dans un système de stockage avec MCP. En premier lieu, la température augmente avec une pente importante de la température initiale jusqu'au point de fusion. Ce premier mode correspond au transfert essentiellement conductif entre le fluide caloporteur et le MCP solide. Lorsque le MCP autour du thermocouple concerné change de phase, la température continue d'augmenter mais avec une pente très faible entre la température de début  $T_{\text{solidus}}$  et la température de fin de changement d'état  $T_{\text{liquidus}}$ . A la fin du changement d'état, la courbe de température subit une nouvelle inflexion et augmente jusqu'à la température de stabilisation. La pente de la courbe diminue légèrement lorsqu'il n'y a plus du tout de MCP solide dans la section d'essais, les pertes pouvant ralentir légèrement l'échange thermique.*

*Il est à noter que la répartition de la température en fonction de la position axiale respecte clairement la distance entre le thermocouple et l'injection. Plus le thermocouple est situé proche de l'injection, plus il montera rapidement en température. Ceci est dû à la répartition axiale de la température dans le fluide caloporteur.*

*Par ailleurs, il est important de souligner que les profils de température sont influencés par la convection naturelle dans le MCP liquide dans les sections d'essais où les mouvements de liquide peuvent se mettre en place dans les sections d'essais, comme le tube lisse, le faisceau de tubes et les ailettes longitudinales. Au contraire, dans la section d'essais à ailettes circulaires, les mouvements de circulation de liquide sont arrêtés par les ailettes transverses, et même s'ils restent possibles, ils sont cloisonnés et localisés dans la zone inter-ailette.*

*Enfin, la stratification thermique en fin de charge est plus importante dans les designs sans ailettes, comme le tube lisse et le faisceau de tubes. Les dimensions caractéristiques étant plus importantes, il en résulte un gradient de température radial plus élevé qui induit un mouvement de circulation sur toute la hauteur de l'échangeur. Dans la section d'essais à ailettes longitudinales, les mouvements de liquide sont possibles mais l'ailette homogénéise la température sur le rayon et limite les mouvements de circulation sur la hauteur. La stratification thermique est donc moins importante en fin d'essais. Dans la section d'essais à ailettes circulaires, la stratification thermique est quasiment inexistante.*

#### 4.1.2. Charge par le bas

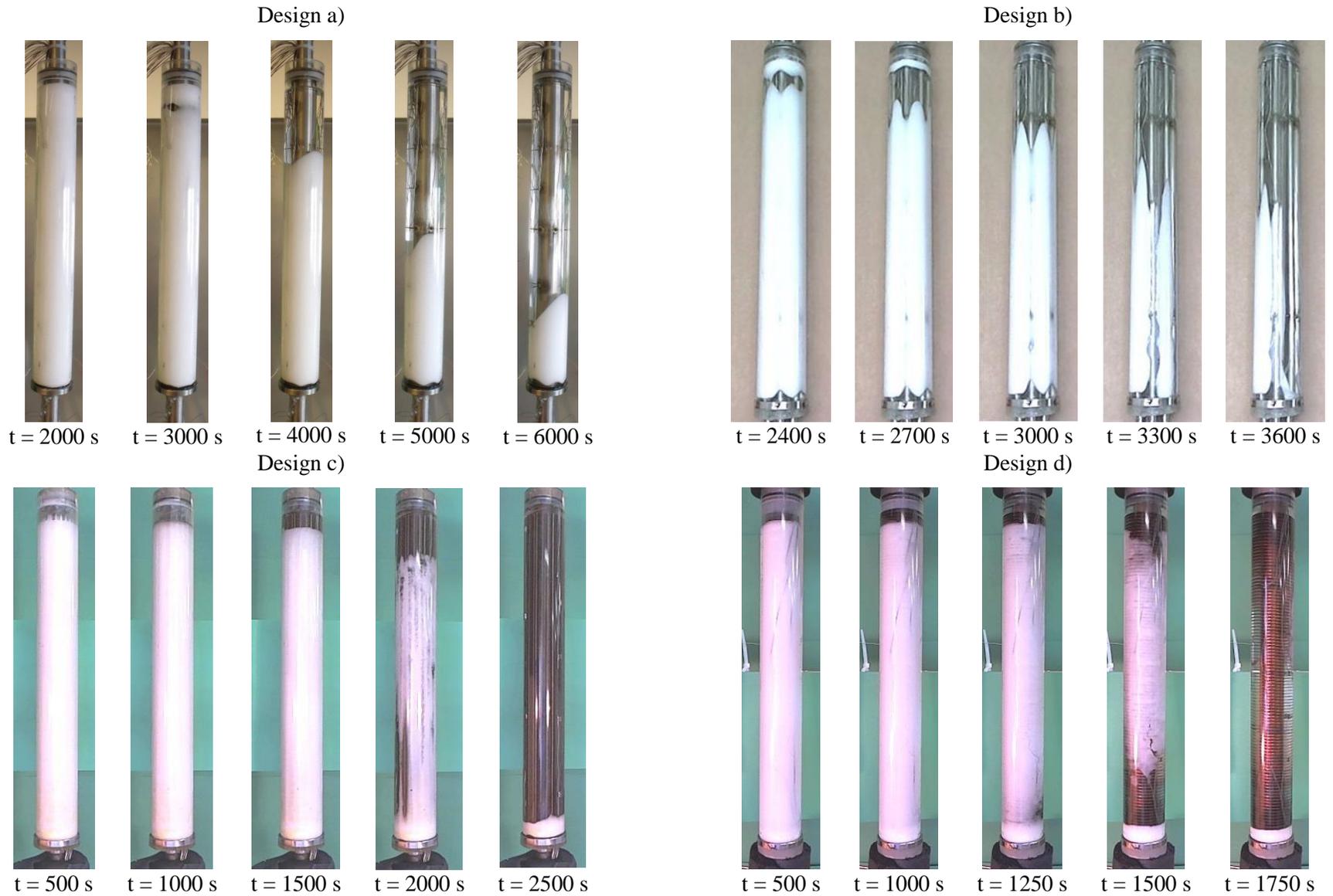
Pour mieux comprendre l'importance des mouvements liquides et l'impact de la gravité dans de tels échangeurs, des charges par le bas ont été réalisées et sont présentées dans ce chapitre. Ce type d'injection n'est pas envisagé pour une application industrielle car il ne respecte pas la répartition thermique naturelle dans l'échangeur et rend la gestion de l'expansion volumique du MCP complexe. En effet, si le MCP commence à fondre par le bas du système de stockage, l'expansion volumique lors de la fusion peut engendrer des surpressions locales qui peuvent endommager les échangeurs.

##### 4.1.2.1. Analyse des fronts de fusion

Les images des fronts de fusion lors de la charge par le bas sont présentées pour les quatre sections d'essais sur la Figure III-18.

On constate que comme pour la charge par le haut, les fronts de fusion évoluent de haut en bas dans les sections d'essais à tube lisse, à faisceau de tubes et à ailettes longitudinales. Ce sens d'évolution du front de fusion est attribué aux mouvements de MCP liquide qui se mettent en place dans ces types d'échangeurs, comme démontré par M. Longeon *et al.* [117]. En effet, en début d'essai, une couche de MCP liquide apparaît autour du tube ouvrant ainsi une voie liquide au MCP qui commence à fondre en bas de l'échangeur. La convection naturelle et l'expansion volumique poussent alors le MCP chaud dans un effet cheminée vers les couches supérieures de l'échangeur. Un mouvement de circulation se met ensuite en place entre le MCP solide et la surface d'échange du tube central, rognant ainsi par le haut le reste du MCP solide de la couche superficielle de l'échangeur. Vu de l'extérieur, on a l'impression que le front de fusion évolue uniquement de haut en bas dans l'échangeur, ce qui n'est pas réellement le cas. Lors de la charge par le haut cette évolution était plus représentative de l'évolution réelle du front de fusion.

Seuls les fronts de fusion de la section d'essais à ailettes circulaires évoluent de haut en bas lors de la charge par le bas. Mais contrairement à la charge par le haut, lors d'une charge par le bas, le front de fusion n'évolue pas régulièrement dans l'échangeur. Cette évolution se fait à la fois de haut en bas mais également de bas en haut, comme visible sur la Figure III-18 d)  $t = 1500$  s. En effet, jusqu'à  $t = 1500$  s, la couche superficielle de MCP située entre les ailettes et la calandre n'est pas concernée par la fusion. Il est quand même possible d'apercevoir une zone liquide en haut de l'échangeur, qui provient des zones internes ayant déjà subi le changement de phase. A partir de 2000 s, dès que le centre de l'échangeur est suffisamment fondu, la couche superficielle très fine, car déjà rognée de l'intérieur, subit à son tour la fusion et disparaît très rapidement. Le transfert semble être plus dépendant de la position radiale que de la position axiale.



**Figure III-18 : Evolution temporelle des fronts de fusion lors d'une charge par le bas**

Les essais de charge avec injection par le bas sont plus longs que ceux avec injection par le haut. On mesure les temps suivants :

- 8000 s pour le design a), contre 7000 s en charge par le haut
- 4000 s pour le design b) ce qui est similaire à la charge par le haut
- 2750 s pour le design c) contre 1750 s en charge par le haut
- 2000 s pour le design d) contre 1500 s en charge par le haut

*Ainsi, on retiendra que lors d'une charge par le bas, dans les sections d'essais à tube lisses et à ailettes longitudinales, le MCP situé autour du tube central fond en premier en progressant de bas en haut, suivant ainsi le sens de l'injection du fluide caloporteur. L'expansion volumique et la convection naturelle pousse le MCP liquide chaud en haut de la section d'essais par un effet cheminée. Un mouvement de circulation se met ensuite en place dans le MCP liquide et permet de rogner par le haut le MCP solide restant en périphérie de la section d'essais. Pour la section d'essais à ailettes circulaires où la convection naturelle reste cloisonnée à l'espace inter-ailette, la progression du front de fusion se fait essentiellement de bas en haut mais la présence de liquide chaud en haut de la section d'essais, permet à la couche de solide superficielle de disparaître plus rapidement que lors d'une charge par le haut. Enfin, les charges par le bas présentent des temps d'essais plus longs que les charges par le haut.*

#### 4.1.2.2. Analyse des profils de température dans le MCP

Les courbes de l'évolution temporelle de la température dans le MCP en fonction de la position axiale sont présentées sur la Figure III-19.

Tous les thermocouples ont un profil de température similaire qui peut être comparé à celui de la charge par le haut. Les phénomènes de transfert principaux sont en effet retrouvés : quelques points de divergence avec la charge par le haut sont cependant à noter.

Pour les designs à tube lisse (a et b), malgré l'injection de la température par le bas de l'échangeur, la répartition de la température en fonction de la position axiale est en ordre inverse par rapport au côté de l'injection. En effet, les thermocouples situés plus loin de l'injection ont une température plus élevée après le changement de phase. Cet effet est expliqué par les mouvements de MCP liquide dus à la gravité mais aussi à l'expansion volumique qui permettent au MCP chaud de remonter dans l'échangeur.

Pour le design à ailettes longitudinales, la répartition de la température en fonction de la position axiale respecte le sens de l'injection (de bas en haut) jusqu'à 1250 s environ. Entre 1250 s et 2500 s environ, les températures des thermocouples E-F et G se stabilisent et la répartition de la température s'inverse en fin de charge. La résistance thermique de transfert sur une tranche radiale est moins grande que celle rencontrée dans les échangeurs à tube lisse, étant donné la présence de l'ailette en acier. Le gradient de température radial est donc moins important limitant les mouvements de convection naturelle. Ainsi, même s'il existe et qu'il permet de rétablir une stratification thermique en fin d'essais, l'effet de convection naturelle est moins important dans la section d'essais à ailettes longitudinales que dans les sections d'essais à tube lisse (designs a et b).

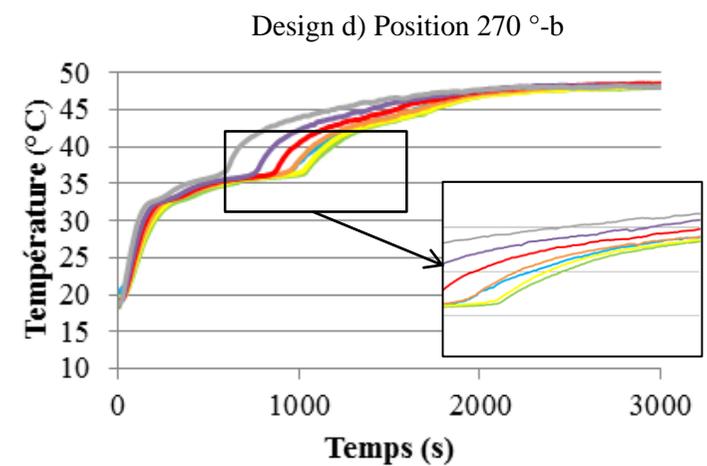
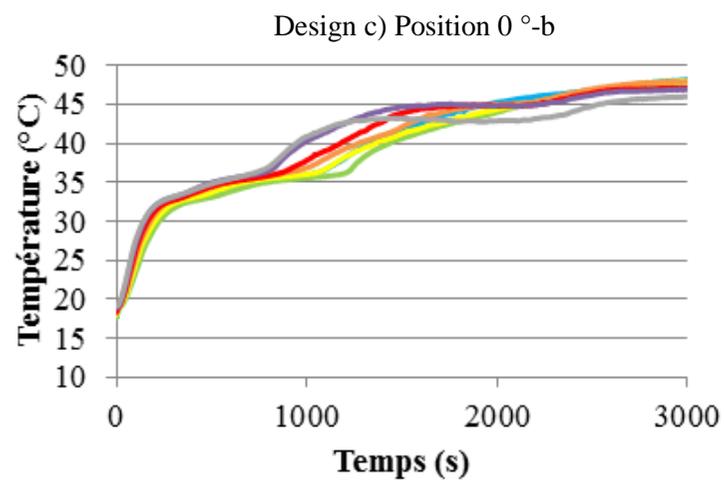
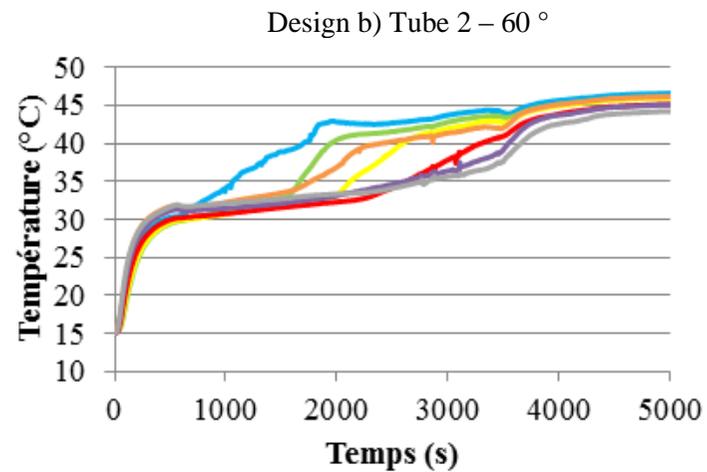
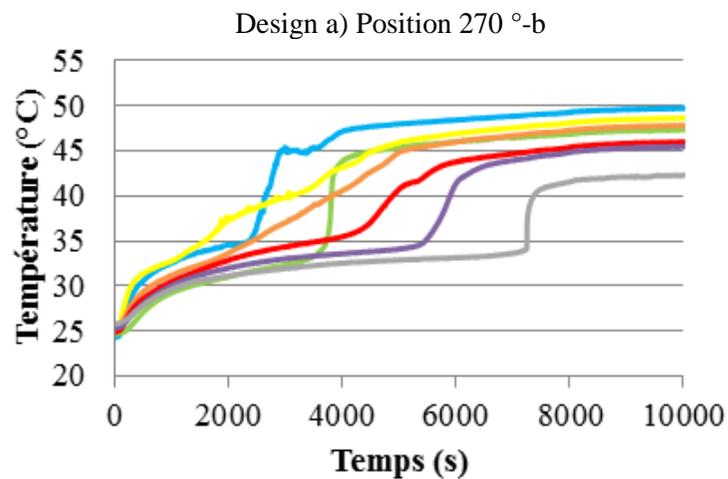
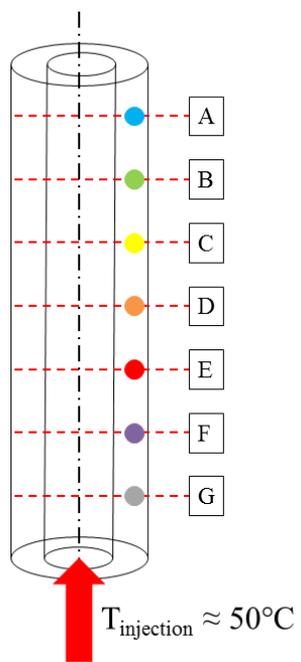


Figure III-19 : Evolution temporelle de la température du MCP en fonction de la position axiale lors d'une charge par le bas

Dans le design à ailettes circulaires au contraire, pour les thermocouples D-E-F-G, on remarque que la répartition axiale de bas en haut est respectée tout le long de l'essai, et que plus le thermocouple est près de l'injection, plus vite il montera en température et sera concerné par le changement de phase. Par conséquent, le rôle de la convection naturelle peut être minimisé dans l'échangeur à ailettes circulaires.

D'autre part, dans l'échangeur à ailettes circulaires, les thermocouples du haut de l'échangeur (A-B-C) ont une température quasiment confondue, même si le thermocouple A a une température légèrement plus élevée que les thermocouples C et B sur le zoom. Ce phénomène est engendré par une combinaison entre la convection naturelle qui permet au MCP liquide de remonter le long de l'hélice et l'expansion volumique qui pousse le MCP liquide vers le haut de l'échangeur et apporte ainsi de la chaleur aux couches supérieures. Les photos confirment d'ailleurs cet effet. Un phénomène similaire est observable sur les profils de température de la section d'essais à ailettes longitudinales. Le thermocouple A, situé tout en haut de l'échangeur présente une température qui augmente quasiment en même temps que celle du thermocouple D. Dès  $t = 1000$  s, le thermocouple A atteint le niveau de température du thermocouple D situé 150 mm plus bas. L'expansion volumique et la convection naturelle permettent ainsi d'homogénéiser la température le long de l'échangeur. On remarque d'ailleurs que l'écart entre les courbes est moins grand que celui qui existait dans les deux sections d'essais à ailettes.

L'expansion volumique joue donc un rôle qui permet d'homogénéiser la température sur toute la hauteur de la section d'essais, même dans les sections d'essais où les mouvements de liquide sont cloisonnés, comme celle à ailettes circulaires.

La stratification thermique en fin d'essais est assez importante pour la section d'essais à tube lisse. Il y a un écart de presque  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  entre le thermocouple du bas de la section d'essais et celui du haut. Dans les autres designs, cet écart est beaucoup moins significatif, de l'ordre de  $2\text{-}3\text{ }^{\circ}\text{C}$  pour les sections d'essais à faisceau de tubes et à ailettes longitudinales et quasiment inexistant pour la section d'essais à ailettes circulaires.

*En résumé, on retiendra que la convection naturelle a une influence plus grande dans les sections d'essais à tube lisse et permet de rétablir la stratification thermique naturelle en fin d'essais dans les géométries où les mouvements de circulation restent possibles. Cet effet est particulièrement visible pour les designs où la résistance thermique sur une tranche radiale est assez grande et où la convection naturelle n'est pas bloquée, comme le tube lisse et le faisceau de tubes. L'expansion volumique permet aussi de pousser le liquide chaud en haut des sections d'essais et même dans celles où la convection naturelle est très locale, comme le design à ailettes circulaires. Cette « fuite » de la chaleur vers le haut ralentit le processus de transfert et augmente légèrement les temps d'essais. Par ailleurs, les surpressions engendrées par cette expansion volumique peuvent endommager les échangeurs, notamment ceux à ailettes transverses. De plus, il est plus complexe de gérer des charges partielles avec une charge par le bas, l'évolution des fronts de fusion et des profils de température en fonction de la position axiale montre que le réservoir ne se comporte pas comme un piston thermique. Il sera plus difficile de déterminer l'état de charge d'un réservoir de stockage lorsqu'il est chargé par le bas. La charge par le bas a permis de comprendre l'importance des mouvements liquides même dans les échangeurs où ils n'étaient pourtant pas considérés comme prépondérants. Cette configuration n'est cependant pas envisagée pour une application industrielle.*

### 4.1.3. Charge horizontale

Des essais de charge à l'horizontale ont été réalisés pour tester la faisabilité d'une telle configuration pour une application industrielle. Ces essais permettent aussi de voir l'impact de la gravité avec une orientation différente des ailettes. Seuls les designs b), c) et d) ont été testés à l'horizontale. Pour réaliser ces essais, l'échangeur est basculé vers la droite. Grâce au système de vannes, l'eau peut être injectée à la fois par la gauche et par la droite. Les essais sélectionnés pour ce paragraphe sont une charge par la droite pour les designs b) et d) et une charge par la gauche pour le design c).

#### 4.1.3.1. Analyse des fronts de fusion

Les images prises lors des charges à l'horizontale des designs b), c) et d) sont présentées sur la Figure III-20.

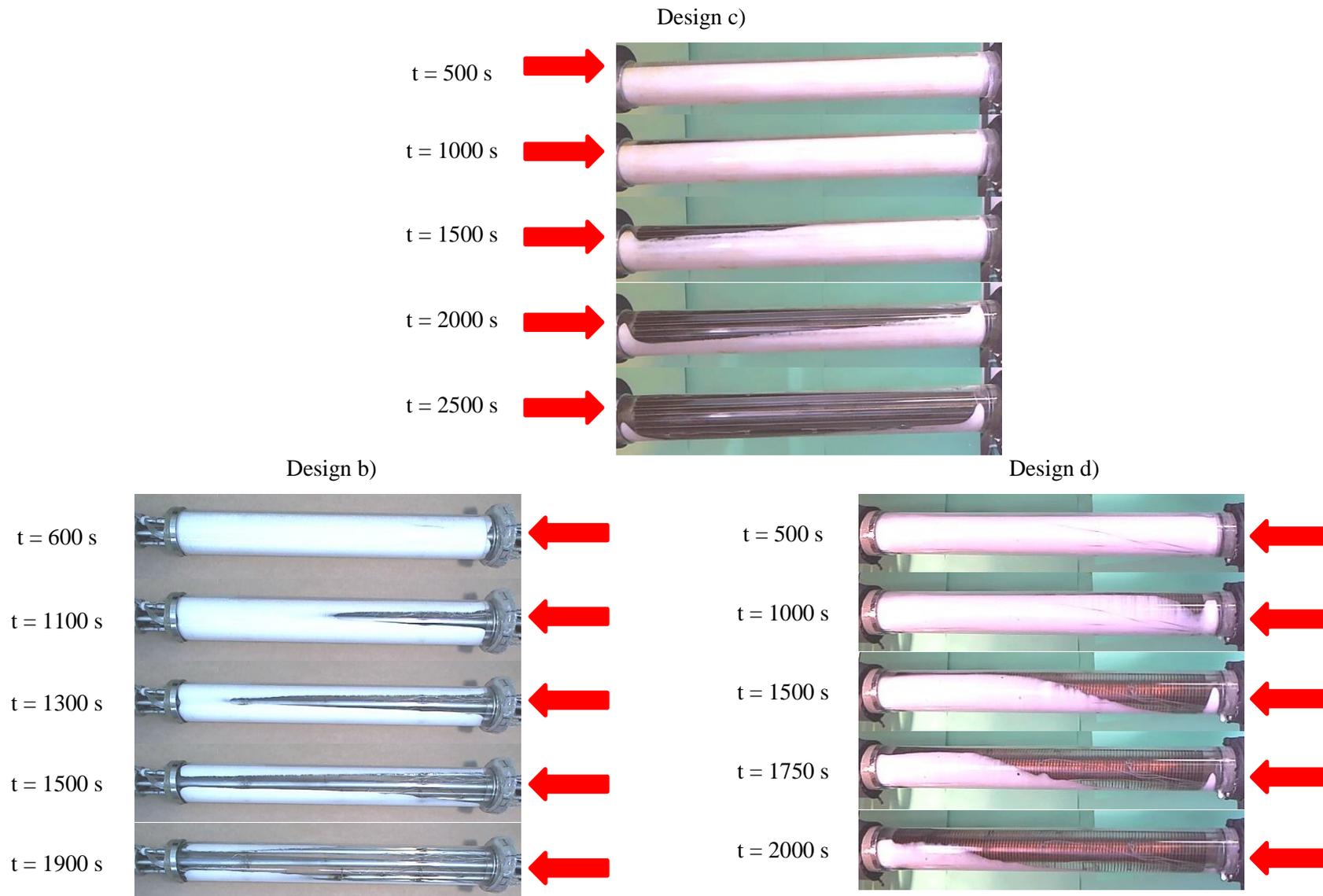
Dans le **design b)**, le front de fusion progresse surtout au milieu de la section d'essais. Le MCP solide est ensuite rogné à la fois en haut et en bas de l'échangeur. Cette forme est due à la proximité des tubes périphériques et de la calandre et aux mouvements liquides qui poussent le MCP dans la moitié supérieure de l'échangeur. L'analyse des profils de température en fonction de la position angulaire permettra de mieux comprendre les phénomènes de transfert de chaleur prépondérants dans ce type de géométrie.

Dans le **design d) et le design c)**, deux tendances peuvent être observées : le front de fusion progresse aussi bien de manière axiale, de l'injection vers la sortie, que de manière plutôt angulaire de la moitié supérieure à la moitié inférieure de l'échangeur. Il est d'autant plus marqué pour la section d'essais avec les ailettes circulaires qui ne bloquent pas la convection naturelle à l'horizontale. Ainsi, le MCP situé dans la partie supérieure de l'échangeur fond avant le MCP situé en-dessous. Il en résulte un front de fusion légèrement penché vers la sortie.

Cet effet avait déjà été observé par H. Shokouhmand *et al.* [104] lors d'une charge à l'horizontale dans un échangeur à ailettes longitudinales. Dans le cadre de cette thèse, il y a pourtant beaucoup plus d'ailettes longitudinales, ce qui devrait en théorie stopper les mouvements de convection naturelle sur une tranche radiale. La montée du fluide chaud est attribuée à l'expansion volumique se produisant à la fusion et permettant au MCP liquide chaud de se frayer un chemin et de rogner plus rapidement les zones supérieures de l'échangeur.

Par ailleurs, les deux zones situées de part et d'autre des ailettes connaissent quant à elles un moins bon transfert thermique et ne fondent pas en même temps que le MCP situé dans les zones ailetées, tout comme observé lors des essais de charge à la verticale. Ceci démontre le rôle d'intensificateurs de transfert thermique des ailettes.

*En résumé, les fronts de fusion n'évoluent pas de manière régulière de l'injection vers la sortie, il n'y a pas d'apparition de piston thermique. La gravité influence la forme des fronts de fusion et une évolution de la moitié supérieure de la section d'essais vers la moitié inférieure est aussi visible. L'expansion volumique joue aussi un rôle lors des charges à l'horizontale, étant donné qu'elle permet d'apporter du fluide chaud dans la partie supérieure de l'échangeur et de contribuer à rogner le solide dans ces zones.*



**Figure III-20 : Evolution temporelle des fronts de fusion lors d'une charge à l'horizontale**

4.1.3.2. Analyse des profils de température dans le MCP

Le **design b)**, quant à lui, présente une courbe beaucoup plus éloignée de celle de la température d'injection. De plus, une stabilisation semble se mettre en place entre 45 °C et 50 °C, qui traduirait le changement de phase.

Les courbes d'évolution de la température dans le MCP en fonction du temps pour différentes positions axiales sont présentées sur la Figure III-22.

Les courbes de température dans le MCP ont une forme similaire à celle rencontrée lors de la charge par le haut, mis à part celles du design b).

**Dans le design b)**, le changement de phase se fait assez rapidement pour les thermocouples situés au plus proche de l'injection et dès que le MCP est en phase liquide, sa température subit une légère diminution avant de se stabiliser à la température d'injection. Toutes les courbes présentent cette diminution et ce saut de température mais décalés dans le temps. Ces phénomènes sont attribués à la convection naturelle qui peut se mettre en place entre les tubes lorsque la section d'essais est utilisée à l'horizontale. Pour mieux comprendre ce qu'il se passe dans cette section d'essais, les courbes de température en fonction des positions angulaire et radiale sont présentées pour la coupe axiale B sur la Figure III-21.

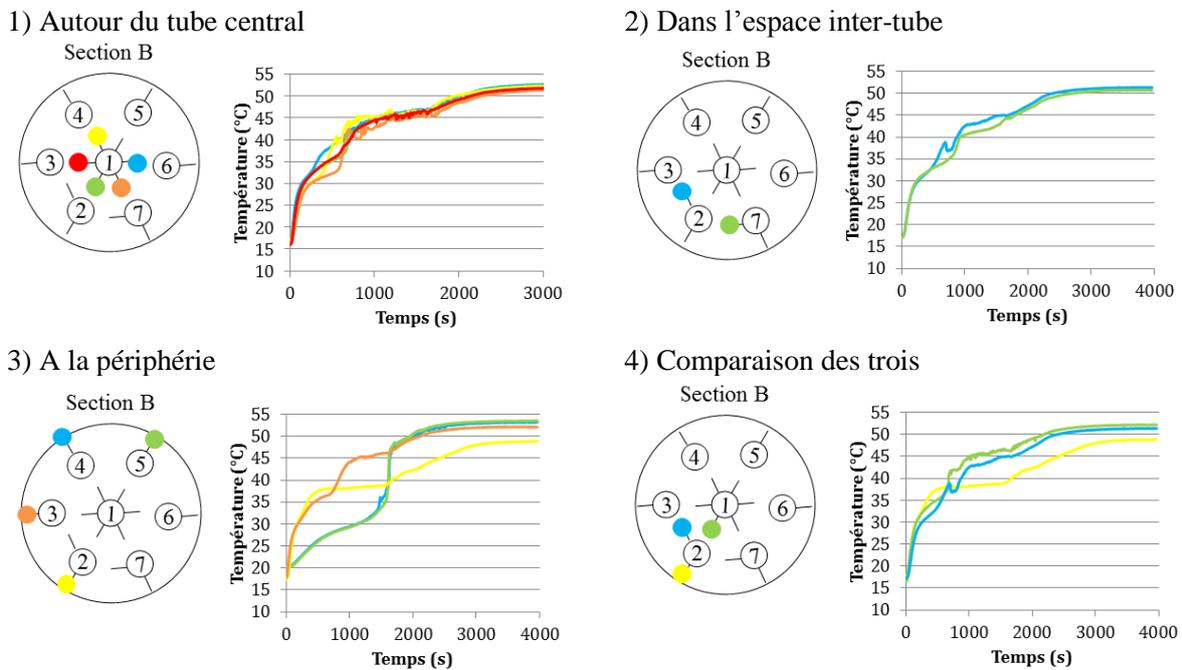


Figure III-21 : Evolution de la température dans le design b) en fonction de la position angulaire autour du tube central 1), dans l'espace inter-tube 2) et à la périphérie 3), ainsi qu'une comparaison entre les trois, 4)

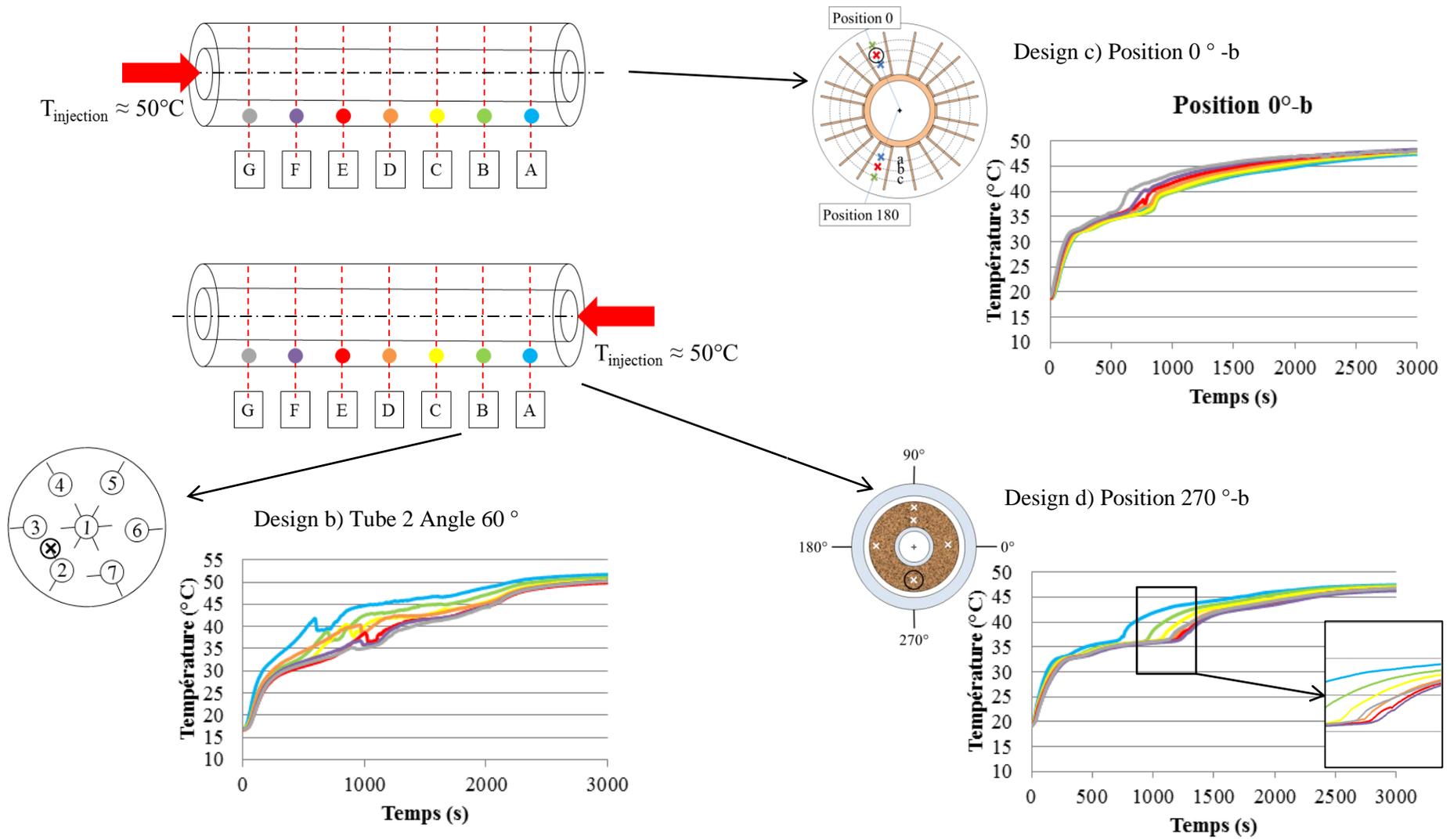


Figure III-22 : Evolution temporelle de la température du MCP en fonction de la position axiale lors d'une charge à l'horizontale

On remarque que pour chaque graphe, les thermocouples situés les plus en haut ont une température plus élevée que ceux situés plus en bas. Cette tendance est encore plus marquée pour les thermocouples en périphérie. (Graphe 3). Les thermocouples les plus en haut (bleu et vert) ne présentent cependant pas de changement de phase. Il se peut qu'en début d'essais, ils ne se situent pas dans le MCP solide à cause de la contraction volumique à la solidification précédente. En résumé, la différence entre ces trois positions radiales est présentée sur le graphe 4.

Dans le **design c) et d)**, la répartition des températures en fonction de la position axiale (Figure III-22 c) et d)) est beaucoup moins marquée que lors des charges à la verticale. La répartition existe depuis le début de l'essais mais est plus distincte après le changement de phase et plutôt pour les thermocouples proches de l'injection. On peut expliquer ce phénomène par la présence des ailettes qui répartissent assez bien la chaleur sur toute la longueur de la section d'essais et qui limitent la répartition axiale aux quelques thermocouples proches de l'injection.

On relève des temps d'essais qui sont tous de l'ordre de 3000 s pour les trois sections d'essais.

*Pour la charge à l'horizontale, on notera ainsi que dans la section d'essais b), qui ne bloque pas la convection naturelle, une circulation de liquide peut se mettre en place entre la moitié supérieure et la moitié inférieure de l'échangeur. Cette circulation se repère d'ailleurs à un léger bruitage et au saut des courbes de température. La répartition axiale est assez marquée pour cette section d'essais. Pour les géométries avec ailettes, au contraire, la répartition axiale est moindre et les ailettes distribuent correctement la chaleur sur toute la longueur de l'échangeur. Il n'y a pas d'évolution de type piston thermique des températures.*

4.1.4. Synthèse des charges

Un récapitulatif des observations expérimentales pour les essais de charge est présenté dans le Tableau III-7.

Tableau III-7 : Synthèse des observations expérimentales pour les charges

Injection	Design a)	Design b)	Design c)	Design d)	
<b>Haut</b>	Temps	t = 7000 s	t = 4000 s	t = 1750 s	t = 1500 s
	Evolution du front de fusion	De haut en bas			
	Répartition de la température en fonction de la position...	... axiale très marquée de haut en bas			
	Stratification thermique	Conservée tout au long de l'essai			
<b>Bas</b>	Temps	t = 8000 s	t = 4000 s	t = 2750 s	t = 2000 s
	Evolution du front de fusion	De haut en bas			De haut en bas et de bas en haut
	Répartition de la température en fonction de la position ...	... axiale assez marquée de haut en bas.		... Axiale de bas en haut moins marquée qu'en charge par le haut	
	Stratification thermique	Rétablissement de la stratification thermique grâce à la convection naturelle pendant le changement de phase		Etablissement de la stratification thermique après la fusion	Pas de stratification thermique. Températures homogènes en fin d'essai
<b>Horizontale</b>	Temps		t = 3000 s	t = 3000 s	t = 3000 s
	Evolution du front	Evolution de l'injection vers la sortie			
		Milieu fondu avant le haut et le bas	Partie supérieure fondue avant partie inférieure		
	Répartition de la température en fonction de la position...		... axiale moins marquée ... angulaire importante :	... axiale pas marquée. Légère influence pour les thermocouples les plus proches du côté de l'injection.	
Stratification thermique		Légère, plus chaud du côté de l'injection			

En bref, les essais de charge sont plus rapides pour toutes les sections d'essais lorsque le fluide chaud est injecté par le haut de l'échangeur. L'injection du fluide caloporteur en haut des sections d'essais permet par ailleurs de respecter la stratification thermique naturelle plaçant le MCP liquide chaud au-dessus du MCP liquide froid.

Pour les sections d'essais où elle n'est pas bloquée comme les sections d'essais à tube lisse et à ailettes longitudinales, la convection naturelle joue un rôle non négligeable. Elle permet de rétablir la stratification thermique dès que suffisamment de liquide est présent dans le MCP et ce même si la chaleur est apportée par le bas de l'échangeur. Cette inversion de stratification due à la convection naturelle n'est pas propice au bon échange thermique, si bien que les temps d'essai en charge par le bas sont plus longs qu'en charge par le haut. Avec ce type

d'injection, au contraire, l'apport de la chaleur par le haut de la section d'essais permet d'entretenir un mouvement de circulation de MCP liquide qui remonte le long des surfaces de l'échangeur et descend le long de la couche de MCP solide plus froide contribuant à rogner les couches de MCP encore solides. La convection naturelle est ainsi un moteur d'intensificateur thermique dans le cas de la charge par le haut. Dans le cas de la charge à l'horizontale, la gravité met en place un mouvement de MCP liquide de la moitié supérieure de l'échangeur vers la moitié inférieure cassant la répartition de la température en fonction de la position axiale et empêchant le transfert d'être axisymétrique. Les temps d'essais à l'horizontale sont ainsi plus longs qu'en charge à la verticale pour les deux sections d'essais ailetées où les mouvements de convection sont limités entre deux ailettes. Pour la section d'essais à faisceau de tubes, où la convection naturelle n'est pas bloquée par la géométrie et permet de larges mouvements de MCP liquide, le temps d'essai est plus court que ceux relevés en charges à la verticale.

Un autre phénomène à prendre en compte dans l'analyse des essais est l'expansion volumique se produisant à la fusion. C'est ainsi que le MCP chaud peut se retrouver en haut de l'échangeur même dans les sections d'essais où la convection naturelle n'est que locale, comme lors de la charge par le bas dans la section d'essais à ailettes circulaires ou lors d'une charge à l'horizontale dans la section d'essais à ailettes longitudinales. Un deuxième front de fusion évolue alors du haut (ou de la moitié supérieure) vers le bas (vers la moitié inférieure) de la section d'essais ralentissant la propagation du front de chaleur principal.

En guise de conclusion, l'étude des charges a permis de montrer l'impact énorme des mouvements de liquide dans le MCP sur le transfert thermique. Alors que seule la convection naturelle est souvent considérée, on remarque que l'expansion volumique joue également un rôle non négligeable.

En outre, la charge par le haut est sélectionnée pour l'application industrielle. En effet, les temps d'essais sont plus courts avec cette configuration pour toutes les sections d'essais. Par ailleurs, il a été montré que dans les cas des charges à l'horizontale ou par le bas, les mouvements de liquides, qu'ils soient dus à la convection naturelle ou l'expansion volumique modifient la stratification thermique naturelle dans l'échangeur et empêchent la mise en place d'une progression du front de fusion de type piston thermique. Cette progression de type piston thermique permet de réaliser des charges partielles et de connaître à tout instant, uniquement par le relevé des températures, l'état de charge du réservoir de stockage. C'est pourquoi la charge par le haut est préférée.

Par ailleurs, l'expansion volumique qui pousse le MCP liquide vers le haut peut endommager les échangeurs dans le cas des charges par le bas ou à l'horizontale, si un bouchon de solide est situé au-dessus du MCP liquide. Pour toutes ces raisons, la charge par le haut est sélectionnée.

## 4.2. Comparaison des décharges

Les essais de décharge sont maintenant analysés. De même que pour les essais de charge, les courbes de température du fluide caloporteur sont présentées à titre qualitatif et ne servent pas à comparer les performances des différents designs. Par ailleurs, seules les courbes de température en fonction de la position axiale sont montrées pour les décharges par le haut et par le bas. L'influence de la position angulaire n'est analysée que pour les essais de décharge à l'horizontale.

### 4.2.1. Décharges par le haut

Les premiers essais présentés sont les décharges par le haut avec injection d'eau froide à 20 °C qui ont été réalisés pour les quatre designs.

#### 4.2.1.1. Analyse des fronts de solidification

Dans un premier temps, des images prises à différents moments des décharges par le haut sont montrées sur la Figure III-23. Aucune image n'est disponible pour le design a).

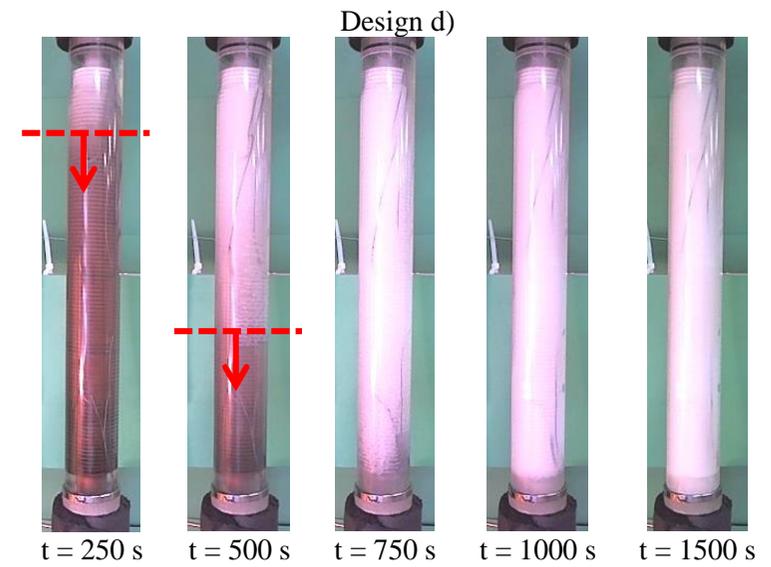
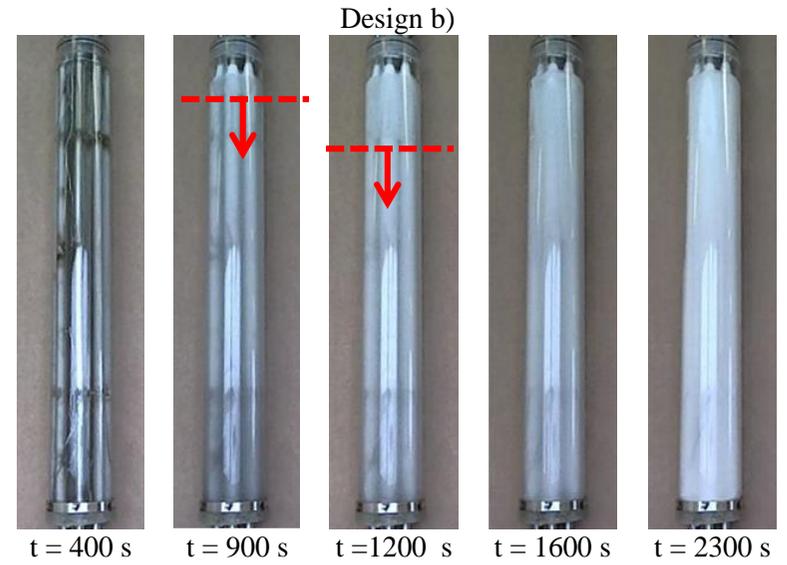
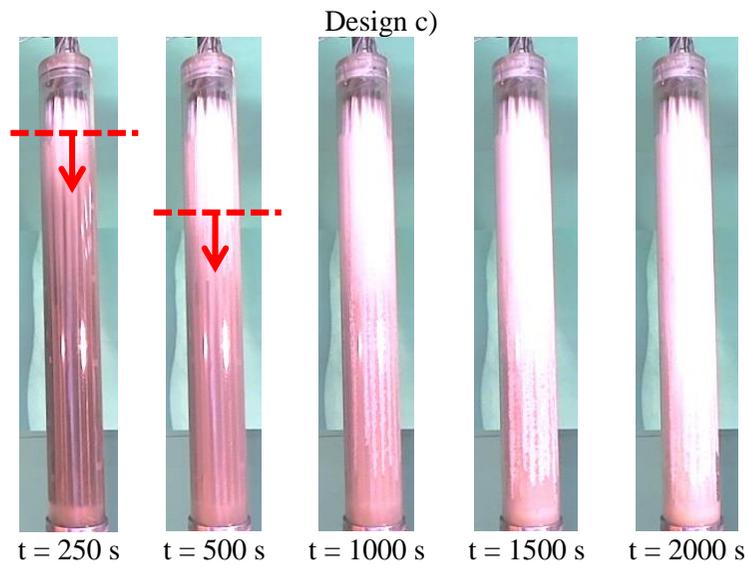
Lors des décharges par le haut, deux phénomènes majeurs peuvent être recensés.

Dans un premier temps, le front de solidification progresse de manière radiale sur toute la hauteur des tubes des différents designs, formant ainsi une couche solide autour des zones les plus performantes de l'échangeur. Ainsi, les tubes du design b) ainsi que les ailettes des designs c) et d) sont très rapidement recouverts d'une couche de MCP solide jouant le rôle de résistance thermique.

Dans un second temps, le niveau de liquide baisse au fur et à mesure que le MCP solidifie. Cet effet est dû au rétreint volumique qui est de l'ordre de 12 % pour la paraffine RT35-HC. La surface libre du liquide est mobile et c'est à partir de cette surface que commence le deuxième front de solidification qui progresse vers le bas de l'échangeur. Il concerne les zones où l'échange est moins bon, comme les zones inter-tubes dans le cas du design b) et inter-ailettes, dans le cas des designs c) et d). Cette deuxième progression est accentuée par la répartition axiale de la température dans le tube de fluide caloporteur. En effet, la vitesse du fluide caloporteur est très faible dans les tubes, de l'ordre de 0.01 m/s pour les designs c) et d) et de 0.02 m/s pour le design b). Cela implique une répartition axiale de la température assez marquée de haut en bas.

Les temps d'essais sont assez difficiles à déterminer lors des essais de décharge. En effet, une fois qu'il y a beaucoup de MCP solide dans l'échangeur, il est quasiment impossible de voir juste par la couleur si la solidification est terminée. Il convient donc d'analyser dans le détail les courbes de température.

Design a)  
Pas de photos disponibles



**Figure III-23 : Evolution temporelle des fronts de solidification lors d'une décharge par le haut**

4.2.1.2. Analyse des profils de température

Les courbes de la température du fluide caloporteur en entrée et en sortie de la section d'essais sont présentées pour les quatre designs sur la Figure III-24. La température d'injection du fluide caloporteur pour les décharges est d'environ 20°C. Cependant, comme pour les essais de charge, celle-ci n'est pas tout de suite constante en début de décharge à cause de l'inertie thermique de la section d'essais. Avant de démarrer l'essai, la température de la section d'essais est en effet maintenue à sa température de fin de charge grâce au circuit de stabilisation, tandis que le circuit de mesure tourne à la température froide. On remarque que la température d'injection n'est pas tout à fait égale à 20 °C durant les essais. Ceci est dû à la difficulté à prévoir la réactivité de la section d'essais et du circuit en fonction des conditions extérieures du jour. Par ailleurs, comme lors des charges, la forme de la courbe de la température de sortie dépend du design.

Pour le **design a)**, la température peine à monter à la température de changement du MCP. Elle atteint tout juste 35 °C en début d'essai puis se stabilise directement à la température d'injection qui est d'environ 17 °C. Ce qui laisse penser que ce design ou cette configuration d'injection est vraiment inefficace pour passer la puissance côté fluide caloporteur. L'essai de décharge par le haut dure environ 7000 s pour ce design.

Pour le **design b)**, la température de sortie augmente en début d'essai puis diminue et se stabilise pendant un temps bref à environ 30 °C. On remarque un point d'inflexion sur la courbe. La température de sortie diminue ensuite progressivement avant d'atteindre la température d'injection qui est d'environ 17 °C. L'essai dure approximativement 4000 s.

Pour le **design c)**, la forme de la courbe est similaire à celle du design b), cependant il n'a pas de réelle stabilisation autour de 30 °C comme c'était le cas précédemment. L'essai dure environ 4000 s.

Pour le **design d)**, la température de sortie se stabilise plus nettement que pour les autres designs à environ 32 °C. Cette stabilisation a d'ailleurs lieu à une température plus élevée que pour les deux précédents designs. L'échelle de temps n'est cependant pas la même puisque l'essai dure environ 1500 s.

Pour mieux comprendre les phénomènes de transfert prépondérants lors d'un essai de décharge par le haut, l'évolution temporelle des courbes de température dans le MCP en fonction de la position axiale est présentée sur la Figure III-25.

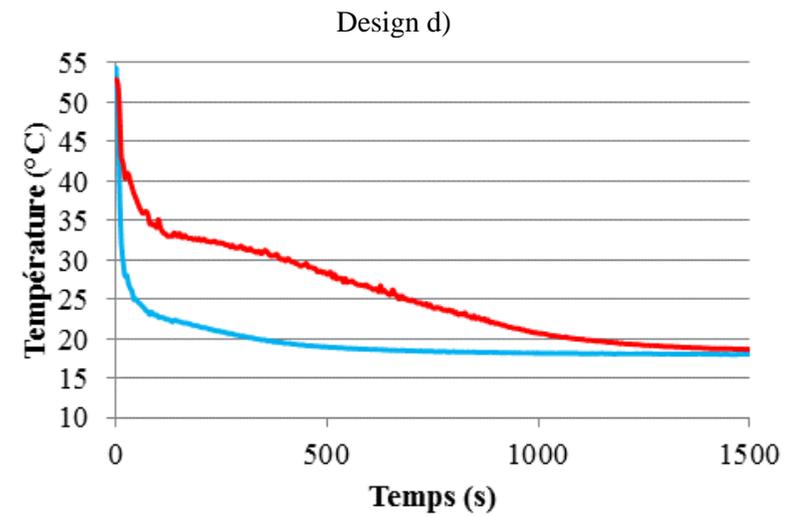
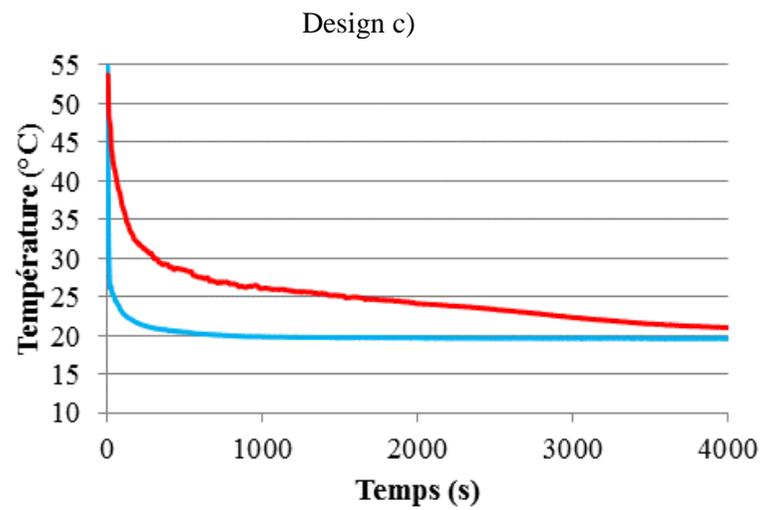
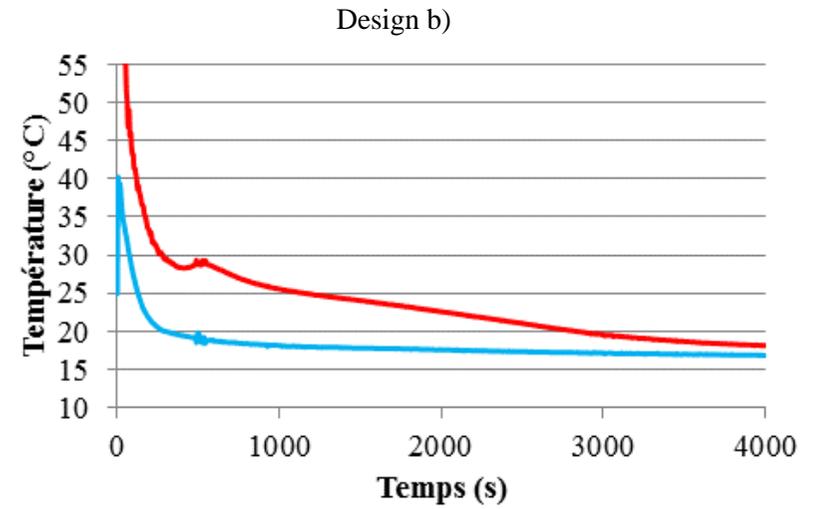
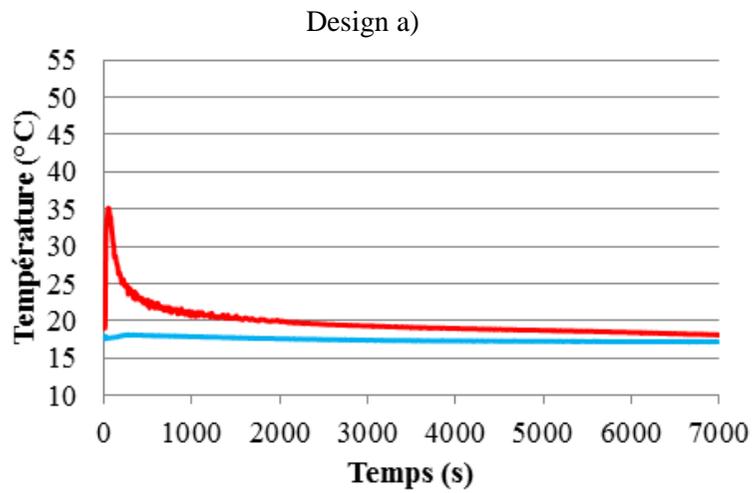
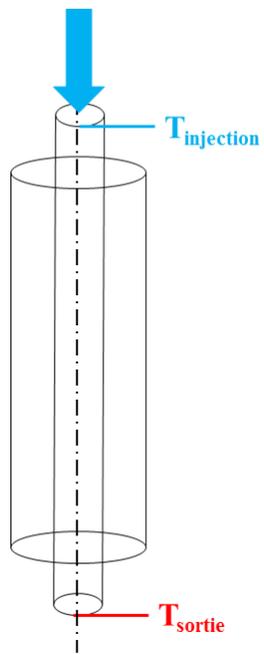


Figure III-24 : Evolution temporelle de la température d'injection et de sortie du fluide caloporteur lors d'une décharge par le haut

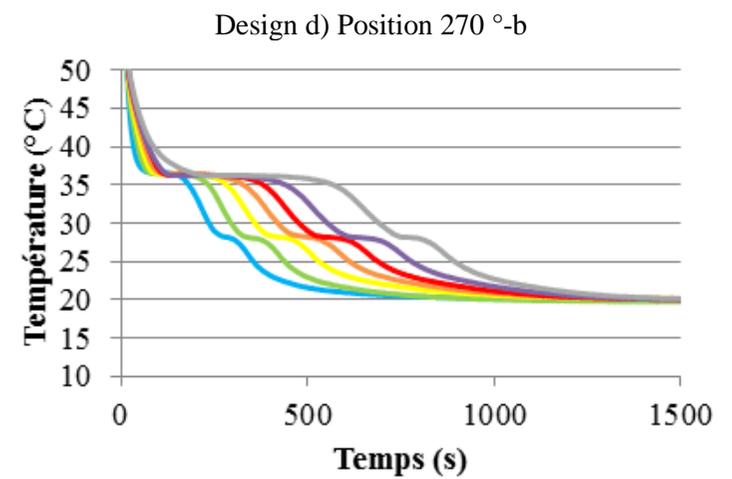
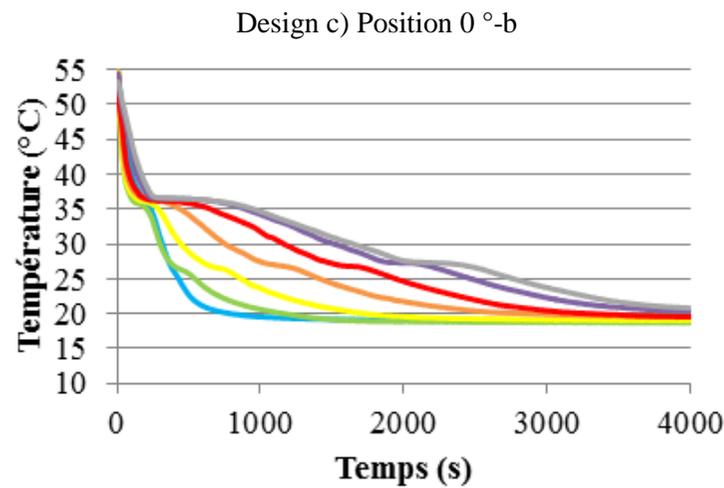
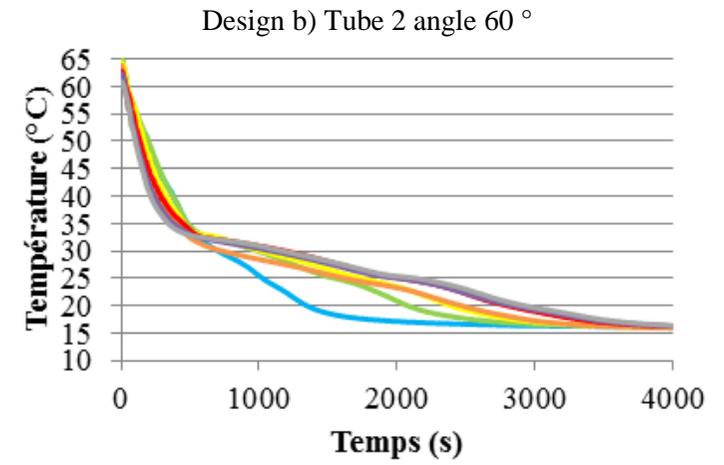
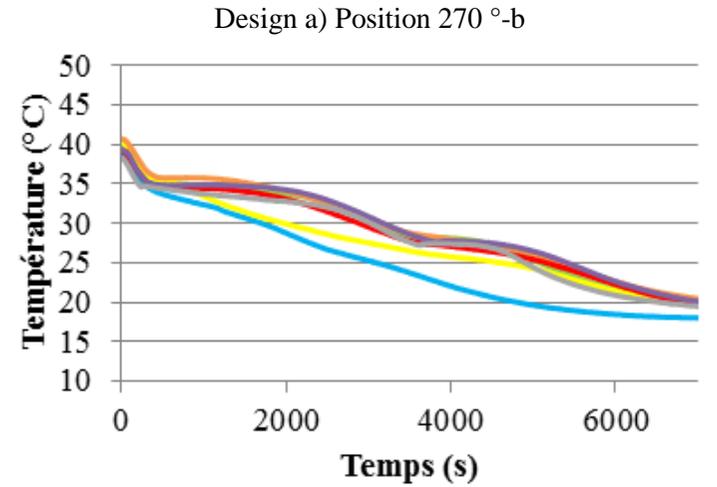
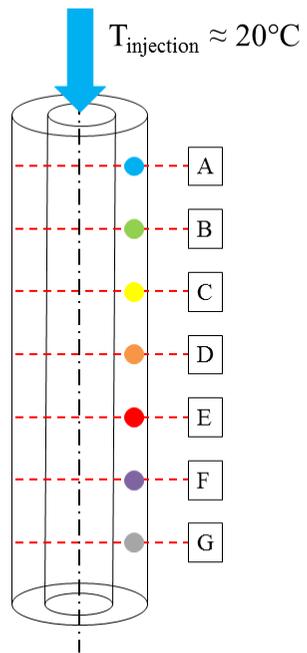
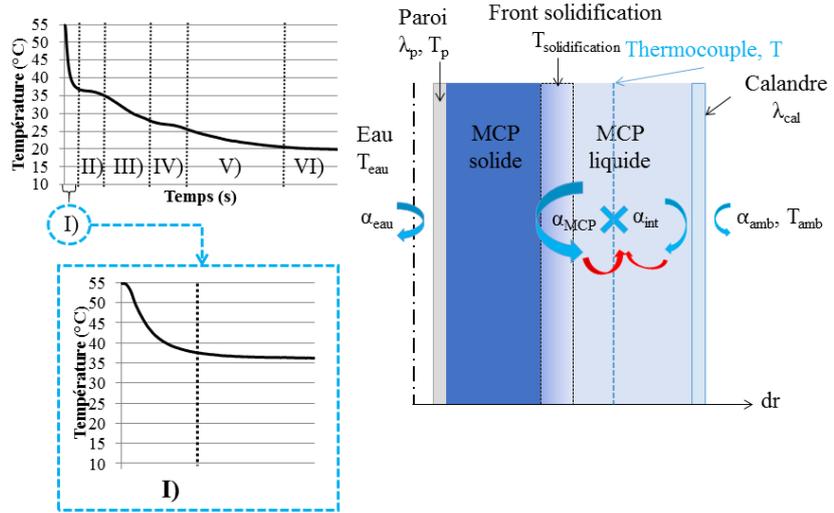


Figure III-25 : Evolution temporelle de la température du MCP en fonction de la position axiale lors d'une décharge par le haut

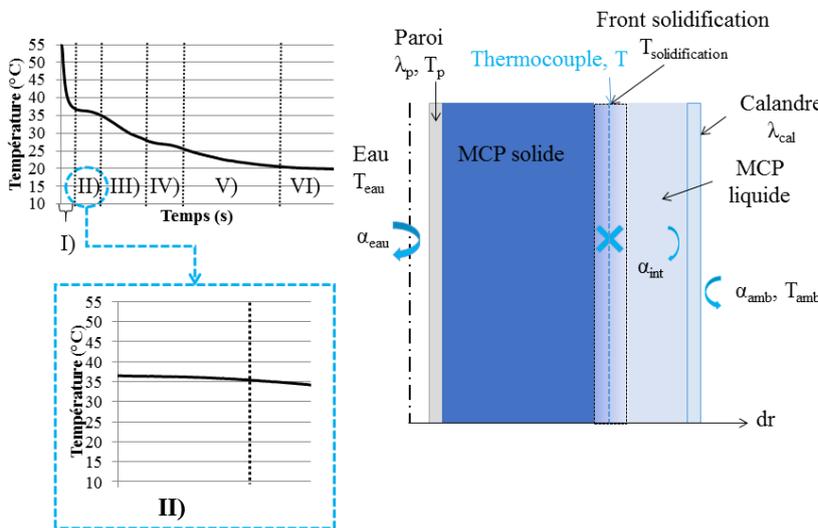
Toutes les courbes de température dans le MCP ont à peu près la même forme. Pour mieux comprendre ce qu'il se passe à l'intérieur du MCP, comme pour la charge par le haut, un cas axisymétrique simple a été considéré. Les courbes de température en fonction de la position axiale ont quasiment toutes la même avec six domaines identifiées. Une analyse des six domaines est proposée ci-après.

I) En tout début de décharge, la température du MCP passe de sa température initiale jusqu'à la température de changement de phase assez rapidement. Cette première évolution correspond à un refroidissement du liquide autour du thermocouple pendant que le front de solidification progresse radialement autour des tubes ou des ailettes. Etant donné qu'il y a un fort gradient de température entre le fluide caloporteur et le point de solidification du MCP, la température diminue rapidement avec une forte pente.



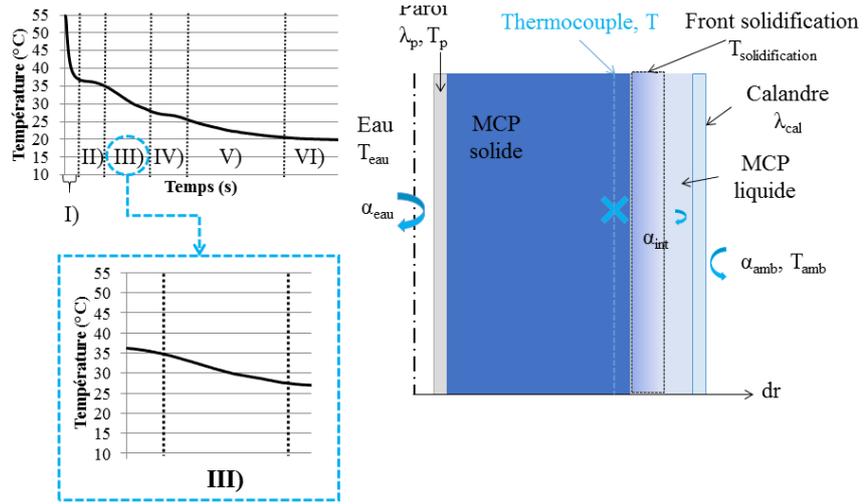
Par ailleurs, la température extérieure étant inférieure ( $\approx 22\text{ °C}$ ) à la température initiale du MCP (de  $40\text{ à }65\text{ °C}$ ) les pertes thermiques vers l'extérieur accélèrent le refroidissement en début d'essai, notamment par le coefficient d'échange  $\alpha_{int}$ .

On peut aussi noter la présence d'un coefficient d'échange de convection naturelle,  $\alpha_{MCP}$  dans le liquide en début d'essais. Cette convection naturelle a été mentionnée par J. Kragbaek *et al.* [98]. Ce mouvement s'estompe au fur et à mesure de l'avancée du front de solidification

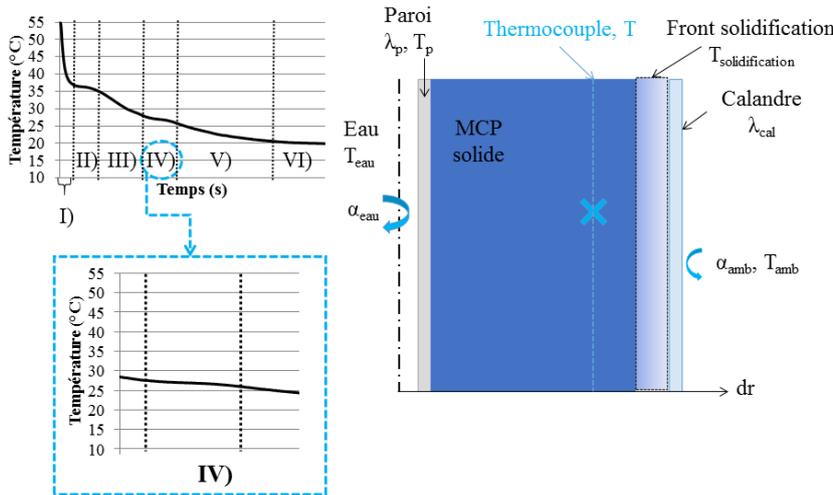


II) Lorsque le front de solidification arrive au niveau du thermocouple, la température se stabilise autour de la température de changement de phase  $T_{solidification}$  et le MCP rend sa chaleur latente. Le produit du flux par la surface d'échange reste quasiment constant.

III) Une fois que tout le MCP autour du thermocouple est solidifié, sa température diminue de nouveau. Cette phase correspond à la libération de la chaleur sensible entre la température de changement de phase et d'injection. Il s'agit d'un transfert majoritairement conductif avec un gradient de température qui diminue au fur et à mesure de l'essai.



Lors de cette phase III, le front de solidification progresse dans la zone entre le thermocouple considéré et la calandre.



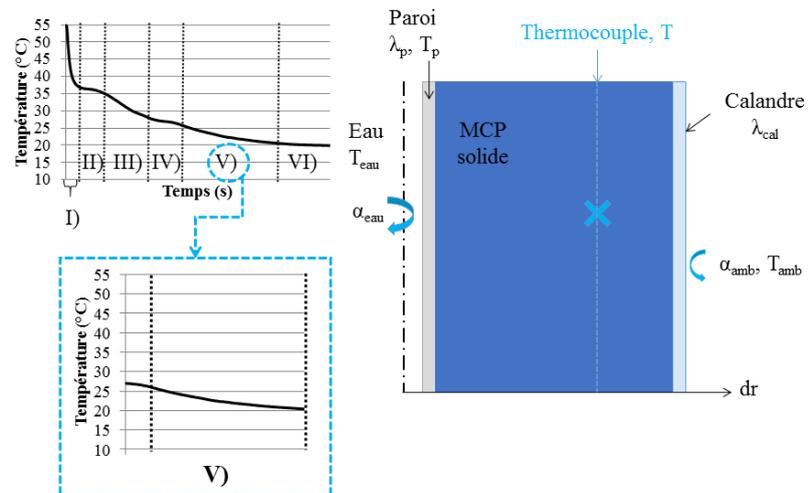
IV) Lorsque le front de solidification touche la calandre, il n'y a plus du tout de liquide et donc plus de convection naturelle possible ce qui modifie la résistance thermique globale. De plus, la température dans le MCP est plus proche de la température ambiante ce qui réduit le flux des pertes. On observe alors une quasi-stabilisation de la température.

Dans les géométries ailetées, cet effet est d'autant plus

important que l'épaisseur entre le bout des ailettes et la calandre est grande. La résistance équivalente entre la zone ailetée et la zone en bout d'ailettes est radicalement différente. Cette phase IV correspond à la solidification des zones où le coefficient de transfert global est moins élevé

V) Lorsque tout le MCP est solidifié, sa température diminue progressivement jusqu'à atteindre une température proche de celle de l'eau. Si la température d'injection est inférieure à la température ambiante, l'environnement extérieur constitue un apport de chaleur pour le système.

Un équilibre entre la température d'injection et la température extérieure se met enfin en place lors de la phase VI, et la température du MCP se stabilise.



Maintenant que les courbes de température en fonction du temps ont été détaillées, quelques spécificités sont à noter.

On remarque ainsi que la répartition de la température en fonction de la position axiale est beaucoup plus marquée dans les sections d'essais à ailettes (designs c et d) que dans les sections d'essais à tube lisse (designs a et b). La décharge dans les sections d'essais à tube lisse est ainsi contrôlée essentiellement par la conduction radiale.

Cependant, la convection naturelle qui se met en place en début de décharge dans les sections d'essais à tube lisse [98] peut influencer la répartition des températures en fonction de la position axiale. Le mouvement de circulation alimenté par la présence de MCP liquide chaud permet de rétablir la stratification thermique naturelle et d'homogénéiser la température du MCP liquide avant la solidification. Dans les sections d'essais à ailettes, les mouvements de liquide par convection naturelle sont plus limités, soit par la géométrie comme c'est le cas pour le design à ailettes circulaires, soit par la présence d'ailettes sur presque toute l'épaisseur de MCP réduisant ainsi le gradient de température sur une tranche radiale. La stratification thermique naturelle n'est alors pas rétablie avant le changement de phase.

Ainsi, même si les décharges dans les sections d'essais à tube lisse sont contrôlées essentiellement par la conduction radiale, la convection naturelle a une influence non négligeable en début d'essai. Elle permet l'homogénéisation de la température avant le changement de phase et le rétablissement de la stratification thermique naturelle, ce qui n'est pas le cas dans les sections d'essais à ailettes.

La contraction volumique observée lors de la solidification peut aussi être à l'origine de ce faible écart entre les courbes des sections d'essais à tube lisse. La descente de la surface libre dans l'échangeur est à l'origine d'un deuxième front de solidification. En effet, pour le design b, à partir de  $t=900$  s, le thermocouple A, situé en haut de l'échangeur se refroidit significativement, en suivi des thermocouples B, C et D, ce qui correspond bien à l'apparition du deuxième front de solidification dû à la surface libre sur la Figure III-23.

La contraction volumique à la solidification fait ainsi diminuer le niveau de liquide dans les échangeurs. Dans les sections d'essais à tube lisse, elle permet une diminution de la température du haut de la section d'essais de manière prématurée par rapport aux autres zones. Dans les sections d'essais à ailettes, cette diminution du niveau liquide ne permet pas d'influencer les courbes de températures car le MCP liquide s'accroche par un effet de tension de surface aux ailettes froides du haut de l'échangeur avant de se solidifier.

Les temps d'essais sont relevés pour les décharges par le haut :

- 7000 s pour le design a
- 4000 s pour le design b
- 4000 s pour le design c
- 1200 s pour le design d

*On retiendra ainsi la forme caractéristique des courbes de température qui se compose de six phases principales : 1) une diminution quasi-linéaire correspondant à la libération de la chaleur sensible du MCP liquide de la température initiale à la température de changement d'état, 2) une stabilisation de la température durant la solidification, 3) la diminution plus progressive, de la température de changement d'état jusqu'à 4) une température de quasi-stabilisation lorsque le front de solidification touche la paroi de l'échangeur et enfin 5) le refroidissement du MCP solide jusqu'à 6) la stabilisation de la température à la température d'injection.*

*Par ailleurs, on notera que la convection naturelle, bien que moins importante qu'à la charge peut influencer la répartition de la température en début d'essai pour les sections d'essais à*

*tube lisse. Le mouvement de circulation entre le MCP liquide chaud et la couche de MCP solide contribue à rétablir la stratification thermique naturelle avant le changement de phase.*

*Enfin, la descente de la surface libre provoquée par la contraction volumique à la solidification provoque un deuxième front de solidification dans les zones les plus difficiles à solidifier et contribue à diminuer les écarts de température en fonction de la position axiale dans les échangeurs à tube lisse. Dans les échangeurs à ailettes, cet effet n'est pas observé car le MCP liquide peut s'accrocher rapidement sur les ailettes froides par un effet de tension de surface et est solidifié avant qu'un front de solidification ne progresse du haut vers le bas.*

#### 4.2.2. Décharges par le bas

Des essais de décharge par le bas ont également été réalisés pour les quatre designs et des photos ont été prises pendant les quatre essais.

##### 4.2.2.1. Analyse des fronts de solidification

Les images prises pendant les décharges par le bas pour les quatre sections d'essais sont présentées sur la Figure III-26.

Comme lors de la décharge par le haut, un premier front de solidification apparaît d'abord autour du tube et des ailettes, celui-ci progresse essentiellement radialement.

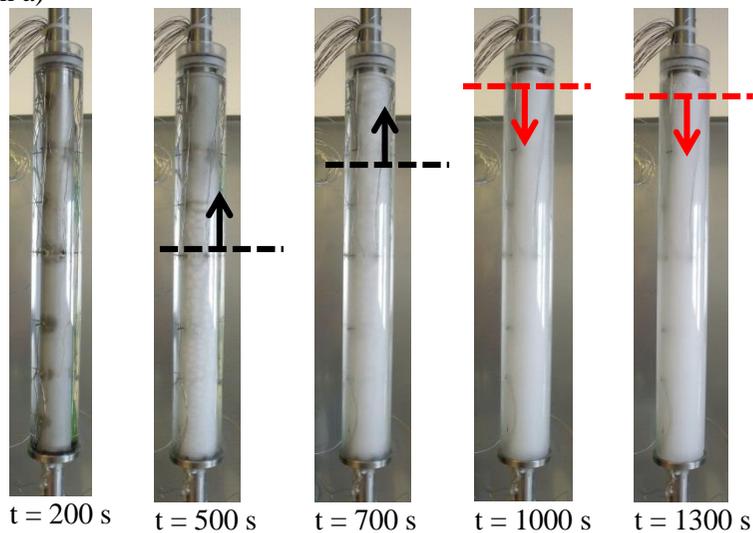
Dans un second temps, on peut distinguer une évolution du front de solidification du bas vers le haut de l'échangeur (représenté par des flèches noires sur les photos). Celui-ci est dû à l'injection du froid en bas de la section d'essais et au gradient de température assez important dans l'eau.

Enfin, la surface libre joue également un rôle non négligeable pour toutes les sections d'essais. En effet, en même temps que le front de solidification progresse de bas en haut, la surface libre qui descend à cause de la contraction volumique provoque un troisième front de solidification de haut en bas (représenté par des flèches rouges sur les photos). Il est intéressant de noter que pour le design d), la baisse du niveau liquide est aussi visible alors que ce n'était pas le cas lors de la décharge par le haut. En effet, étant donné que le froid est injecté par le bas l'échangeur et que la vitesse du fluide caloporteur est faible, quand les ailettes du bas de l'échangeur sont froides et permettent la solidification du MCP, celles du haut sont encore à une température supérieure au point de solidification. Le liquide ne s'accroche ainsi pas aux ailettes pour solidifier comme c'était le cas lors de la décharge par le haut et voit son niveau baisser à cause de la solidification du MCP des zones inférieures. La surface libre a ainsi une influence plus marquée dans ce design lors des décharges par le bas que lors des décharges par le haut.

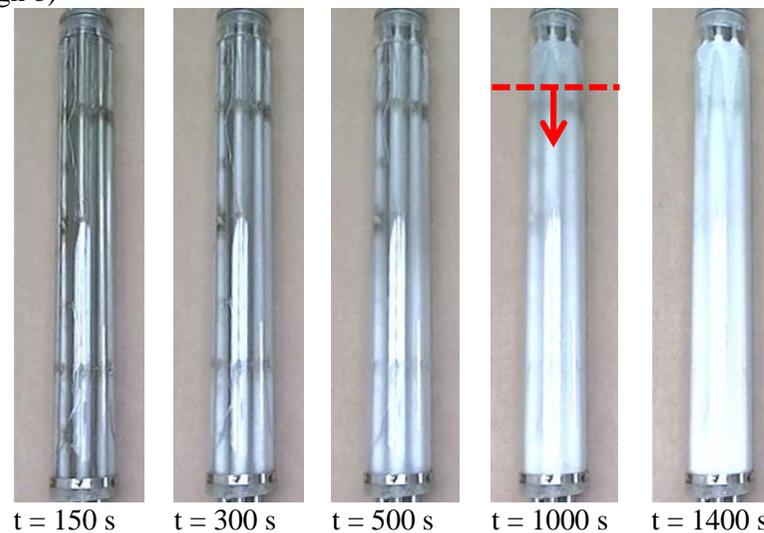
##### 4.2.2.2. Analyse des profils de température dans le MCP

L'évolution temporelle de la température dans le MCP en fonction de la position axiale est présentée pour les quatre designs sur la Figure III-27.

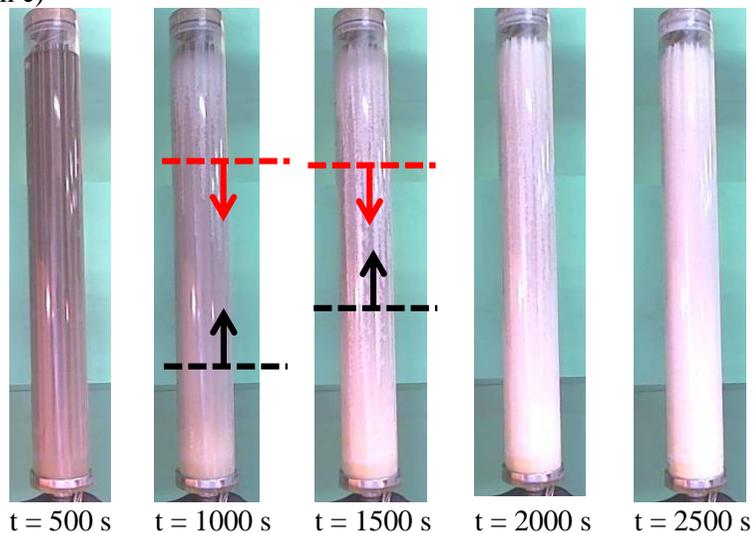
Design a)



Design b)



Design c)



Design d)

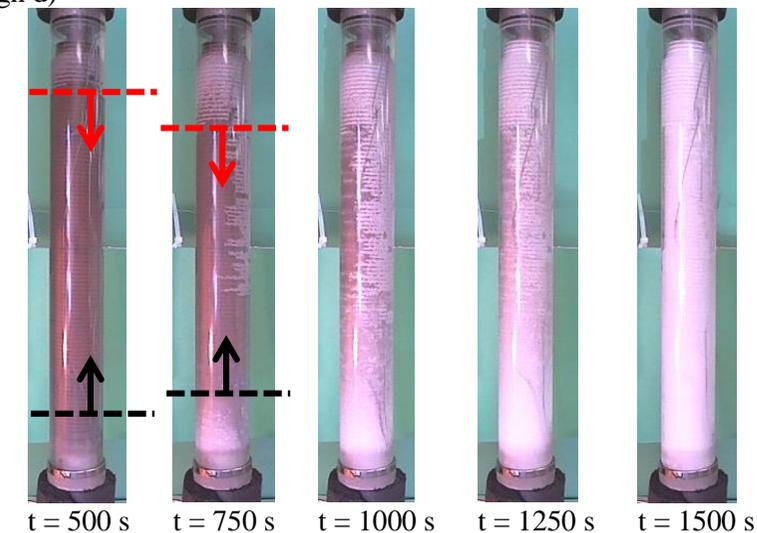


Figure III-26 : Evolution temporelle des fronts de solidification lors d'une décharge par le bas

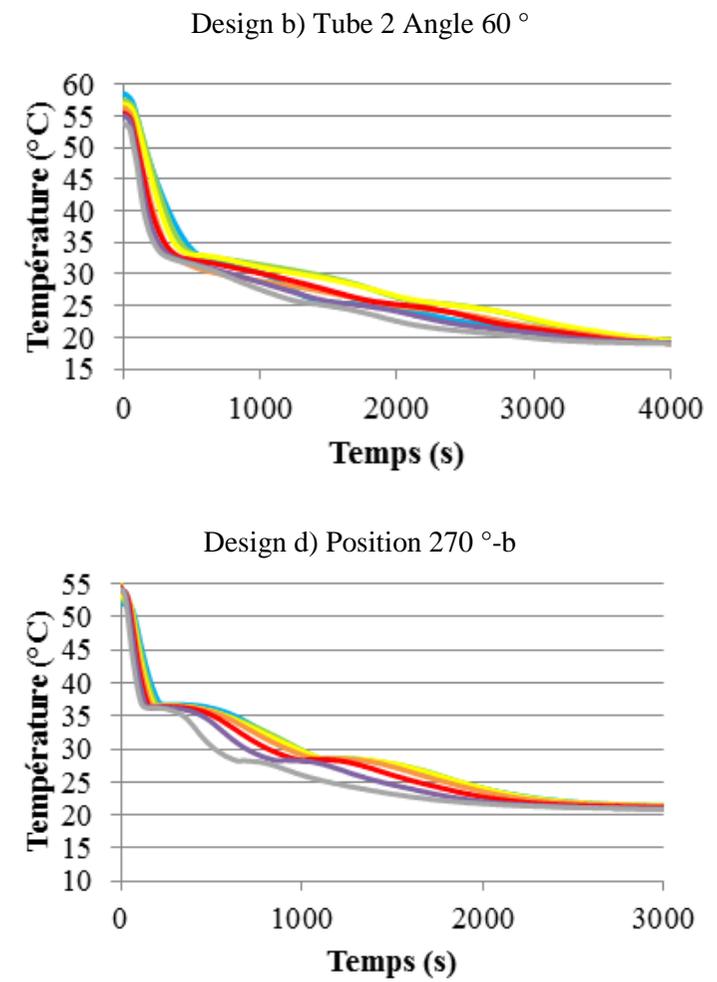
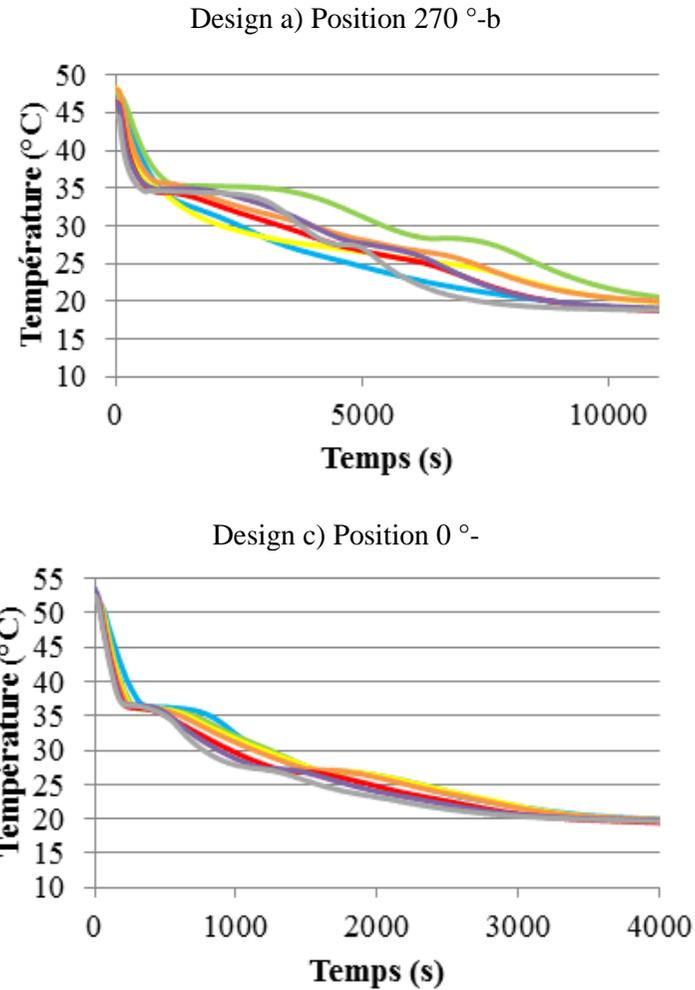
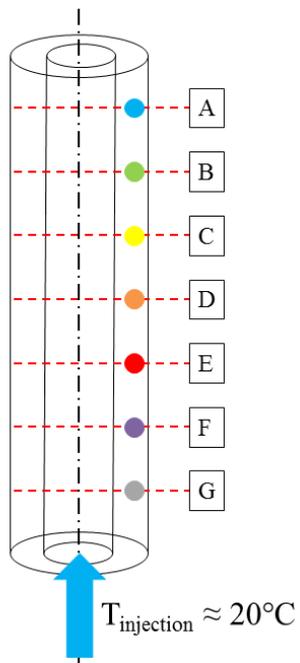


Figure III-27 : Evolution temporelle de la température du MCP en fonction de la position axiale lors d'une décharge par le bas

Les courbes de température en fonction du temps ont une forme identique à celle déjà détaillée lors de la décharge par le haut. Cependant, la répartition de la température en fonction de la position axiale n'est pas du tout la même.

Quelques points de divergence sont à noter. Au début de l'essai, alors que la stratification thermique s'inversait dans les designs a) et b) en début de décharge par le haut, dans ce cas, l'injection de froid par le bas respecte la stratification thermique naturelle.

Concernant la répartition de la température en fonction de la position axiale en cours d'essai, deux tendances sont observées. On remarque que les thermocouples du bas des designs b), c) et d) sont disposés dans l'ordre, en suivant l'injection du froid par le bas (G-F-E-D) alors que les thermocouples plus en haut dans l'échangeur présentent une diminution de température quasiment en même temps que ceux du bas. Cet effet est attribué à la descente du niveau liquide due au rétreint volumique à la solidification qui provoque un deuxième front de solidification et permet à la température des thermocouples du haut de l'échangeur de diminuer en même temps que ceux du bas. Cet effet est encore plus distinct pour la section d'essais à tube lisse où les courbes de température du thermocouple A et du thermocouple C sont situées en-dessous des courbes du thermocouple G juste après le changement de phase.

Concernant les temps de décharge par le bas, on relève une durée d'essai de :

- plus de 12000 s pour le design a)
- 4000 s pour le design b)
- 4000 s pour le design c)
- 2500 s pour le design d)

*La décharge par le bas se comporte de manière très différente de la décharge par le haut, surtout pour les designs ailetés. Alors que dans le cas de la décharge par le haut, les écarts de température en fonction de la position axiale étaient très marqués et respectaient le côté d'injection du froid, dans le cas de la décharge par le bas, cette répartition est beaucoup moins marquée. La contraction volumique due à la solidification des zones inférieures fait baisser le niveau liquide dans l'échangeur et permet l'apparition d'un deuxième front de solidification descendant. Ce deuxième front permet la baisse prématurée des températures des thermocouples situés en haut de l'échangeur.*

#### 4.2.3. Décharges horizontales

Des décharges horizontales ont été réalisées pour les designs b), c) et d) pour voir l'influence de la gravité sur l'orientation. Tout comme lors des charges, pour les designs b) et d), l'eau est injectée par la droite de l'échangeur, pour le design c), l'eau est injectée par la gauche. Il en résulte qu'en théorie la répartition axiale de la température doit se faire de A vers G pour les sections d'essais b) et d) et de G vers A pour les sections d'essais c).

##### 4.2.3.1. Analyse des fronts de solidification

Les images prises lors des essais sont présentées sur la Figure III-28.

Pour le **design b)**, la solidification commence dans la moitié inférieure de l'échangeur et se propage ensuite vers la moitié inférieure. La convection naturelle, possible dans cette configuration d'échangeur permet ainsi d'établir une stratification thermique de haut en bas et retarde la solidification des zones supérieures de l'échangeur.

Pour le **design c)**, on voit à l'inverse qu'en début d'essai, toutes les ailettes se couvrent d'une couche de solide et que la moitié inférieure de l'échangeur solidifie en dernier. Dès  $t = 1000$  s, des lignes de solidification horizontales apparaissent entre les ailettes du haut. Ces lignes de solidification se propagent ensuite à l'ailette sous-jacente et se propagent du haut vers le bas. Cet effet est attribué à la baisse du niveau liquide qui assèche les zones supérieures de l'échangeur et permet cette évolution de haut en bas de la solidification.

Pour le **design d)**, même si en début d'essais, une fine couche de MCP solide apparaît autour des ailettes et du tube avec une propagation axiale, on note que la baisse du niveau liquide a également un impact sur le front de solidification. Un deuxième front de solidification apparaît en effet entre les ailettes à partir de 750 s.

*Ainsi, on retiendra qu'en début d'essais, dans la section d'essais à faisceau de tubes, les zones situées dans la moitié inférieure de l'échangeur solidifient en premier. La convection naturelle qui se met en place sur une tranche radiale ralentit en effet la solidification des zones supérieures.*

*Par ailleurs, dans les sections d'essais ailetées, comme lors des décharges à la verticale, une solidification a lieu de haut en bas entre les ailettes. Ce deuxième front de solidification est attribué à la baisse du niveau liquide due au rétreint volumique pendant la solidification.*

##### 4.2.3.2. Analyse des profils de température dans le MCP

L'évolution temporelle de la température dans le MCP pour différentes positions axiales lors d'une décharge à l'horizontale est présentée sur la Figure III-29.

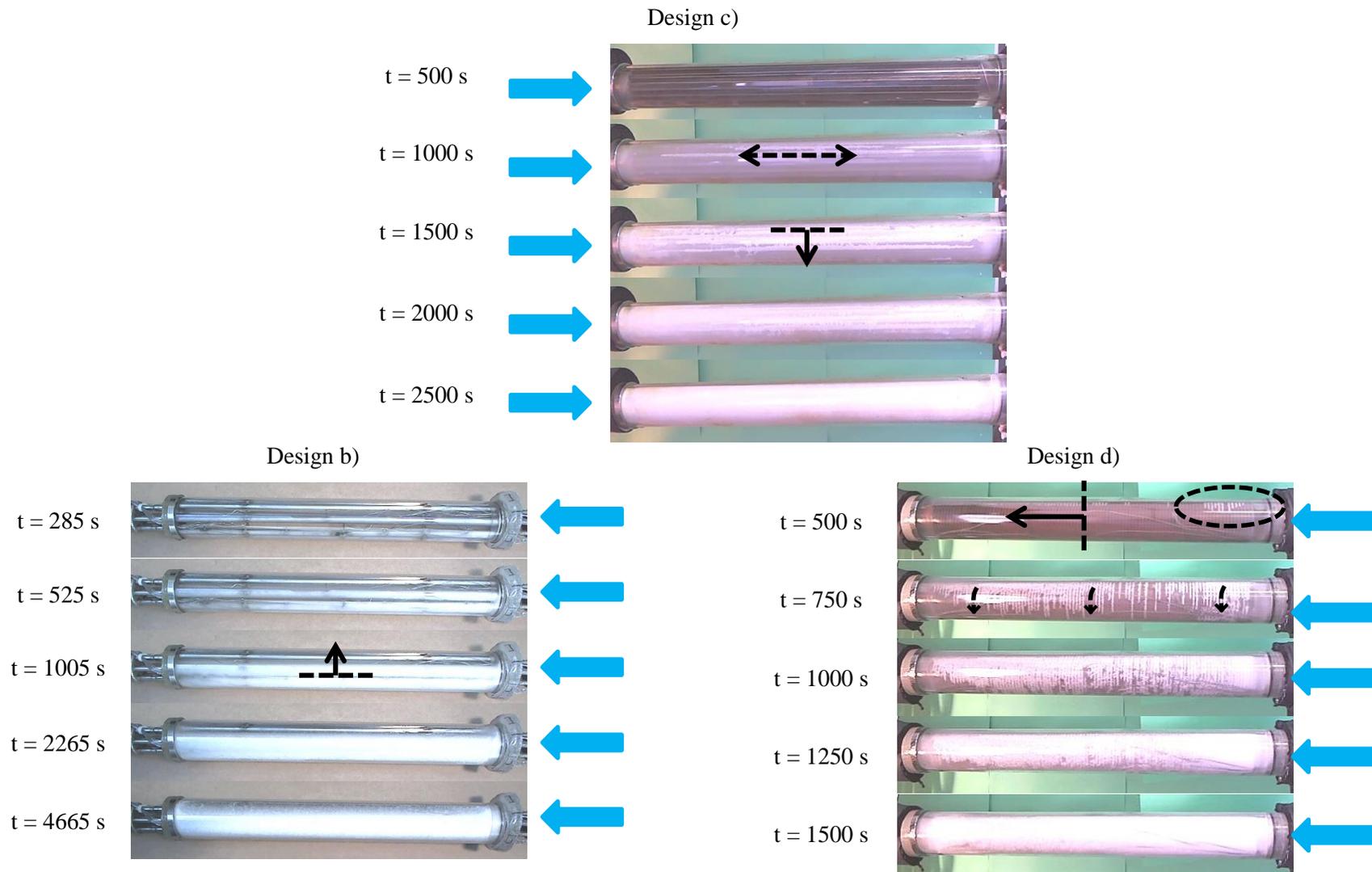


Figure III-28 : Evolution temporelle des fronts de solidification lors d'une décharge à l'horizontale

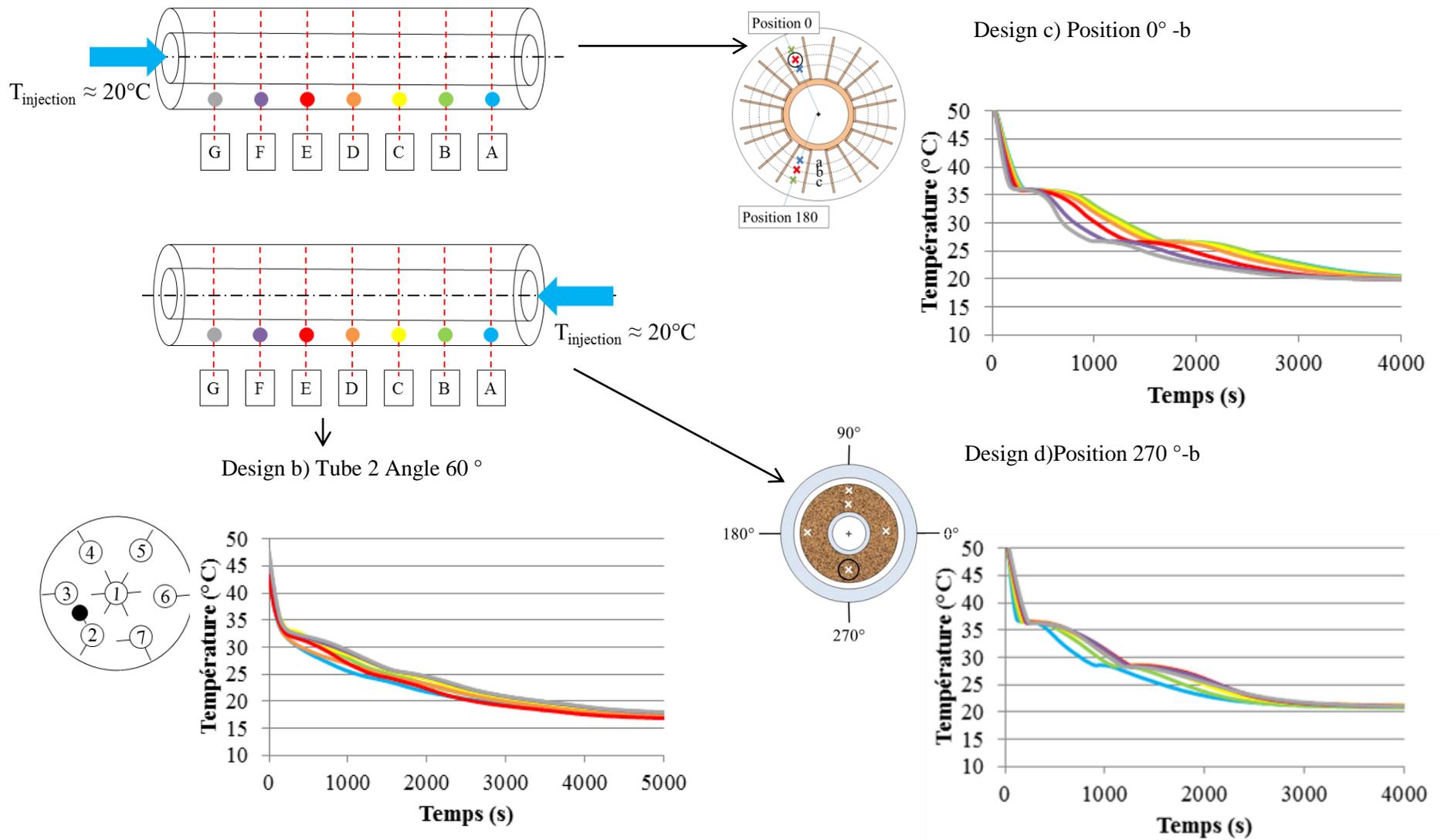
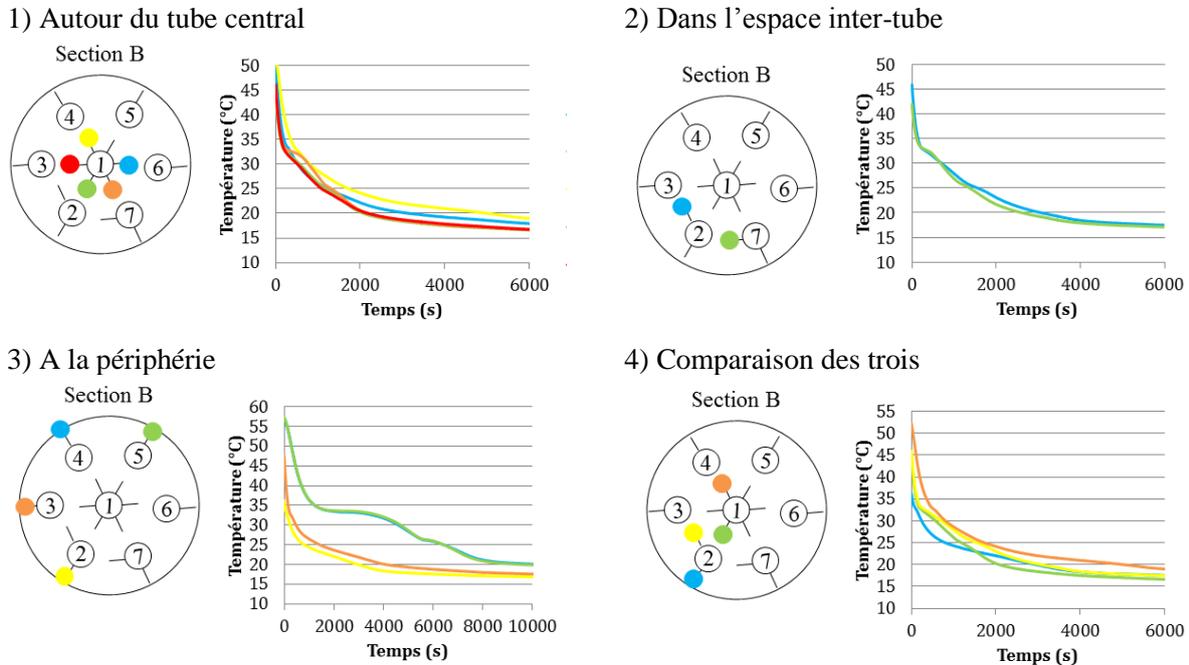


Figure III-29 : Evolution temporelle de la température du MCP en fonction de la position axiale lors d'une décharge à l'horizontale

L'évolution de la température en fonction de la position axiale confirme ce qui a été vu précédemment sur les images. Le front de solidification n'évolue axialement qu'en début de solidification des **designs c) et d)**.

Pour le **design b)**, où la convection naturelle reste possible en début d'essai, les courbes de température en fonction de la position axiale sont quasiment confondues. Pour mieux comprendre l'influence de la convection naturelle dans ce design, les courbes de température en fonction de la position angulaire sont présentées sur la Figure III-30.



**Figure III-30 : Evolution de la température dans le design b) en fonction de la position angulaire autour du tube central 1), dans l'espace inter-tube 2) et à la périphérie 3), ainsi qu'une comparaison entre les trois, 4)**

Pour les trois positions, autour du tube central, dans l'espace inter-tubes et à la périphérie de la section d'essais, plus le thermocouple est situé en bas de l'échangeur, plus vite sa température diminue et plus rapidement le MCP se solidifie, ce qui est tout à fait en accord avec les images prises lors des essais. La convection naturelle contribue à mettre en place cette stratification thermique.

*Ainsi, deux tendances peuvent être dégagées. La première est que dans les sections d'essais où la convection naturelle reste possible, les parties inférieures solidifient en premier. Cette remarque est en accord avec les observations faites par J. Kragbaek et al. [98]. Les courbes de températures en fonction de la position axiale sont alors toutes confondues. Le transfert thermique n'est plus axisymétrique.*

*D'autre part, la contraction volumique permettant la baisse du niveau liquide dans les sections d'essais provoque un deuxième front de solidification dans les sections d'essais ailetées évoluant de la moitié supérieure vers la moitié inférieure, ce qui empêche d'avoir une évolution des températures de type piston thermique. Les courbes de température en fonction de la position axiale présentent un écart plus significatif que pour les thermocouples situés au plus proche de l'injection.*

4.2.4. Synthèse des décharges

Un récapitulatif des observations expérimentales pour les essais de charge est présenté dans le Tableau III-7.

Tableau III-8 : Synthèse des observations expérimentales pour les décharges

Injection		Design a)	Design b)	Design c)	Design d)
<b>Haut</b>	Temps	t = 7000 s	t = 4000 s	t = 4000 s	t = 1200 s
	Evolution du front de solidification	Front de solidification radial sur toute la longueur en début d'essai. Puis évolution de haut en bas			
	Répartition de la température en fonction de la position...	...Axiale très peu marquée, sauf pour les thermocouples très proches de l'injection. Influence de la convection naturelle en début d'essai.		...Axiale très marquée, avec le froid en haut et le chaud en bas. Répartition thermique conservée tout au long de l'essai.	
	Stratification thermique				
<b>Bas</b>	Temps	t = 12000 s	t = 4000 s	t = 4000 s	t = 2500 s
	Evolution du front de solidification	De bas en haut et de haut en bas, influence de la surface libre.			
	Répartition de la température en fonction de la position...	...Axiale très peu marquée. Influence de baisse du niveau liquide due au rétreint volumique	...Axiale de bas en haut pour les thermocouples proches de l'injection. Températures confondues pour les thermocouples du haut à cause de la solidification due à la diminution du niveau liquide.		
<b>Horizontale</b>	Temps		t = 3000 s	t = 3000 s	t = 3000 s
	Evolution du front de solidification		De bas en haut. Solidification sur toute la longueur en même temps	Essentiellement de haut en bas. Influence de la surface libre	
	Répartition de la température en fonction de la position		...Axiale inexistante ...Angulaire marquée	...Axiale marquée pour les thermocouples les plus proches de l'injection	

On notera ainsi que dans tous les essais de décharge, la convection naturelle joue un rôle non négligeable. Elle permet d'amener le MCP chaud en haut et de privilégier la solidification dans les zones inférieures dans le cas de la décharge à l'horizontale. Elle homogénéise la température en début de décharge par le haut dans les sections d'essais à tube lisse.

Par ailleurs, la contraction volumique rencontrée lors de la solidification permet une baisse du niveau liquide dans les sections d'essais qui engendre des fronts de solidification du haut vers le bas.

En conclusion, les nombreux phénomènes entrant en jeu et influençant le transfert thermique dans toutes ces configurations d'injection présentent des avantages et des inconvénients. Les critères de sélection dépendent essentiellement de l'application envisagée. Des tendances peuvent cependant être dégagées.

La configuration horizontale semblerait appropriée en termes de temps d'essai si la géométrie idéale est un faisceau de tubes ailetés. Elle présente de surcroît l'avantage d'être plus facile à installer et à dimensionner. Cependant la propagation complexe des fronts de solidification pourrait engendrer des surpressions locales à la fusion suivante. De plus, la configuration horizontale ne permet pas de réaliser des décharges partielles et de connaître précisément l'état de décharge d'un système de stockage.

La position verticale est plus adaptée à une application industrielle. En décharge par le haut, la répartition de la température en fonction de la position axiale très marquée est adaptée à la gestion d'un système de stockage à charge et décharge partielle, comme expliqué lors des essais de charge. L'effet de tension de surface permet de plus au MCP liquide de s'accrocher aux ailettes en haut des échangeurs, recouvrant l'intégralité des ailettes et permettant l'utilisation optimale de la surface d'échange. Cet effet peut aussi être associé à la création de zones de vides. Le MCP se solidifie en effet en remontant le long des tubes grâce à la tension de surface laissant ainsi des zones de vide, non optimales pour le transfert thermique à la charge suivante.

C'est pourquoi, le choix se porte sur la décharge par le bas qui garantit la présence de liquide sur toute la surface d'échange du bas et permet d'éviter les rétreints de solide.

## 5. Synthèse du chapitre

Dans ce chapitre, l'installation expérimentale basse température et son fonctionnement ont été présentés. Quatre sections d'essais aux dimensions caractéristiques comparables ont été testées en charge et en décharge : un tube lisse en inox, un faisceau de sept tubes en inox, un tube en acier avec des ailettes longitudinales et un tube en cuivre avec des ailettes circulaires. Plusieurs configurations d'injection ont été testées, notamment l'injection par le haut et par le bas en position verticale et l'injection sur le côté en position horizontale. Cette campagne d'essais a donc permis de mettre en exergue l'importance des phénomènes liés à la gravité et montrer ou non la faisabilité technique des différents modes d'utilisation. L'analyse des fronts de fusion/solidification ainsi que des températures apporte une compréhension assez précise du comportement du MCP à la fois de manière globale mais aussi de manière locale.

En résumé, les courbes de températures présentent une forme typique d'un changement de phase. Cinq modes principaux sont mis en évidence lors de la charge et la décharge :

- L'augmentation/diminution de la température de l'état initial jusqu'au point de fusion. En charge, cette courbe caractérise un transfert essentiellement conductif entre le fluide caloporteur et le MCP solide. En décharge, la pente de la courbe peut être influencée par les mouvements de convection naturelle qui peuvent se mettre en place en début d'essai dans le MCP liquide.
- La quasi-stabilisation de la température entre les points de début et de fin de changement d'état,  $T_{\text{solidus}}$  et  $T_{\text{liquidus}}$ , correspondant au changement de phase. La présence de deux températures de début et de fin de changement d'état traduit le fait que le MCP est impur.
- L'augmentation/diminution de la température du point de changement de phase à un point de stabilisation. Cette deuxième quasi-stabilisation correspond à une diminution du flux échangé étant donné l'apport ou la perte de chaleur engendré par l'échange du liquide/solide avec l'extérieur. Elle peut aussi correspondre à la fusion/solidification d'une zone sans ailettes qui augmente la résistance thermique globale et tend à faire se stabiliser les températures situées en amont du front de fusion/solidification.
- L'augmentation/réduction de la température jusqu'à une température de stabilisation, proche de la température d'injection.

Dans les échangeurs ne bloquant pas les mouvements de MCP liquide, la répartition des courbes de températures en fonction de la position axiale pour la configuration verticale et angulaire pour la configuration horizontale est influencée par la convection naturelle. La convection naturelle permet notamment d'homogénéiser les températures dans le MCP liquide en début de décharge, inversant la stratification thermique en décharge par le haut dans les échangeurs à tube lisse ou retardant la solidification des zones supérieures de l'échangeur à faisceau de tubes en décharge à l'horizontale. Elle apporte en outre du MCP liquide chaud dans les zones supérieures de l'échangeur en charge par le bas et permet de rogner la couche de solide superficielle de haut et bas et non de bas en haut. La convection naturelle est donc à prendre en compte dans l'analyse des performances de chaque configuration d'injection.

L'expansion volumique à la fusion ou la contraction volumique à la solidification influencent également la répartition axiale (pour la position verticale) et angulaire (pour la position horizontale) des courbes de température. L'augmentation ou la baisse du niveau liquide permet l'apparition d'un deuxième front de fusion/solidification évoluant de haut en bas dans l'échangeur et ce même dans le design à ailettes circulaires où les mouvements de liquide sont pourtant cloisonnés entre deux ailettes et le long de l'hélice.

Pour sélectionner la meilleure configuration d'injection, plusieurs critères sont pris en compte comme :

- Le temps d'essai qui doit souvent être le plus court possible pour garantir une puissance thermique suffisante
- L'évolution du front de fusion/solidification de type piston pour simplifier la gestion thermique des réservoirs de stockage. L'avancée régulière du front permet d'une part de limiter les contraintes mécaniques dans l'échangeur, notamment celles liées à l'expansion volumique et rend possible le contrôle du niveau de charge/décharge lors d'une charge/décharge partielle.
- Pour les mêmes raisons, une répartition de la température assez marquée en fonction de la position axiale sera préférée. Dans un système sans visualisation, la simple analyse des courbes de température permettra ainsi de connaître la position du front de fusion/solidification et l'état de charge/décharge du réservoir.
- Enfin, les décharges utilisant un maximum de surface d'échange sans la création de vides permettent un meilleur échange lors de la charge suivante.

*Pour toutes ces raisons, la charge par le haut et la décharge par le bas sont sélectionnées.*

L'analyse qualitative des phénomènes de transfert thermique dans différents échangeurs a ainsi permis de comprendre l'impact non négligeable de la convection naturelle mais aussi de l'expansion/rétreint volumique. La mise en évidence de ces mouvements de liquides et de leur influence sur les fronts de fusion/solidification a mené à la sélection de configurations d'injection préférentielles. Afin de valider le comportement du liquide en charge par le haut et en décharge par le bas, une étude numérique a été réalisée dans le design où les mouvements de convection naturelle sont prépondérants : le faisceau de tubes. Cette analyse numérique est présentée dans le chapitre IV.

Par ailleurs, l'analyse qualitative présentée dans ce chapitre expérimental ne permet pas de comparer les échangeurs entre eux. Bien que les essais aient été réalisés avec des paramètres expérimentaux les plus proches possibles, les conditions limites ne sont pas identiques entre les différents essais. Trop de divergences dans les températures initiales, les géométries et les métaux utilisés sont à déplorer. Les courbes de fluide caloporteur habituellement utilisées pour comparer les échangeurs entre eux n'apportent, par ailleurs, pas suffisamment d'informations sur les puissances échangées et l'énergie stockée étant donné le niveau d'incertitude trop grand sur le profil de température en régime laminaire. Ainsi, pour comparer les échangeurs entre eux une analyse quantitative prenant en compte les différences entre les géométries, les températures d'injection et températures initiales est proposée et sera décrite dans le chapitre V.



# Chapitre IV : Modélisation du changement de phase solide - liquide

Dans le chapitre précédent, une analyse expérimentale du changement de phase dans différents échangeurs et pour différentes configurations d'injection a été réalisée. Des critères de sélection ont permis de déterminer les configurations d'injection préférentielles, l'injection par le haut à la charge et l'injection du froid par le bas à la décharge. Des tendances sur la convection naturelle et l'expansion/rétreint volumique ont été mises en évidence. Il convient maintenant de valider ces remarques au moyen d'un modèle CFD de fusion/solidification dans la géométrie à faisceau de tubes, section d'essais où les mouvements de liquides sont prépondérants.

Pour ce faire, différents calculs ont été réalisés en tenant compte des conditions expérimentales comme les températures d'injection transitoires, les pertes thermiques avec l'extérieur ou encore les profils de vitesse dans chacun des tubes. L'influence de la convection naturelle et des pertes thermiques est analysée pour chaque essai.

## 1. Objectifs

Après avoir établi dans le chapitre précédent que la convection naturelle jouait un rôle non négligeable dans l'amélioration du transfert thermique, ce chapitre a pour objectif de quantifier l'importance de ce phénomène en regard de la conduction mais aussi de comprendre quelle est son influence sur les formes des fronts de fusion/solidification.

Pour cette étude, c'est la géométrie à faisceau de tubes en inox qui est sélectionnée car c'est dans cette géométrie que les mouvements de liquide sont les plus prépondérants comme expliqué dans le chapitre précédent. De plus, aucune simulation du changement de phase dans un faisceau de tubes en trois dimensions n'a été recensée dans la littérature.

Un état de l'art sur les modèles de changement de phase solide-liquide est réalisé succinctement afin de sélectionner le modèle adéquat pour cette thèse. Ce modèle numérique est ensuite appliqué au cas de la charge par le haut et de la décharge par le bas dans la section d'essais et validé par les résultats expérimentaux. Ce modèle apporte des informations quant à l'importance de la convection naturelle ou de l'expansion/rétreint volumique.

## 2. Etat de l'art sur la modélisation du changement de phase solide-liquide

### 2.1. Problème simple du changement de phase

Le problème simple du changement de phase solide-liquide consiste en la résolution des équations de transfert de chaleur entre un fluide caloporteur, une paroi en métal et du MCP, tout en tenant compte des variations de propriétés induites par la fusion/solidification du matériau. La difficulté réside ainsi dans la non-linéarité des propriétés physiques et des équilibres énergétiques à l'interface solide-liquide et dans le déplacement de cette interface au cours du temps. C'est pourquoi, peu de méthodes analytiques ont pu résoudre de tels systèmes et cela a laissé place à nombres d'algorithmes numériques basés sur les différences finies, les volumes finis, les éléments finis et plus récemment sur les éléments finis de frontière [118].

Toutes ces méthodes peuvent être classées en deux groupes :

- Les méthodes suivant l'interface. Cette première approche considère l'équation de l'énergie séparément pour le domaine avec la phase solide et le domaine avec la phase liquide. Le processus de changement de phase est alors pris en compte à travers les conditions limites de l'interface qui se déplace au cours du temps et par conséquent entraîne la modification des domaines occupés par les deux phases. Ces méthodes requièrent parfois l'utilisation de schémas numériques avec maillage mobile afin de connaître la position exacte de l'interface à chaque pas de temps
- Les méthodes à domaine fixe. Cette seconde approche propose un seul lot d'équations bilans pour les deux phases. Le processus de changement de phase est alors pris en compte à travers un saut de la quantité de mouvement construit grâce à différentes combinaisons des termes transitoire, convectif, diffusif et source. Les schémas de discrétisation s'appliquent sur un maillage fixe, ce qui permet de gérer la non-linéarité du problème.

Les différentes méthodes sont recensées dans le Tableau IV-1.

**Tableau IV-1 : Différents modèles numériques classés en deux catégories : modèles suivant l'interface et modèles avec domaine fixe [118]**

Méthodes suivant l'interface	Méthodes à domaine fixe
Maillage fixe, différences finies	Méthode avec formulation enthalpique
Maillage variable, différences finies	Capacité calorifique apparente
Maillage mobile, éléments finis	Capacité calorifique apparente avec correction post-itérative
Éléments mobiles aux frontières	

Les méthodes suivant l'interface ne sont pas sélectionnées dans le cadre de cette étude et seront donc décrites brièvement en s'appuyant sur la synthèse réalisée par S.R. Idelsohn *et al.* en 1994 [118]. La méthode de la formulation enthalpique et tout particulièrement le modèle de Voller sera au contraire décrite plus précisément car elle sert de base à notre modèle.

### 2.1.1. Les méthodes suivant l'interface

#### Différences finies avec maillage fixe

Les différences finies permettent d'approximer les dérivées par des quotients finis appliqués sur les mailles d'un réseau structuré. L'interface mobile se situera en général entre deux nœuds consécutifs. Ainsi, les formules de différences finies des nœuds voisins peuvent être explicitement modifiées afin de prendre en compte l'effet du changement de phase.

#### Différences finies avec maillage mobile

Dans cette méthode, l'interface est toujours située sur un nœud. Par conséquent, à mesure que l'interface se déplace, le maillage se déforme. Le nombre de nœuds entre la limite du domaine et l'interface est gardé constant. Les deux méthodes avec différences finies sont efficaces pour résoudre des problèmes unidimensionnels grâce à la simplicité inhérente à l'algorithme pour adapter le maillage. Au contraire, leur utilisation pour des problèmes multidimensionnels est considérablement plus complexe.

#### Éléments finis mobiles

Les éléments finis se basent sur une forme plus « faible » des équations bilans. Celle-ci est obtenue en pondérant par une fonction arbitraire les équations différentielles partielles et la condition limite naturelle et en appliquant le théorème de la divergence de Gauss. La forme

simplifiée résultante ne présente que des dérivées du premier ordre aussi bien pour les fonctions aléatoires que pour le champ de température permettant un degré de continuité entre des éléments adjacents.

### Eléments mobiles aux frontières

Si les propriétés thermiques sont considérées comme constantes et homogènes (non dépendantes de la position) dans les deux phases, alors la seule source de non-linéarité est associée à l'interface mobile. En conséquence, il est possible de condenser le problème à la seule étude des deux phases au moyen de fonctions de Green appropriées, réduisant les champs inconnus à leur projection sur les frontières, en incluant les parties mobiles.

Ces méthodes présentent des avantages et des inconvénients présentés ci-dessous :

Avantages :

- La position de l'interface est explicitement calculée à chaque pas de temps
- La discontinuité des gradients de température à travers l'interface peut être mieux prise en compte
- Ces méthodes sont en général des algorithmes puissants et efficaces puisqu'elles sont orientées et codées pour un problème particulier

Inconvénients :

- Une solution de départ est nécessaire.
- Les zones de transition entre phase liquide et solide ne peuvent pas être incluses.
- L'interface doit être lisse et régulière, les modèles suivant l'interface ne sont ainsi pas adaptés à la modélisation de la convection naturelle.
- Ces méthodes ne permettent pas de traiter des évolutions complexes de l'interface, par exemple, l'apparition ou la disparition d'une phase.

Ce dernier point amène à nous intéresser aux méthodes à domaine fixe pour modéliser des cas plus complexes en tenant compte des spécificités de la géométrie, comme dans le cas du faisceau de tubes.

#### 2.1.2. Les méthodes avec domaine fixe

Les méthodes à domaine fixe consistent à résoudre une seule équation différentielle partielle dans tout le domaine (solide + liquide) en considérant l'interface comme résultante du calcul.

L'équation de l'énergie pour un système avec changement de phase peut être écrite selon l'équation (IV-1).

$$\rho \left[ \frac{\partial h}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v}h) \right] = \nabla \cdot q - S \quad (IV-1)$$

Avec

$\frac{\partial h}{\partial t}$	Terme instationnaire
$\nabla \cdot (\vec{v}h)$	Transport convectif de l'énergie
$\nabla \cdot q$	Flux diffusif de l'énergie thermique
$S$	Termes sources

### Méthode enthalpique de Voller

La méthode enthalpique de Voller est actuellement la plus utilisée pour modéliser le changement de phase. Des logiciels commerciaux comme Fluent ont d'ailleurs codé un module de changement de phase solide/liquide en se basant sur cette méthode. En utilisant le modèle enthalpique, le problème de changement de phase devient plus simple et présente les avantages suivants [119] :

- L'équation qui le gouverne est équivalente à l'équation avec une phase unique
- Il n'y a pas de condition à satisfaire à l'interface
- La formulation enthalpique admet une zone de mélange entre les deux phases et permet de suivre plus précisément le front de fusion/solidification

On peut détailler les équations bilans de la façon suivante.

*Conservation de la masse*

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (IV-2)$$

*Conservation de la quantité de mouvement*

$$\rho \left( \frac{\partial v_x}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v} v_x) \right) = \nabla \cdot (\mu \nabla v_x) - \frac{\partial P}{\partial x} + S_x \quad (IV-3)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v_y}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v} v_y) \right) = \nabla \cdot (\mu \nabla v_y) - \frac{\partial P}{\partial y} + S_y \quad (IV-4)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v_z}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v} v_z) \right) = \nabla \cdot (\mu \nabla v_z) - \frac{\partial P}{\partial z} + S_z \quad (IV-5)$$

La prise en compte du changement de phase est faite grâce à un modèle de porosité qui considère la zone en transition comme une zone poreuse dont la fraction liquide est comprise entre 0 et 1. La fraction liquide intervient au niveau de la quantité de mouvement grâce au terme source  $\vec{S}$  (équation (IV-6)) et permet d'annuler la quantité de mouvement lorsque le MCP est solide, c'est-à-dire quand la fraction liquide est égale à 0.

$$\vec{S} = \frac{M(1-f)^2}{f^3 + c} \vec{v} \quad (IV-6)$$

Avec  $\vec{S}$ , terme source qui s'exprime grâce à la fraction liquide  $f(T)$  et à un nombre très petit  $c$  pour éviter la division par zéro. La constante  $M$  est appelée constante de Mushy ou de mélange et détermine la rapidité avec laquelle la vitesse est réduite à zéro lorsque le MCP passe en phase solide. Cette constante est généralement située entre  $10^5$  et  $10^7$ .

Pour modéliser la convection naturelle, il est nécessaire d'introduire une dépendance de la masse volumique à la température. L'approximation de Boussinesq (équation (IV-7)) est utilisée.

$$\rho = \rho_0(1 - \beta(T - T_0)) \quad (IV-7)$$

En tenant compte de la convection naturelle et du modèle porosité enthalpie, l'équation de la quantité de mouvement s'écrit comme présenté dans l'équation (IV-8).

$$\rho \left( \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v} \vec{v}) \right) = -\nabla \vec{P} + \nabla \cdot (\mu \nabla \vec{v}) - \rho \vec{g} \beta (T - T_0) + \vec{S} \quad (IV-8)$$

*Conservation de l'énergie*

L'équation de la conservation de l'énergie peut s'écrire selon les équations (IV-9) et (IV-10).

$$\rho \frac{\partial h(T)}{\partial t} + \nabla h(T) \rho \vec{v} - \nabla \cdot (D \nabla h(T)) + S = 0 \quad (IV-9)$$

$$\rho \frac{\partial h(T)}{\partial t} + \nabla h(T) \rho \vec{v} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) - S \quad (\text{IV-10})$$

Les systèmes subissant un changement de phase ont une enthalpie totale égale à la somme de l'énergie sensible  $h_{\text{sensible}}(T)$  et de l'énergie latente  $h_{\text{latent}}(T)$  comme présenté dans l'équation (IV-11).

$$h(T) = h_{\text{sensible}}(T) + h_{\text{latent}}(T) \quad (\text{IV-11})$$

La chaleur sensible  $h_{\text{sensible}}(T)$  correspond à l'énergie stockée sous forme d'élévation de la température du matériau solide ou liquide et peut être exprimée grâce à l'équation (IV-12).

$$h_{\text{sensible}}(T) = \int_{T_{\text{initial}}}^{T_{\text{fusion}}} C_{p,S} dT + \int_{T_{\text{fusion}}}^{T_{\text{final}}} C_{p,L} dT \quad (\text{IV-12})$$

La part d'énergie latente  $h_{\text{latent}}(T)$  représente l'énergie accumulée par le matériau durant son changement de phase et peut s'exprimer selon l'équation (IV-13).

$$h_{\text{latent}}(T) = f(T) \Delta h_{S-L} \quad (\text{IV-13})$$

Avec

$f(T)$  Fraction liquide à la température T

- $f(T) = 0$  quand le matériau est solide, si  $T < T_{\text{solidus}}$
- $f(T) = 1$  quand le matériau est liquide, si  $T > T_{\text{liquidus}}$
- $0 < f(T) = \frac{T - T_{\text{solidus}}}{T_{\text{liquidus}} - T_{\text{solidus}}} < 1$  lorsque le matériau change de phase

si  $T_{\text{solidus}} < T < T_{\text{liquidus}}$

Si les équations (IV-12) et (IV-13) sont recombinaées dans l'équation de conservation d'énergie, en négligeant les termes sources, on obtient alors l'équation-bilan (IV-14).

$$\rho \left[ \frac{\partial h_{\text{sensible}}(T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v} h_{\text{sensible}}(T)) + \Delta h_{S-L} \frac{\partial f(T)}{\partial t} + \Delta h_{S-L} \nabla \cdot (\vec{v} f(T)) \right] = \nabla \cdot q \quad (\text{IV-14})$$

La chaleur sensible et la fraction liquide sont alors reliées par l'équation (IV-14) et des itérations entre l'équation de conservation d'énergie et l'équation de la fraction liquide  $f(T) = \frac{T - T_{\text{solidus}}}{T_{\text{liquidus}} - T_{\text{solidus}}}$  permettent de déterminer la température.

### Capacité calorifique apparente

Dans cette méthode, la principale variable est la température et la stratégie est d'inverser l'équation de conservation d'énergie afin de la rendre dépendante de la température. La capacité calorifique est elle-aussi dépendante de la température, quasi-constante lorsque le MCP est solide ou liquide et afin de prendre en compte le changement de phase, une augmentation brusque du Cp est ajoutée au niveau de la température de fusion. La chaleur latente de fusion est donc comprise dans la capacité calorifique apparente du matériau.

Le problème de ce genre de méthode est que le pas de temps doit être suffisamment faible afin de limiter l'avancée de l'interface et que celle-ci ne saute pas plusieurs mailles entre deux pas de temps.

### Capacité calorifique apparente avec correction post-itérative

Une autre possibilité est la combinaison de la méthode de la capacité calorifique apparente avec la méthode enthalpique. Cette solution permet d'utiliser des pas de temps plus élevés

puisqu'elle contient une correction post-itérative. Elle présente aussi l'avantage de la simplicité de la formulation avec capacité calorifique apparente.

*Ainsi pour analyser l'impact de la convection naturelle dans un système de stockage à faisceau de tubes, les méthodes suivant l'interface sont abandonnées car elles ne permettent pas de modéliser un système aussi complexe. L'étude présentée dans cette thèse se concentre donc sur la modélisation par la méthode enthalpique de Voller combinée à la méthode de capacité calorifique apparente, qui permet par ailleurs d'utiliser des pas de temps plus élevés, des domaines en trois dimensions et d'utiliser l'approximation de Boussinesq pour modéliser la convection naturelle dans le MCP liquide.*

## 2.2. Récapitulatif des modèles existants dans la littérature

Une comparaison des différentes simulations du changement de phase dans des systèmes avec surface augmentée est présentée dans le Tableau IV-2 avec à chaque fois la géométrie modélisée, le domaine utilisé (deux ou trois dimensions), le type de modèle (Voller, analytique, domaine suivant l'interface), le type de MCP utilisé et le type d'essais (fusion ou solidification ou les deux).

On peut remarquer que la plupart des simulations se basent sur une formulation enthalpique inspirée de la méthode de Voller. Quelques études avec méthode suivant l'interface ou encore méthode analytique ont été réalisées en conduction pure pour le cas de la solidification. Ces méthodes ne sont cependant pas aussi précises que celle de Voller. Elles permettent toutefois d'approcher un temps d'essai ou d'approximer très rapidement les performances d'un échangeur avec MCP et pourront être implémentées dans une modélisation système sur un procédé transitoire. Quant à la méthode de Voller, elle permet de mettre en évidence des phénomènes et de comprendre les transferts thermiques dans les MCP. Ces simulations sont souvent plus précises que les simulations analytiques. Il est également possible d'en extraire une fonction de transfert pour passer à l'échelle système et analyser les performances globales d'un ensemble.

Le Tableau IV-2 permet aussi de mettre en exergue les cas qui n'ont pas été étudiés. Pour les cas à la verticale, on peut voir que la majeure partie des études se concentrent sur l'étude de la solidification autour des ailettes, que ce soit pour les ailettes transverses ou les ailettes longitudinales. Il y a peu d'études en fusion, et encore moins avec prise en compte de la convection naturelle, à part celle réalisée par J.N.W. Chiu et al [99]. La convection naturelle joue pourtant un rôle d'intensificateur thermique à la fusion comme expliqué dans le chapitre III, tout particulièrement pour les échangeurs avec ailettes longitudinales

Outre l'effet de la convection naturelle, aucune simulation de la littérature ne tient compte de l'expansion volumique du MCP à la fusion. Ce phénomène n'a pas été quantifié et sa contribution à l'amélioration du transfert thermique n'a pas été mesurée. L'expansion volumique est pourtant un phénomène non négligeable lors de la charge mais aussi à la décharge. A ce jour, un seul modèle couplant la méthode enthalpique de Voller à un modèle Volume of Fluid (VOF) est capable de calculer la dépression induite par la contraction volumique à la solidification d'un MCP dans un réservoir de stockage vertical [120].

Par ailleurs, une seule étude en trois dimensions est présentée par J. Kragbaek *et al.* [98] pour les cas à l'horizontale avec ailettes circulaires. Les études en trois dimensions, plus complexes, sont nécessaires lorsque les essais sont réalisés à l'horizontale mais également lorsque les géométries ne sont pas axisymétriques comme dans le cas de la section d'essais à faisceau de tubes. Pourtant, aucune étude n'est recensée en trois dimensions pour cette section d'essais.

*En résumé, les modèles déjà proposés dans la littérature sont majoritairement basés sur le modèle de Voller. Les résultats sont la plupart du temps obtenus en ne tenant compte que du transfert thermique par conduction dans le MCP, or la convection naturelle a un rôle non négligeable surtout à la charge. De plus, lorsqu'elle est prise en compte, la convection naturelle n'est pas forcément analysée sur une portion d'échangeur suffisamment grande pour voir l'impact des mouvements de recirculation sur la forme des fronts de fusion. Par ailleurs, ces modèles n'ont pas toujours été validés sur des résultats expérimentaux.*

Tableau IV-2 : Comparaison des simulations du changement de phase dans des échangeurs avec ailettes et tube lisse

Géométrie	MCP	T <sub>fusion</sub> (°C)	Méthode	Dimensions	Essai et orientation	Convection Naturelle	Validation expérimentale	Auteurs	Année
Ailettes circulaires	KNO <sub>3</sub> -NaNO <sub>3</sub>	221	Enthalpique	1D	Solidification horizontale	Non	Non	[98]	2012
Ailettes circulaires	KNO <sub>3</sub> -NaNO <sub>3</sub>	221	Enthalpique	2D	Solidification horizontale	Oui	Non	[98]	2012
Ailettes circulaires	KNO <sub>3</sub> -NaNO <sub>3</sub>	221	Enthalpique	3D	Solidification horizontale	Oui	Non	[98]	2012
Ailettes circulaires	KNO <sub>3</sub> -NaNO <sub>3</sub>	221	Suivant l'interface	quasi-1D	Solidification horizontale	Non	Non	[98]	2012
Ailettes circulaires	KNO <sub>3</sub> -NaNO <sub>3</sub>	221	Analytique	quasi-1D	Solidification horizontale	Non	Non	[121]	2013
Ailettes circulaires	Hydrate de sel	21	Enthalpique	2D	Solid./fusion verticale	Non	Oui	[99]	2012
Ailettes circulaires sur tube en U	paraffine	36-38	Enthalpique	2D	Solid./fusion verticale	Oui	Non	[114]	2013
Ailettes circulaires	RT55	51-56	Entropique	2D	Solid./fusion verticale	Oui	Non	[122]	2013
Ailettes longitudinales en aluminium	paraffine	46-48	Enthalpique	2D	Fusion horizontale	Oui	Oui	[104]	2012
Ailettes longitudinales en cuivre	RT82	77-85	Enthalpique	2D	Solidification horizontale	Oui	Oui	[102;123;124]	2013
Ailettes longitudinales	RT60	58-60	Enthalpique	2D	Solidification verticale	Non	Oui	[125]	1997
Ailettes longitudinales	paraffine	55-57	Enthalpique	2D	Solidification verticale	Non	Oui	[126]	2001
Tube lisse	KNO <sub>3</sub> -NaNO <sub>3</sub>	221	Enthalpique	2D	Solidification horizontale	Oui	Non	[98]	2012

### 3. Modélisation du changement de phase solide-liquide

L'étude numérique proposée dans ce chapitre permet d'investiguer les effets de la convection naturelle dans le MCP liquide en trois dimensions aussi bien lors d'une charge par le haut que lors d'une décharge par le bas dans la section d'essais à faisceau de tubes.

#### 3.1. Présentation du modèle

La modélisation est basée sur un calcul transitoire permettant d'observer et d'analyser le changement de phase de la paraffine RT35-HC grâce au module solidification/melting du logiciel commercial de CFD (Computational Fluid Dynamics) « Fluent » basé sur le modèle enthalpie-porosité de Voller détaillé au paragraphe 2.1.2.

La modélisation est réalisée en deux approches, présentées schématiquement sur la Figure IV-1, pour les deux parties de l'échangeur : le distributeur-injecteur et la partie avec MCP

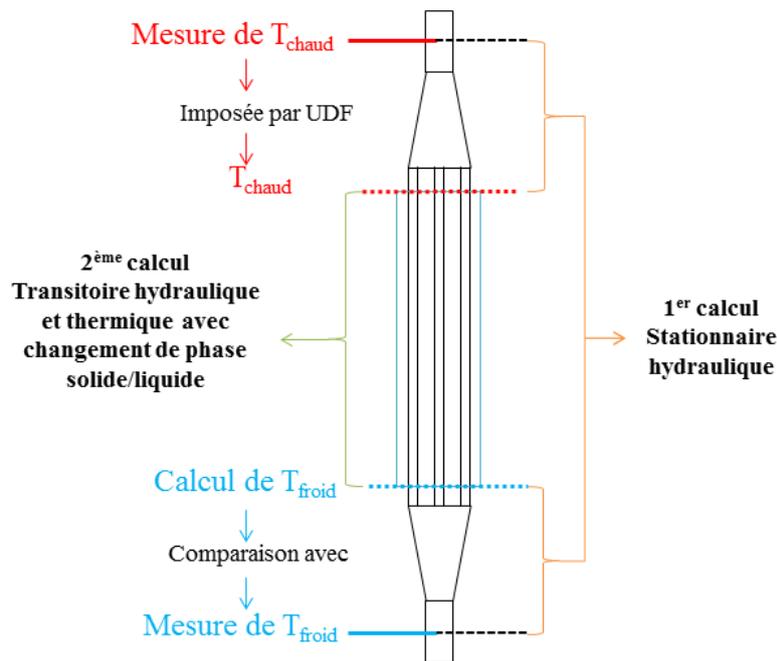


Figure IV-1 : Schéma de présentation de la modélisation réalisée sur Fluent avec la section d'essais à faisceau de tubes

Dans un premier temps, un calcul en régime stationnaire est réalisé sur la mécanique des fluides du système de distribution afin de prédire le profil de vitesse de l'eau en entrée de la section d'essais. Ces profils de vitesses sont ensuite codés sous forme d'UDF, User Defined Function et intégrés dans le calcul transitoire avec changement de phase. La géométrie utilisée est le distributeur complet en trois dimensions. Le détail du calcul et les résultats obtenus sont présentés dans le paragraphe 3.5.1.

Un calcul transitoire thermique et mécanique est réalisé dans un second temps pour calculer le changement de phase de la paraffine RT35-HC dans la section d'essais à faisceau de tubes. Le module de solidification/melting de Fluent, basé sur les équations de Voller est appliqué dans ce cas. Les méthodes de discrétisation des équations utilisées sont les mêmes que celles utilisées dans le précédent modèle développé au CEA [117]. La convection naturelle dans le MCP liquide est prise en compte grâce à l'approximation de Boussinesq présentée précédemment. Le calcul est détaillé dans les trois paragraphes suivants.

### 3.2. Géométrie

La géométrie étudiée est une portion de l'échangeur en trois dimensions. Le domaine d'étude a été réduit à un douzième de la géométrie afin de limiter les temps de calcul. Le domaine résultant est présenté sur la Figure IV-2. Le schéma a) est une vue 3D de la coupe de la section d'essais utilisée pour le modèle, une vue de face de cette coupe est visible sur le schéma b) tandis que la vue 3D du domaine modélisé est présentée sur le schéma c).

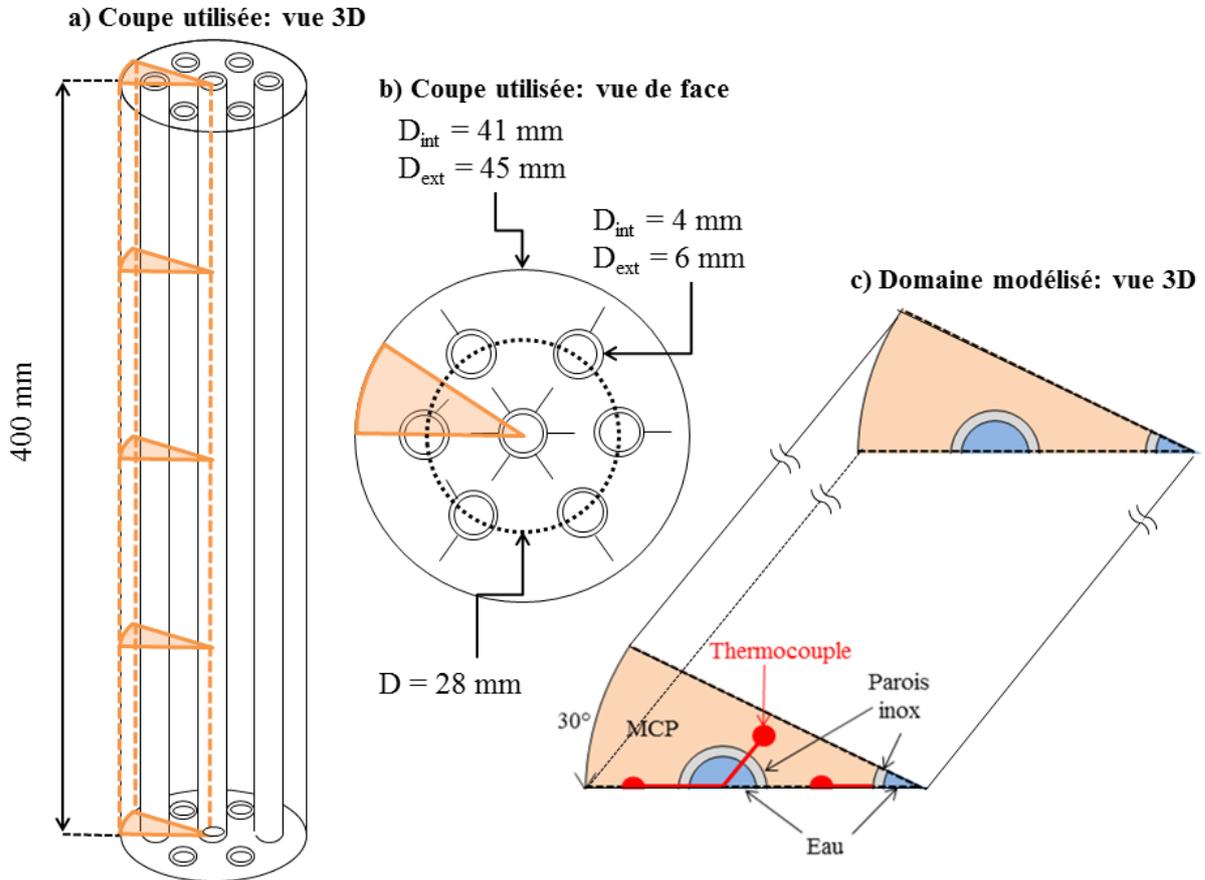


Figure IV-2 : Présentation du domaine utilisé pour la modélisation du changement de phase solide-liquide dans la section d'essais à faisceau de tubes

Pour comparer les résultats numériques aux résultats expérimentaux, un certain nombre de points sont définis dans le domaine d'où sont extraites des températures numériques transitoires. Les coordonnées cartésiennes exactes des points numériques sont précisées en Annexe IV-1. Ces points sont représentés sur la Figure IV-2 par les ronds rouges. Le point le plus à droite correspond aux thermocouples de la zone située autour du tube central, celui du milieu correspond aux thermocouples dans la zone entre les tubes extérieurs et celui le plus à gauche correspond aux thermocouples de la zone périphérique.

Les températures numériques relevées sont comparées aux températures expérimentales moyennes dans ces zones pour une position axiale donnée comme on peut le voir sur la Figure IV-3.

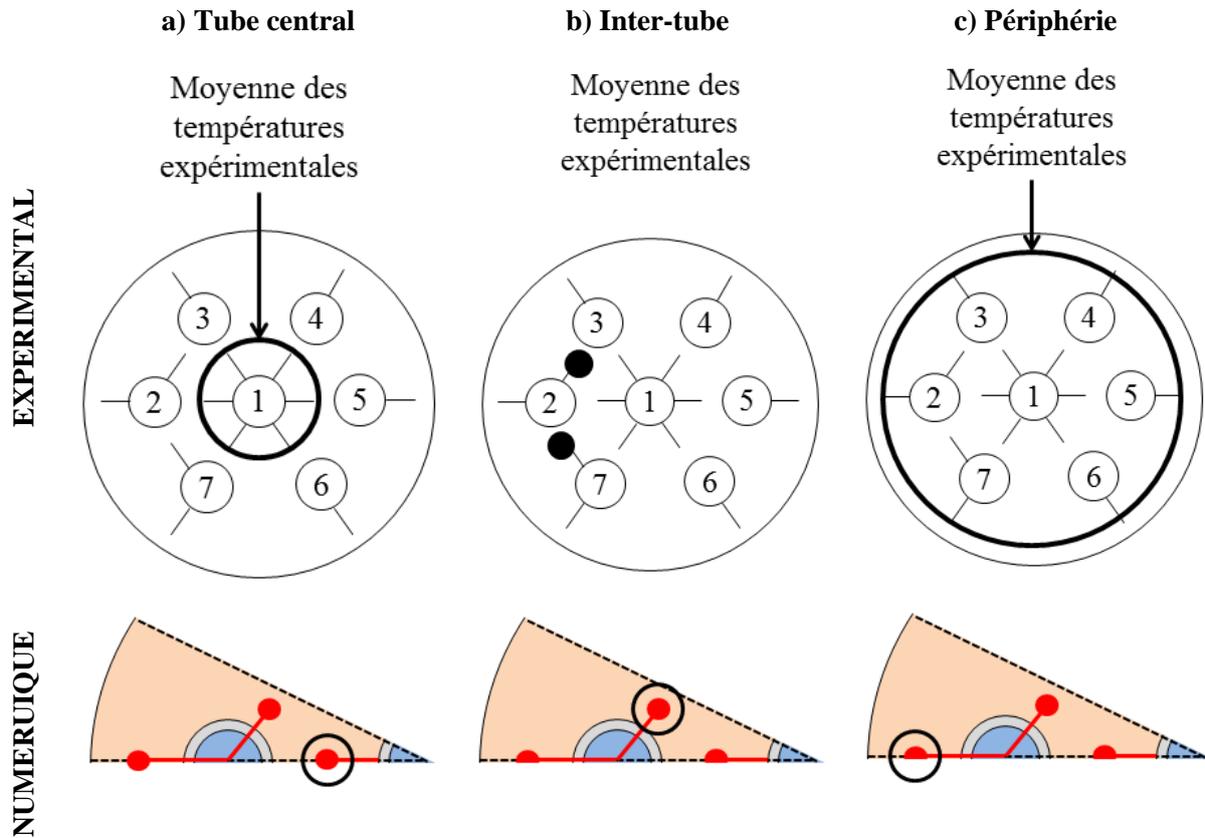
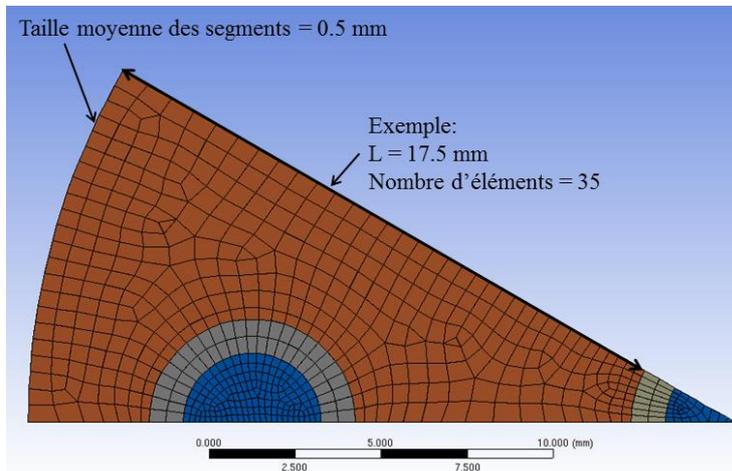


Figure IV-3 : Position des thermocouples utilisés pour les comparaisons des températures expérimentales et numériques

### 3.3. Maillage

Le maillage est réalisé par un balayage c'est-à-dire que le maillage surfacique de la face principale est extrudé dans la longueur. Pour réaliser le maillage surfacique présenté sur la Figure IV-4, les éléments ont une taille de segment moyenne de 0.5 mm dans le MCP, ce qui est raisonnable pour observer les phénomènes de transfert thermique sans avoir un nombre d'éléments trop grand, afin de limiter les temps de calcul.

#### Maillage en charge, vue de face



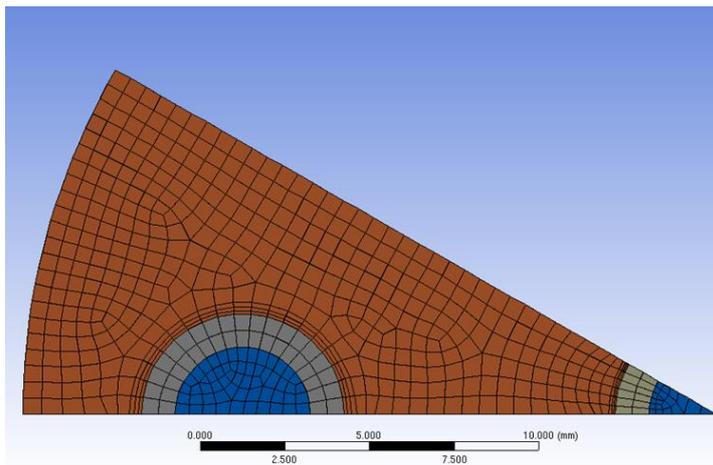
Mailles: 123380

Min orthogonal quality: 0.75

Max Aspect Ratio: 28.1

Taille éléments longueur: 2 mm

#### Maillage en décharge, vue de face



Mailles: 230223

Minimal orthogonal quality: 0.76

Maximal Aspect Ratio: 21.1

Taille éléments longueur: 1 mm

**Figure IV-4 : Détails du maillage surfacique utilisé en charge et en décharge pour la section d'essais à faisceau de tubes et caractéristiques correspondantes**

Les éléments en trois dimensions sont obtenus par balayage du maillage surfacique en imposant un nombre de divisions sur la longueur. En charge, où la convection naturelle s'établit de manière progressive au fur et à mesure du calcul, la section d'essais a été coupée en 200 divisions de sorte que la hauteur des éléments fasse 2 mm. En décharge, ce maillage a été affiné pour obtenir des hauteurs d'éléments de 1 mm étant donné que la convection naturelle apparaît dès le début de l'essai et peut venir perturber le démarrage du calcul. C'est aussi pour cette raison que le maillage surfacique utilisé en décharge est raffiné autour de la surface extérieure des tubes. Des éléments de qualité de maillage sont aussi précisés sur cette figure.

### 3.4. Propriétés thermo-physiques des matériaux

#### 3.4.1. Paraffine RT35-HC

La résolution du système d'équations de la continuité, de la quantité de mouvement et de l'énergie sur la partie MCP implique de connaître précisément les propriétés thermo-physiques de la paraffine. Dans le modèle de Voller, l'évolution de l'énergie est liée à la relation entre l'enthalpie spécifique et la température. Pour un corps pur, l'évolution de l'enthalpie spécifique au moment du changement d'état est brusque et discontinue et est donc associée à une seule température,  $T_{\text{fusion}}$ . Pour les mélanges de produits, au contraire, l'évolution de cette enthalpie se fait sur une plage de température et l'enthalpie spécifique est donc une fonction continue augmentant d'une valeur d'énergie associée à la chaleur latente du matériau, comme présenté sur la Figure IV-5.

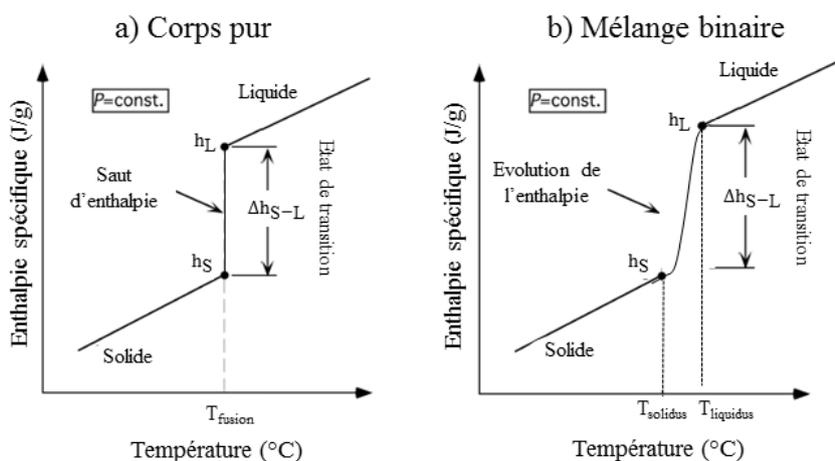


Figure IV-5 : Forme de la courbe d'enthalpie spécifique en fonction de la température lors du changement de phase d'un corps pur a) et d'un mélange binaire b)

Dans le modèle de Voller [119], l'évolution de l'enthalpie lors de la transition solide-liquide est considérée comme linéaire et dépendant uniquement de la fraction liquide, elle-même définie par les températures de début ( $T_{\text{solidus}}$ ) et de fin de changement de phase ( $T_{\text{liquidus}}$ ) comme présenté précédemment dans l'équation (IV-16).

$$f(T) = \frac{T - T_{\text{solidus}}}{T_{\text{liquidus}} - T_{\text{solidus}}} \quad (\text{IV-15})$$

Comme déjà observé dans le chapitre III, la courbe d'enthalpie spécifique du RT35-HC n'a pas le comportement d'une courbe obtenue pour un corps pur. L'enthalpie spécifique se rapproche plutôt de la courbe d'un mélange binaire. Pour une meilleure répartition de l'enthalpie spécifique en fonction de la température, la modélisation proposée contourne le modèle de Voller en intégrant une courbe de capacité calorifique équivalente au moment du changement d'état. L'aire sous la courbe de capacité calorifique équivalente représente la chaleur latente et la plage de température permet de définir  $T_{\text{solidus}}$  et  $T_{\text{liquidus}}$ .

La difficulté réside donc dans la détermination de la courbe de capacité calorifique équivalente la plus représentative du produit qui soit. Comme déjà détaillé au chapitre III, la courbe de capacité calorifique équivalente de la paraffine RT35-HC est mesurée grâce à un appareil micro-DSC-7. D'autres mesures ont été réalisées sur un calorimètre C80 (de la marque Setaram) où des masses d'échantillon dix fois plus grandes, d'environ 3-4 g, sont engagées. Le C80 ne permet pas de mesurer la capacité calorifique équivalente en solidification. Les différentes courbes de capacité calorifique mesurées sur un C80 et le micro-DSC-7 pour trois vitesses de chauffe différentes sont présentées sur la Figure IV-6.

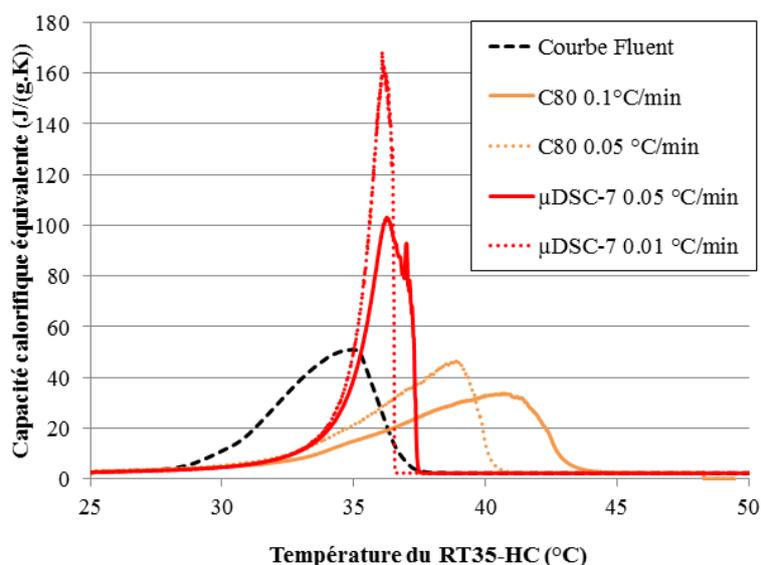
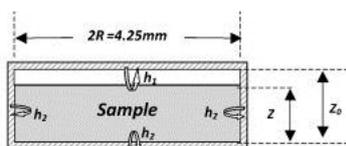


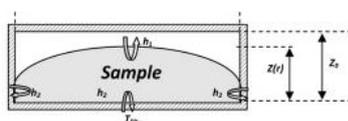
Figure IV-6 : Capacité calorifique équivalente de la paraffine RT35-HC pour différentes vitesses de chauffe et mesurées sur le C80 (en orange) et le micro-DSC-7 (en rouge). La courbe noire est celle utilisée dans Fluent

Dans un premier temps, on note que les courbes obtenues avec le C80 sont plus étalées en température que les courbes obtenues avec le micro-DSC-7. Par ailleurs, les courbes obtenues avec l'appareil micro-DSC-7 ont plutôt une forme de pic alors que les courbes obtenues avec le C80 ont plutôt une forme de gaussienne. L'aire sous la courbe reste la même mais l'étalement en température est différent. Une des raisons expliquant cette différence est la quantité de produit engagée. Dans le micro-DSC-7, la quantité de produit est dix fois inférieure à celle utilisée sur le C80, ce qui peut modifier l'étalement en température de la courbe de capacité calorifique équivalente. Par ailleurs, une étude réalisée par Kousksou *et al.* [127] a montré que la proportion d'air en fonction de la quantité de MCP dans le creuset de mesure et la répartition du produit dans ce creuset influencent considérablement les courbes de capacité calorifique équivalente comme on peut le voir sur la Figure IV-7.

Cellule A



Cellule B



Cellule C

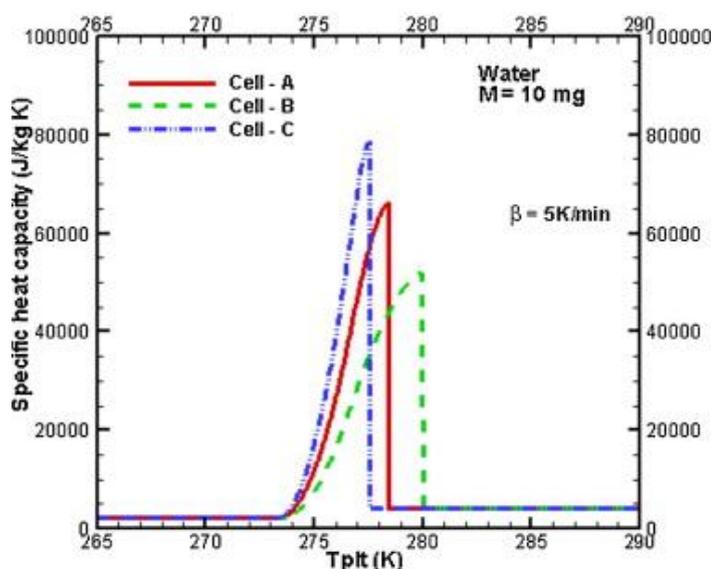
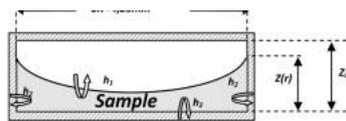
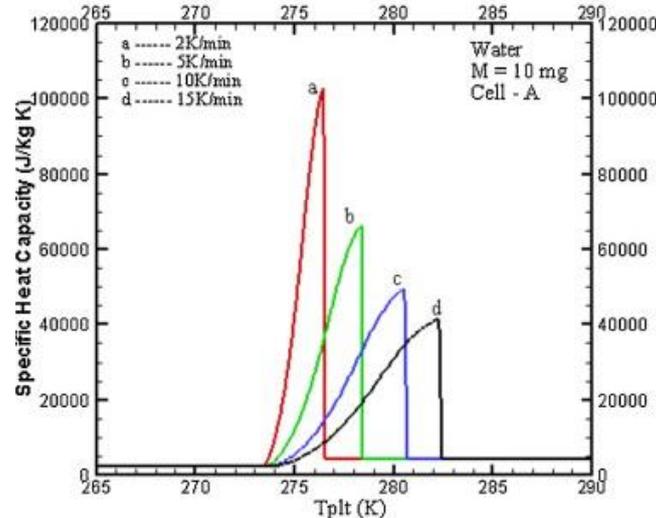


Figure IV-7 : Différences observées sur la forme des courbes de capacité calorifique équivalente en fonction de la répartition du produit dans le creuset de mesure [127]

La différence de forme de courbe entre les deux appareils peut donc s'expliquer par la répartition du MCP dans chacun des creusets. Pour le micro-DSC-7 qui présente une courbe avec une forme de pic, on peut s'attendre à ce que le produit ait une répartition dans le creuset

similaire à celle présentée dans la cellule C alors que la répartition dans le creuset du C80 doit certainement être proche de celle observée dans la cellule B.

Par ailleurs, plus la vitesse de chauffe est faible, plus la courbe se rapproche de l'équilibre thermique et se décale vers des températures plus faibles, ce qui confirme les observations de Kousksou *et al.* [127], comme présenté sur la Figure IV-8. De plus, on note que plus la vitesse est faible, plus la gaussienne a tendance à se redresser et devenir symétrique.



**Figure IV-8 : Influence de la vitesse de chauffe sur la forme des courbes de capacité calorifique équivalente observée par Kousksou *et al.* [127]**

Pour rendre la courbe de capacité calorifique indépendante de la masse, de la vitesse de chauffe et de la forme de creuset, certains auteurs comme Franquet *et al.* [128] utilisent la méthode inverse et modélisent le transfert thermique se produisant dans le creuset d'une DSC et calculent les propriétés thermo- physiques du produit à partir d'un seul thermogramme. Cette technique n'a pas pu être appliquée dans le cadre de cette thèse par manque de temps.

Pour le modèle, il a fallu construire une courbe de capacité calorifique équivalente indépendante des conditions de caractérisation. Pour ce faire, il a fallu discriminer un des deux appareils de caractérisation entre le micro-DSC-7 et le C80. Etant donné que la masse engagée dans le C80 est dix fois supérieure à celle engagée dans le micro-DSC-7, elle est plus représentative du comportement du MCP dans un vrai système de stockage. C'est pourquoi, ce sont les courbes obtenues avec le C80 qui sont retenues pour la construction d'une courbe de capacité calorifique équivalente indépendante des conditions de caractérisation.

La courbe construite pour le modèle numérique est la courbe pointillée noire sur la Figure IV-6. Elle est construite à partir de l'équation d'une gaussienne centrée sur la température de changement d'état, égale à 35 °C et en conservant l'aire sous la courbe. Le cas du tube lisse a été modélisé avec cette courbe de capacité calorifique équivalente en charge par le haut/bas et décharge par le haut/bas et validé par l'expérimental [117].

Cette courbe est donc intégrée dans le module solidification/fusion de Fluent et permet à la fois de représenter la chaleur latente et aussi de définir les températures de début et de fin de changement d'état,  $T_{\text{solidus}}$  et  $T_{\text{liquidus}}$  respectivement. Pour éviter de calculer deux fois la chaleur latente dans le modèle, la chaleur latente dans le modèle Fluent est fixée à une valeur très faible (5 J/kg) mais pas à 0 pour éviter que le calcul ne diverge.

Pour le calcul de fraction liquide selon l'équation (II-7), les températures de début de changement d'état,  $T_{\text{solidus}}$ , et de fin de changement d'état,  $T_{\text{liquidus}}$ , doivent être définies dans le module solidification/fusion de fluent.  $T_{\text{solidus}}$  est définie à 35 °C et pour empêcher la division par zéro, la température de fin de changement d'état,  $T_{\text{liquidus}}$ , est fixée à une valeur légèrement plus élevée que  $T_{\text{solidus}}$  à 35.1 °C. Enfin, pour modéliser la convection naturelle

dans le MCP, l'approximation de Boussinesq est utilisée. Un coefficient de dilatation thermique est intégré et est égal à  $9.10^{-4} K^{-1}$  [129]. Les propriétés thermo-physiques de la paraffine RT35-HC sont récapitulées dans le Tableau IV-3.

Tableau IV-3 : Propriétés thermo-physiques de la paraffine RT35-HC utilisées dans le modèle [129]

Grandeur	Unité	Valeur
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	760
$C_p$	J/(kg.K)	voir Figure IV-6
$\lambda$	W/(m.K)	0.2
$\mu$	kg/(m.s)	0.00353144
$\beta$	K <sup>-1</sup>	$9.10^{-4}$
$T_{solidus}$	K	308.15
$T_{liquidus}$	K	308.25
$\Delta h_{S-L}$	J/kg	5

### 3.4.2. Eau et Inox

Les propriétés thermo-physiques de l'eau sont récapitulées dans le Tableau IV-4 et celles de l'inox dans le Tableau IV-5.

Tableau IV-4 : Propriétés thermo-physiques de l'eau utilisées dans le modèle numérique

Grandeur	Unité	Valeur
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	998.2
$C_p$	J/(kg.K)	4182
$\lambda$	W/(m.K)	0.6
$\mu$	kg/(m.s)	0.001003

Tableau IV-5 : Propriétés thermo-physiques de l'inox utilisées dans le modèle numérique

Grandeur	Unité	Valeur
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	7900
$C_p$	J/(kg.K)	500
$\lambda$	W/(m.K)	14.6

## 3.5. Conditions aux limites

### 3.5.1. Vitesse du fluide caloporteur en entrée

Avant de réaliser le calcul transitoire avec changement de phase sur la section d'essais, un calcul hydraulique en régime permanent a été fait sur le distributeur d'injection. Un schéma du distributeur avec les dimensions associées est présenté sur la Figure IV-9.

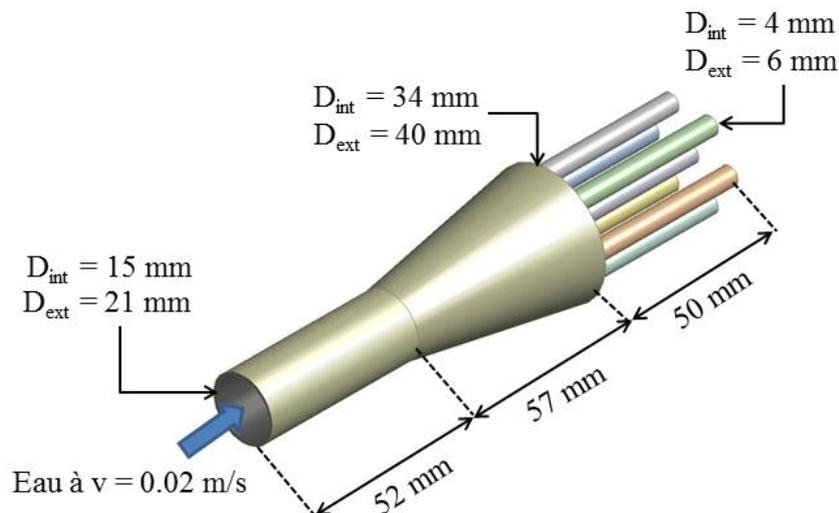
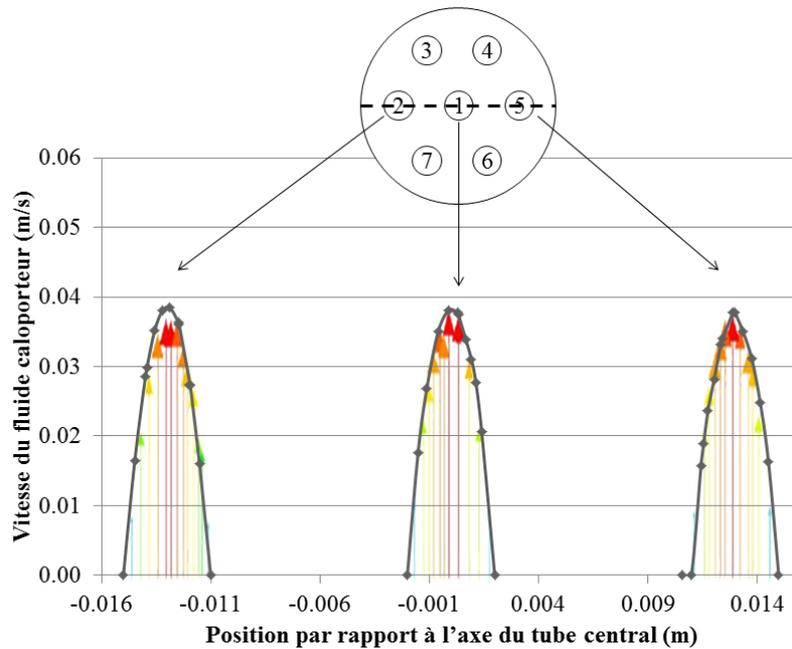


Figure IV-9 : Schéma du distributeur d'injection de la section d'essais à faisceau de tubes

Les résultats du calcul stationnaire permettent de connaître le profil de vitesse dans les tubes avant d'entrer dans la section d'essais à faisceau de tubes. Ces profils sont représentés sur la Figure IV-10.



**Figure IV-10 : Profils de vitesse en sortie du distributeur injectés en entrée de la section d'essais à faisceau de tubes**

Il existe peu de différence entre les profils de vitesse des tubes périphériques (2 à 7) et le profil du tube central. Ces profils de vitesse sont transcrits en coordonnées cylindriques et sont directement utilisés comme données d'entrée dans le calcul en régime transitoire. Lorsqu'ils sont approchés par une équation, on remarque une légère différence entre les deux. Le profil de vitesse du fluide caloporteur dans les tubes périphériques est régi par l'équation (IV-16) et le profil de vitesse du fluide caloporteur dans le tube central est régi par l'équation (IV-17).

$$v = -9721r^2 + 0.053r + 0.0384 \quad (IV-16)$$

$$v = -9553.6r^2 + 0.1342r + 0.0388 \quad (IV-17)$$

Le rayon,  $r$  du tube est calculé avec l'équation (IV-18), où  $x$  et  $y$  sont les coordonnées cartésiennes de la maille du fluide caloporteur et  $x_0$  et  $y_0$  sont les coordonnées cartésiennes du centre du tube. Ces équations sont intégrées dans une User Defined Function (UDF) qui permet de contrôler le profil de vitesse en entrée du calcul transitoire.

$$r = \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2} \quad (IV-18)$$

### 3.5.2. Conditions aux limites thermiques

La température initiale dans le MCP correspond à la moyenne des températures initiales mesurées lors des essais expérimentaux. Pour la charge par le haut, la température initiale est ainsi fixée à 14.24 °C. Pour la décharge par le bas, la température initiale du système est fixée à 56.41 °C.

Aussi bien en charge par le haut qu'en décharge par le bas, la température d'injection utilisée est la température réelle mesurée pendant l'essai. Une UDF est ainsi codée par partie pour représenter la courbe de température expérimentale. Les formes des courbes de température d'injection numérique et expérimentale sont présentées sur la Figure IV-11 aussi bien pour la charge par le haut que la décharge par le bas. L'UDF de la température d'injection en charge

par le haut est détaillée dans l'Annexe IV-2 et dans l'Annexe IV-3. Annexe IV-3 pour la décharge par le bas.

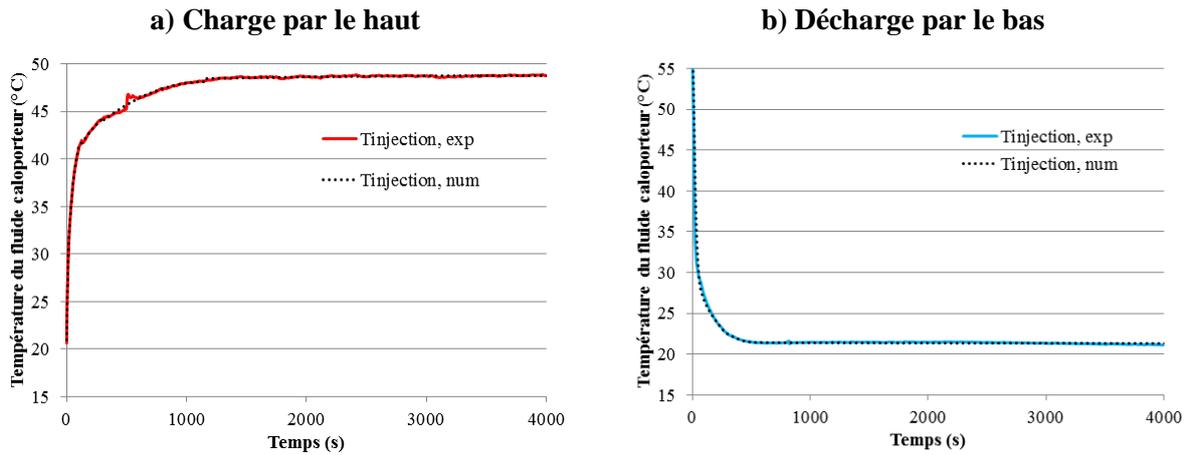


Figure IV-11 : Comparaison entre la température d'injection expérimentale et numérique en a) charge par le haut et b) décharge par le haut

### 3.5.3. Conditions transitoires

Les deux calculs ont été réalisés sur une période de 4000 s avec un pas de temps de 0.1 s en charge et en décharge. Ce pas de temps est raisonnable puisque le système évolue assez peu en 0.1 s et il permet une bonne convergence du modèle.

## 4. Influence des pertes

Comme déjà observé au chapitre III, les pertes peuvent jouer un rôle dans la forme des courbes de températures, tout particulièrement en charge lorsque tout le MCP est liquide et que la température du fluide caloporteur est environ 30 °C supérieure à la température ambiante. C'est pourquoi, une étude de sensibilité au coefficient d'échange thermique avec l'extérieur a été réalisée. Quatre coefficients d'échange ont été testés en charge : 0, 5, 10 et 15 W/(m<sup>2</sup>.K). Seulement deux en décharge car les pertes ont moins d'influence sur la forme des courbes : 0 et 5 W/(m<sup>2</sup>.K). La température extérieure utilisée est la température ambiante du jour de l'essai, c'est-à-dire 21 °C.

### 4.1. Charge par le haut

Une étude d'influence des pertes thermiques sur la paroi de la calandre a été réalisée pour la charge par le haut. Tous les calculs détaillés ici tiennent compte de la convection naturelle dans le MCP liquide. Les courbes de température obtenues avec les quatre coefficients d'échange à la paroi sont présentées sur les figures suivantes :

- Les courbes de la température d'injection et de sortie du fluide caloporteur sont analysées sur la Figure IV-12,
- les courbes de températures dans le MCP autour du tube central (tube n°1) sont présentées sur la Figure IV-13.
- Les courbes de températures dans le MCP entre les tubes périphériques (position 2-60) sont détaillées sur la Figure IV-14.
- Les courbes de températures dans le MCP à la périphérie de la section d'essais sont visibles sur la Figure IV-15.
- Les courbes de puissance sont présentées en Annexe IV-4.

Sur chaque figure, les courbes en traits pleins correspondent aux courbes de température obtenues en expérimental tandis que les courbes en traits pointillés correspondent aux températures obtenues par le calcul en tenant compte de la convection naturelle et des pertes thermiques.

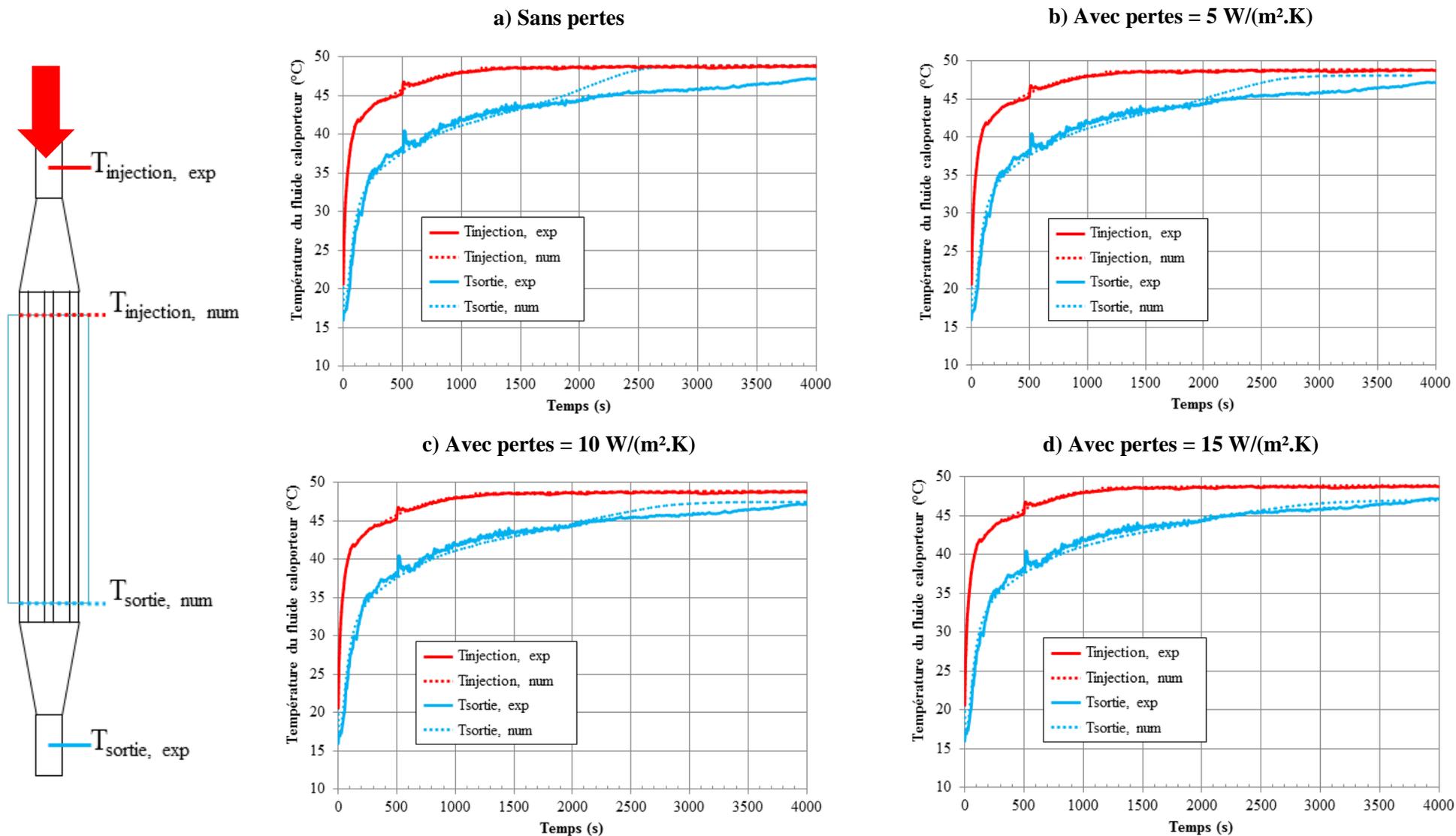


Figure IV-12 : Analyse de l'impact des pertes thermiques sur les courbes de température de fluide caloporteur lors de la charge par le haut

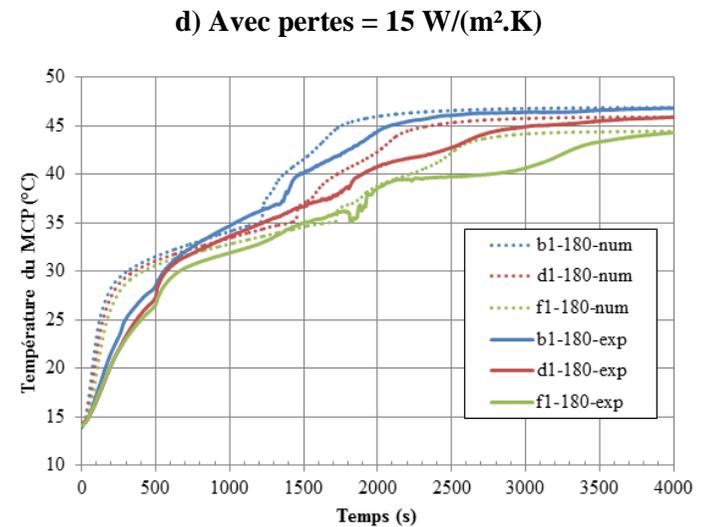
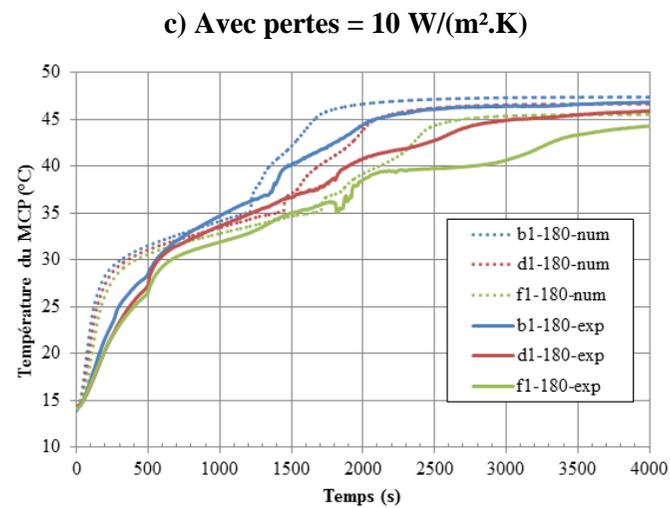
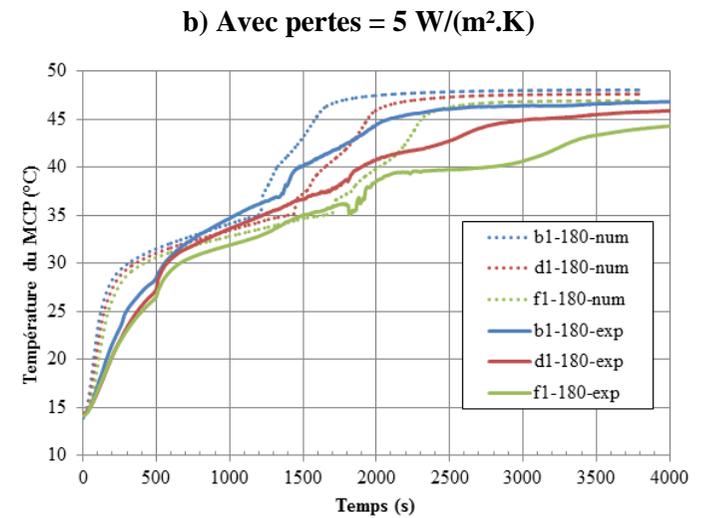
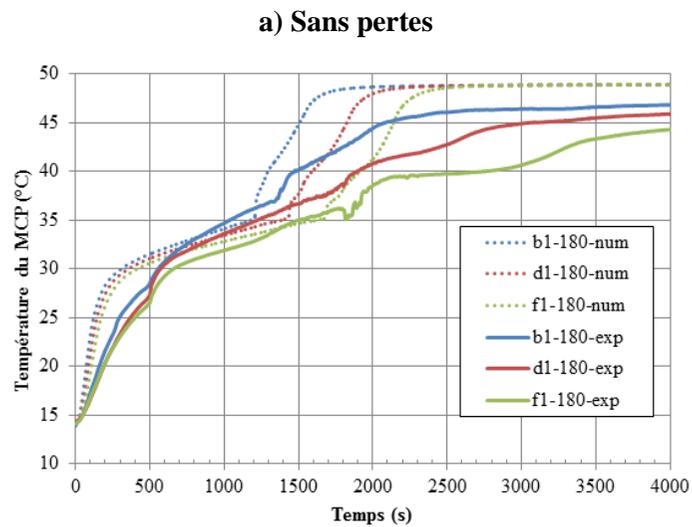
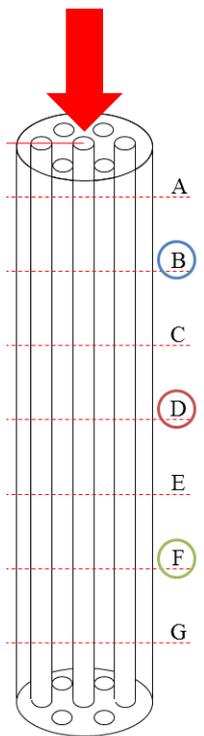
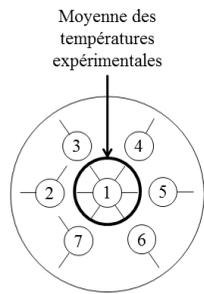


Figure IV-13 : Analyse de l'impact des pertes thermiques sur les courbes de température du MCP autour du tube central lors de la charge par le haut

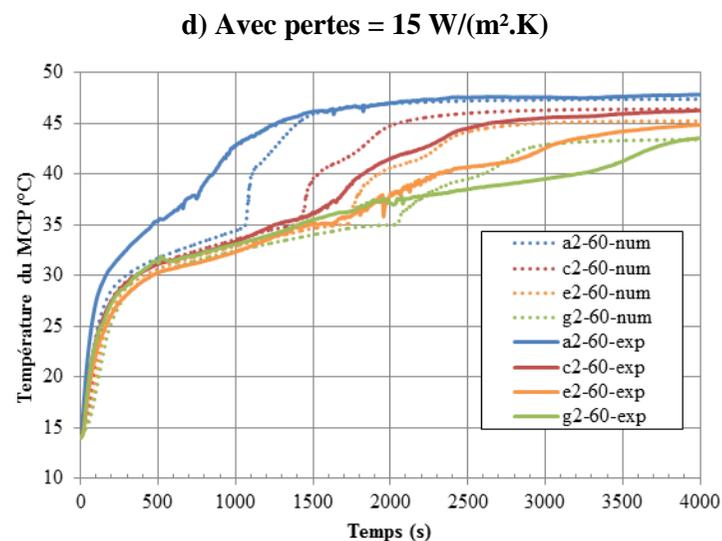
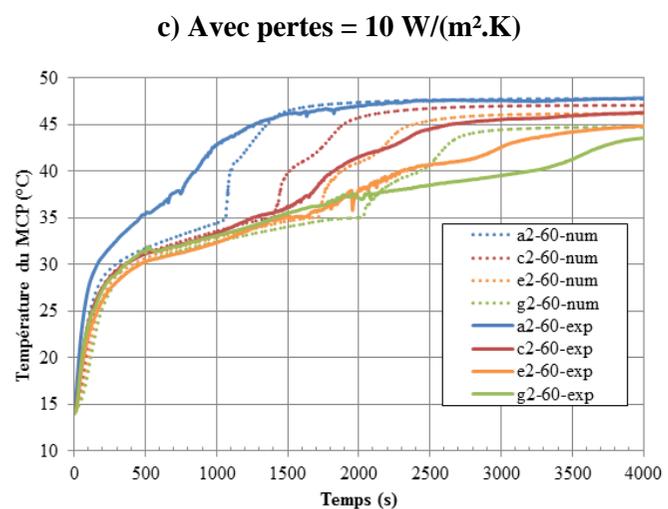
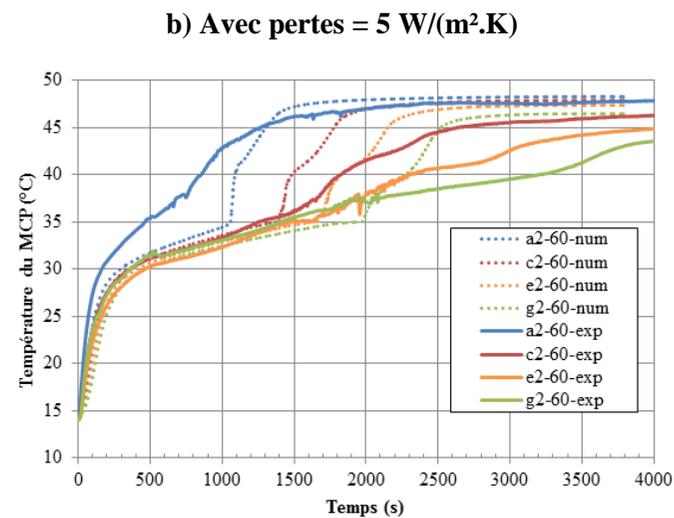
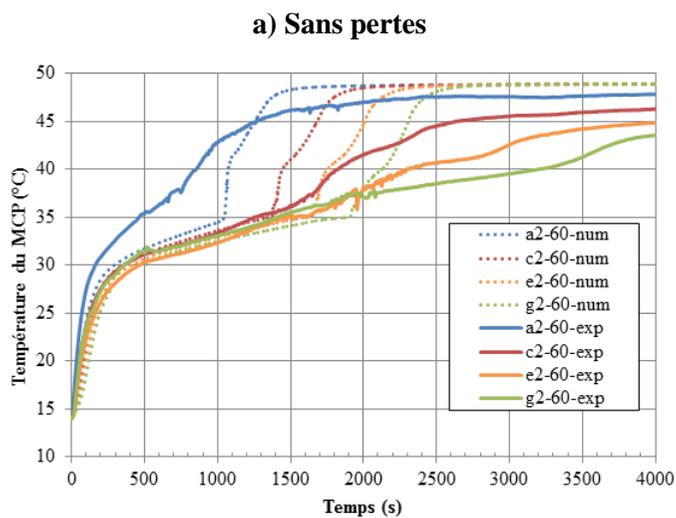
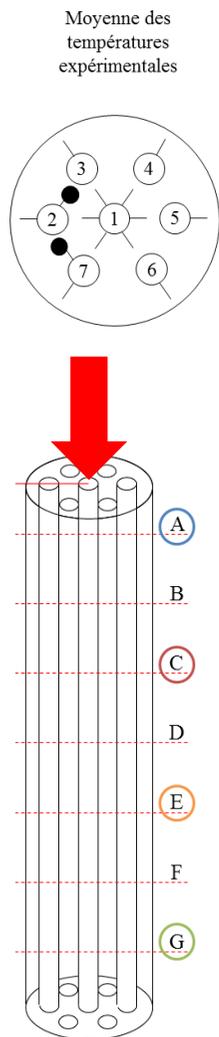
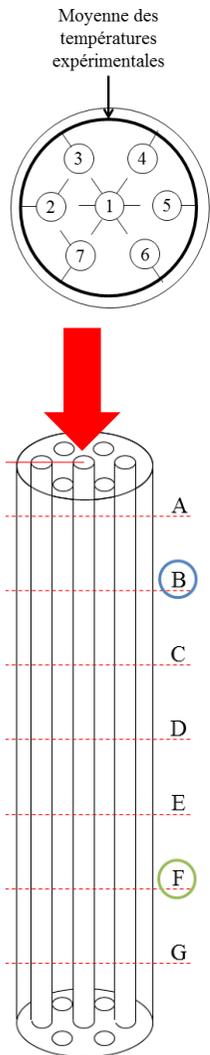
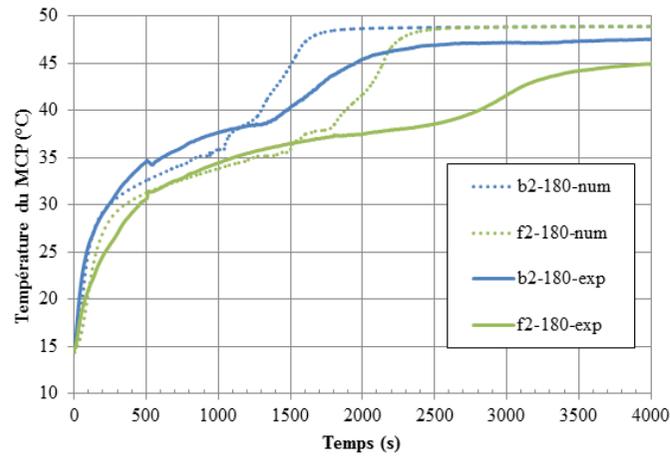


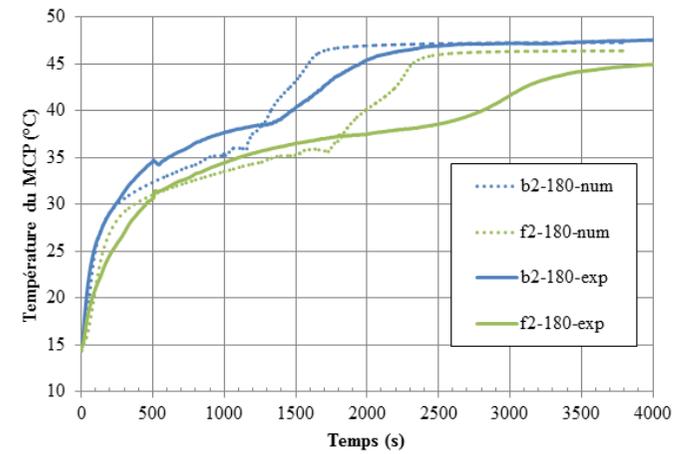
Figure IV-14 : Analyse de l'impact des pertes thermiques sur les courbes de température du MCP entre les tubes périphériques lors de la charge par le haut



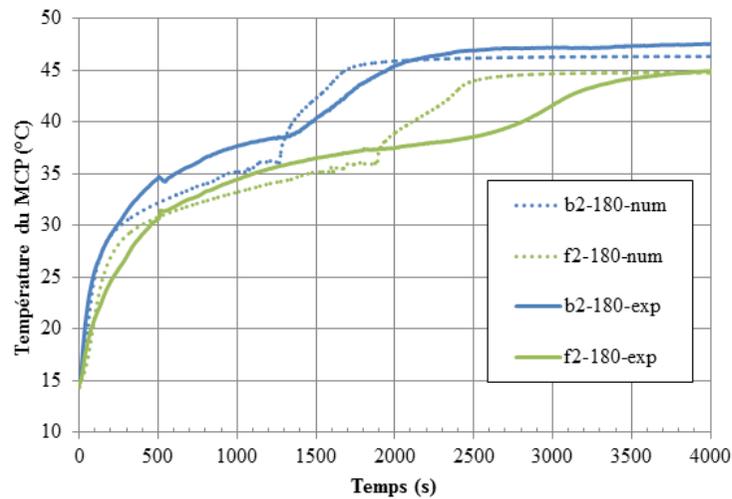
a) Sans pertes



b) Avec pertes = 5 W/(m<sup>2</sup>.K)



c) Avec pertes = 10 W/(m<sup>2</sup>.K)



d) Avec pertes = 15 W/(m<sup>2</sup>.K)

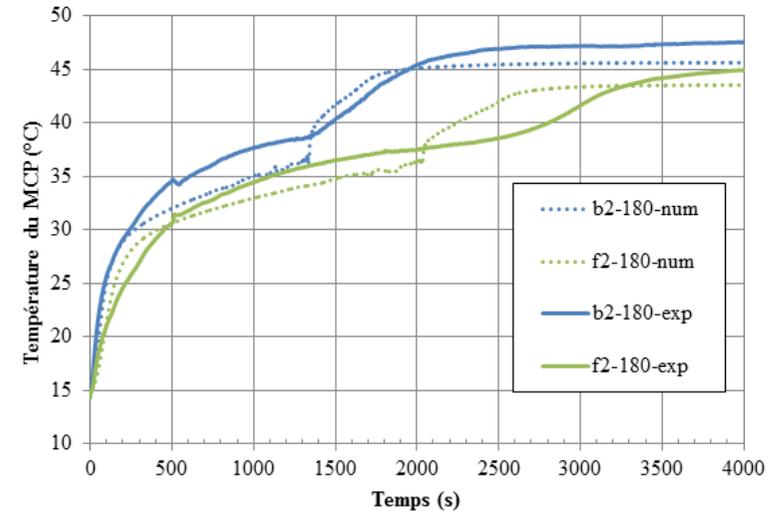


Figure IV-15 : Analyse de l'impact des pertes thermiques sur les courbes de température du MCP en périphérie de la section d'essais lors de la charge par le haut

Plus le coefficient d'échange avec l'extérieur est élevé, plus les courbes de températures dans le MCP obtenues par le calcul sont proches des courbes expérimentales, ce qui montre que les pertes ont un impact sur la forme des courbes dans le MCP, tout particulièrement quand le MCP est en phase liquide. On note par ailleurs que plus les pertes sont importantes, plus la stratification thermique en fin de calcul est proche de la stratification thermique en fin d'essais. Par ailleurs, la forme des courbes de température du fluide caloporteur en sortie est aussi influencée par les pertes thermiques à la paroi. La courbe de température de sortie numérique la plus proche de l'expérimental est obtenue avec un coefficient d'échange de  $15 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$ . Ce coefficient d'échange, anormalement élevé, ne semble cependant pas représentatif des pertes thermiques réelles à la paroi par simple convection naturelle avec l'extérieur.

Pour expliquer ce coefficient d'échange, il faut analyser la construction de la section d'essais. Etant donné que la température du fluide caloporteur en entrée de la section d'essais est mesurée avant le distributeur injecteur et que la température de sortie est mesurée après le collecteur et que la température du fluide caloporteur est  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  supérieure à la température ambiante, les pertes sur les distributeurs ne sont pas prises en compte dans la modélisation. On notera, de plus, que la pente des courbes de températures expérimentales autour du tube central est plus faible que celle des courbes numériques et ce, même en début de calcul lorsque le MCP, encore solide, joue le rôle d'isolant. Ceci conforte l'idée que la température d'injection en entrée de la section d'essais est trop élevée et qu'il faut prendre en compte les pertes thermiques sur le distributeur pour s'approcher de la température réelle. L'augmentation du coefficient d'échange à la paroi est donc un artifice pour prendre en compte toutes les pertes thermiques comme présenté sur le schéma de la Figure IV-16. On y trouve :

- Les pertes par convection naturelle entre le thermocouple expérimental et l'entrée de la section d'essais numérique
- Les pertes par convection naturelle entre la sortie de la section d'essais dans le calcul numérique et le thermocouple de sortie expérimental.
- Les pertes par pont thermique entre les tubes en inox de la section d'essais et les tubes en inox de l'injecteur distributeur dans ces deux zones aval et amont.

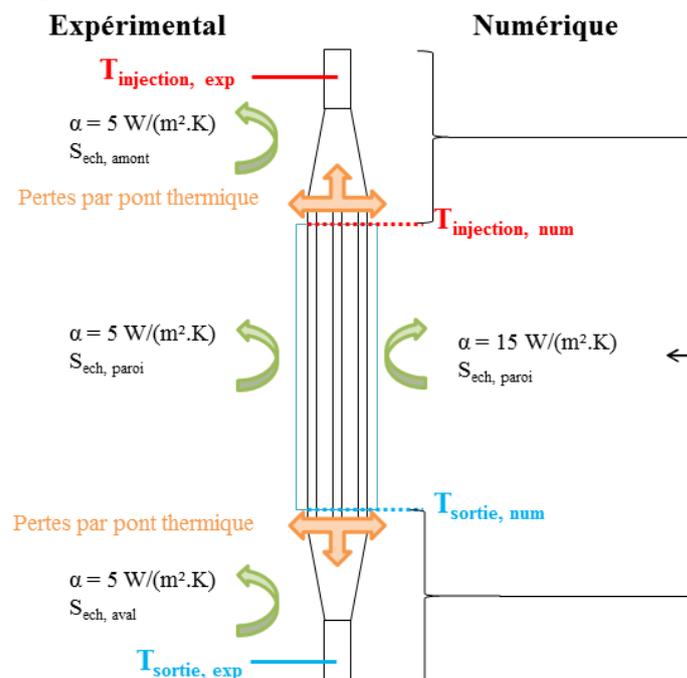


Figure IV-16 : Schéma expliquant la valeur anormalement élevée du coefficient d'échange avec l'extérieur dans le calcul numérique

Pour toutes ces raisons, le calcul avec  $15 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$  de pertes thermiques avec l'extérieur est le plus représentatif des résultats expérimentaux même si le coefficient d'échange est anormalement élevé. Ce calcul est ainsi sélectionné pour l'analyse approfondie des fronts de fusion et des courbes de températures dans le paragraphe 5.

#### **4.2. Décharge par le bas**

La même analyse est réalisée pour la décharge par le bas. Les courbes de température obtenues avec les deux coefficients d'échange, 0 et  $5 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$  à la paroi sont présentées sur les figures ci-après et permettent de comprendre l'influence que peuvent avoir les pertes thermiques sur les profils de température dans le fluide caloporteur et dans le MCP.

- Les courbes de la température d'injection et de sortie du fluide caloporteur sont analysées sur la Figure IV-17.
- Les courbes de températures dans le MCP autour du tube central (tube n°1) sont présentées sur la Figure IV-18.
- Les courbes de températures dans le MCP entre les tubes périphériques (position 2-60) sont présentées sur la Figure IV-19.
- Les courbes de températures dans le MCP à la périphérie de la section d'essais sont présentées sur la Figure IV-20.
- Les courbes de puissance sont présentées en Annexe IV-5.

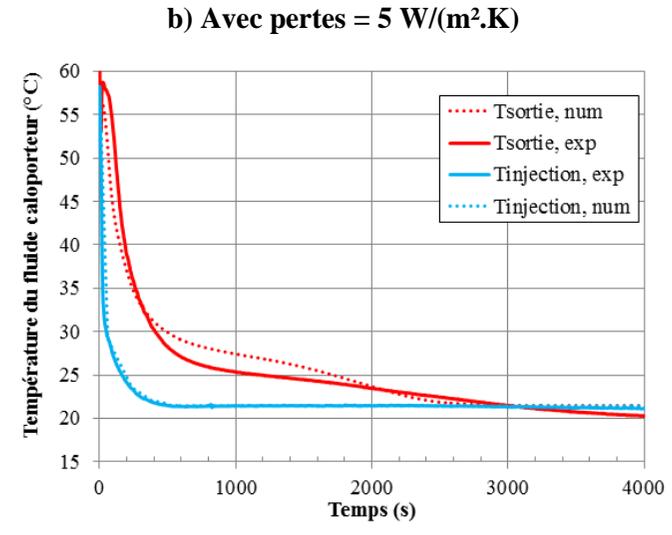
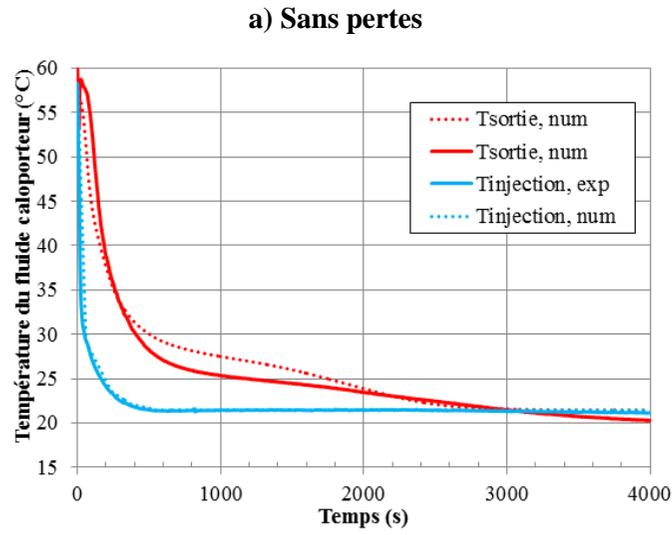
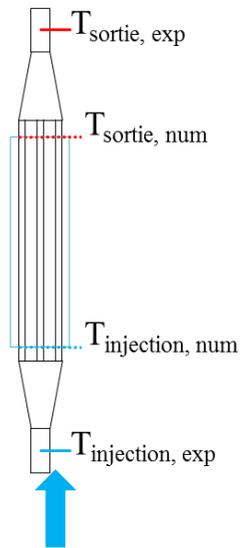


Figure IV-17 : Analyse de l'impact des pertes thermiques sur les courbes de température de fluide caloporteur lors de la décharge par le bas

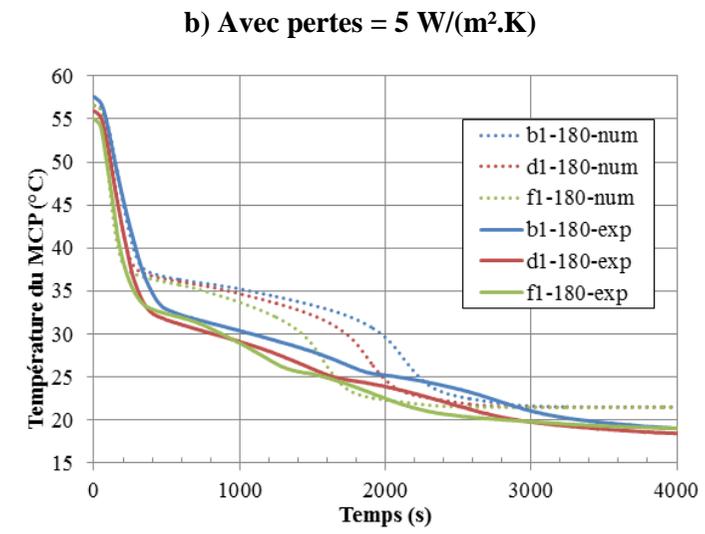
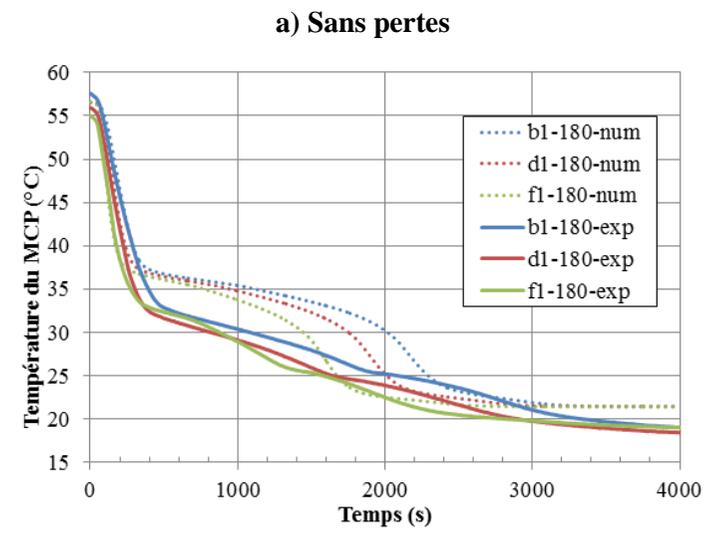
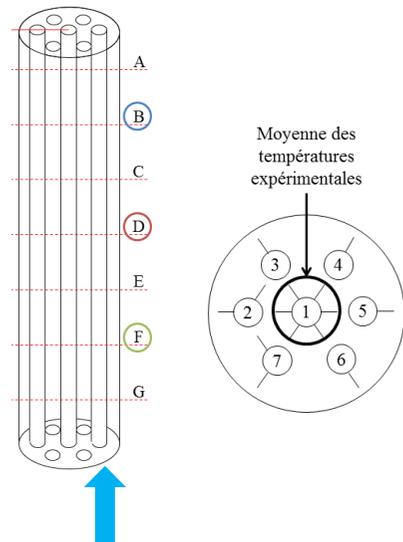


Figure IV-18 : Analyse de l'impact des pertes thermiques sur les courbes de température du MCP autour du tube central lors de la décharge par le bas

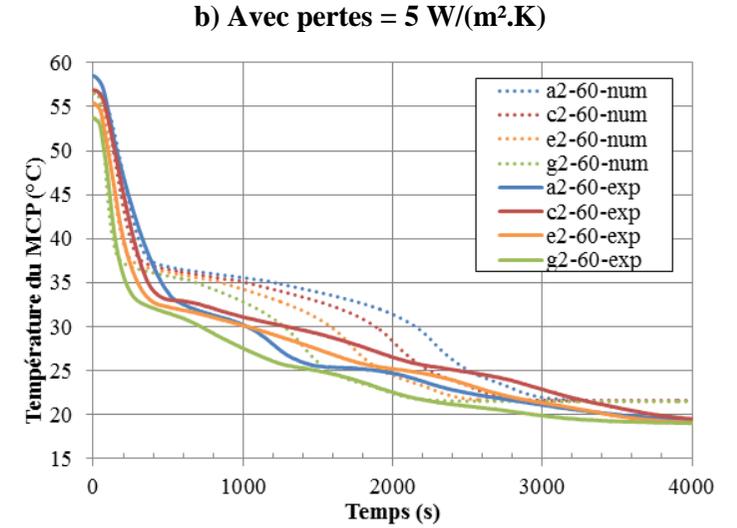
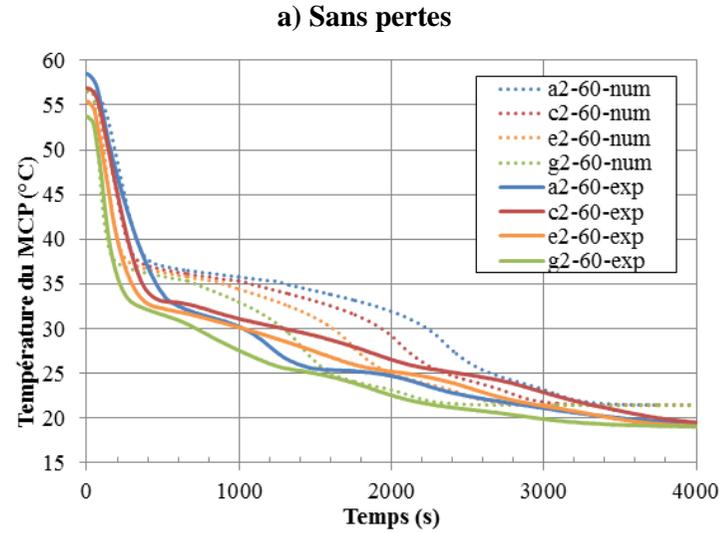
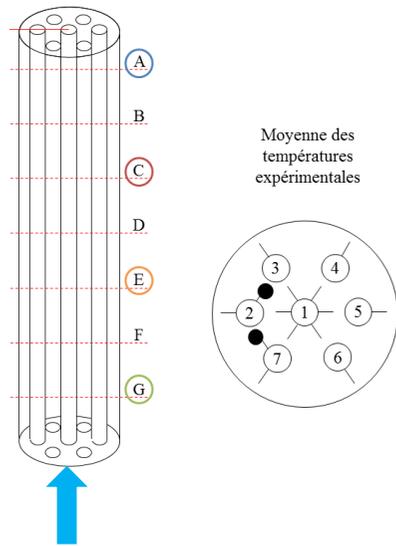


Figure IV-19 : Analyse de l'impact des pertes thermiques sur les courbes de température du MCP entre les tubes périphériques lors de la décharge par le bas

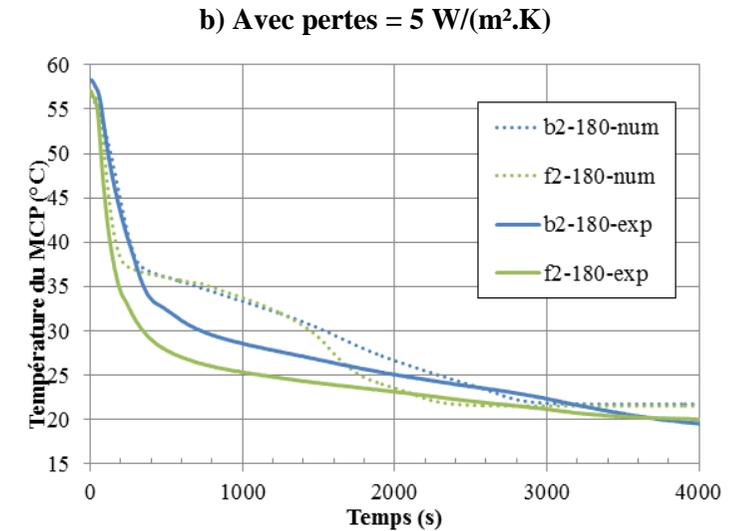
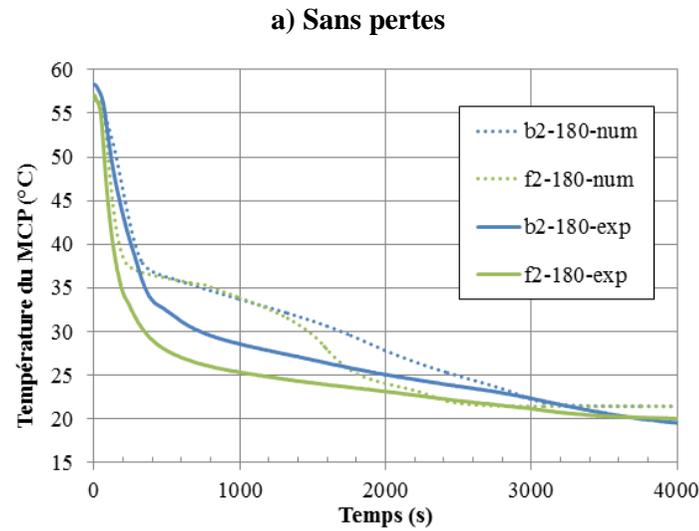
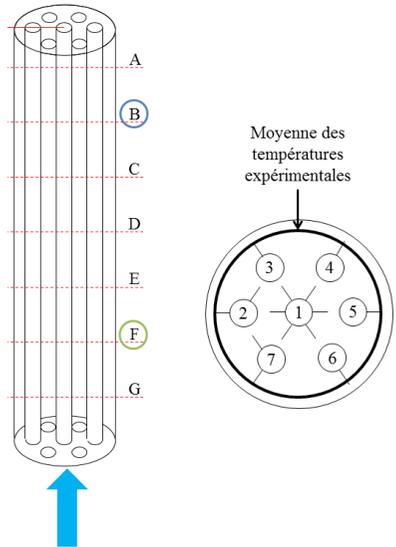


Figure IV-20 : Analyse de l'impact des pertes thermiques sur les courbes de température du MCP en périphérie de la section d'essais lors de la décharge par le bas

Sur toutes les figures, le changement de coefficient d'échange à la paroi n'a pas d'influence notable sur la forme des courbes et leur répartition en fonction de la position axiale. En début de calcul, lorsque le MCP est encore liquide et que les pertes peuvent potentiellement jouer un rôle, la pente des courbes numériques est la même que la pente des courbes expérimentales pour les deux calculs, ce qui montre que les pertes jouent un rôle négligeable. Par ailleurs, l'augmentation des pertes à la paroi n'a pas d'impact sur le temps d'essai et la fin du changement de phase numérique correspond bien à la fin du changement de phase expérimental. Toutes ces remarques montrent que les pertes thermiques ne jouent qu'un rôle mineur en décharge.

De plus, comme la température du fluide caloporteur en entrée est proche de la température ambiante, les pertes thermiques sur le distributeur en aval et en amont de la section d'essais n'ont pas d'impact sur les températures réelles d'entrée et de sortie. Etant donné que les pertes ne jouent pas de rôle notable sur les courbes de température et qu'un coefficient d'échange de  $5 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$  est représentatif de la réalité, le calcul avec  $5 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$  est retenu pour l'analyse.

Par ailleurs, on remarque un décalage en température du palier de changement de phase entre les températures de MCP expérimentale et numérique. Alors que les températures expérimentales présentent un point d'inflexion correspondant au début de la solidification plutôt autour de  $32 \text{ }^\circ\text{C}$ , les courbes obtenues par le calcul présentent ce point d'inflexion à une température plus élevée, autour de  $37 \text{ }^\circ\text{C}$ . Ce début de solidification est contrôlé par la répartition en fonction de la température de la courbe de capacité calorifique équivalente présentée précédemment sur la Figure IV-6. Or, on remarque avec ce calcul, que la plage de solidification n'est pas la même que la plage de fusion et que l'on ne peut ainsi pas utiliser la même courbe de capacité calorifique équivalente en décharge. Pour plus de précision, il aurait fallu utiliser une courbe de capacité calorifique équivalente déterminée en refroidissement pour un volume de MCP représentatif. Aucun appareil n'a été trouvé à ce jour pour mesurer une telle courbe. E. Pernot *et al.* [130] ont d'ailleurs montré l'importance de ce paramètre dans la simulation numérique du changement de phase et le besoin de continuer les recherches dans la caractérisation du MCP pour rendre les courbes de capacité calorifique équivalente et respectivement d'enthalpie spécifique indépendantes des conditions de mesure.

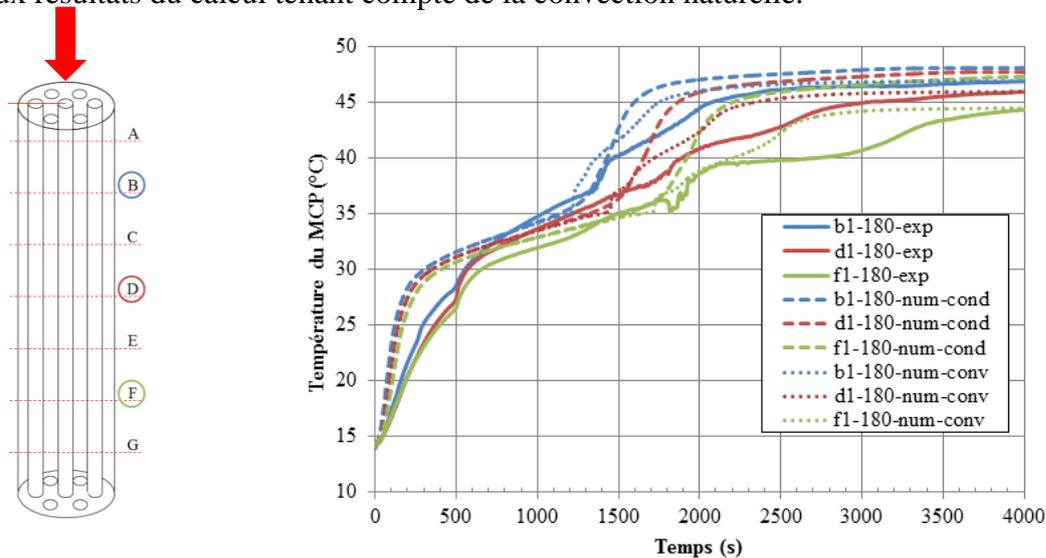
*En conclusion, les essais de charge sont plus dépendants des pertes thermiques que les essais de décharge. En charge, la température du fluide caloporteur est  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  supérieure à la température ambiante et les pertes thermiques engendrées sur le distributeur-injecteur en amont et le collecteur en aval modifient les températures d'entrée et de sortie de la section d'essais. Comme ces pertes thermiques n'ont pas été calculées lors du dimensionnement de l'injecteur distributeur et que les températures réelles d'entrée et de sortie de la section d'essais n'ont pas été mesurées, il est nécessaire de les prendre en compte en augmentant artificiellement le coefficient d'échange à la paroi de la section d'essais jusqu'à  $15 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$  à la charge. Pour la décharge, en revanche, la température d'injection du fluide caloporteur est proche de la température ambiante, les pertes thermiques en amont et en aval de la section d'essais sont donc moins importantes. Le calcul avec un coefficient d'échange de  $5 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$  est ainsi représentatif de l'essai. On retiendra par ailleurs que les courbes de température numérique ne présentent pas le palier de changement de phase à la même température que l'expérimental, ce qui est dû à la courbe de capacité équivalente employée qui a été déterminée lors d'une fusion et n'est donc pas caractéristique de la décharge.*

## 5. Importance de la convection naturelle

Pour mesurer l'impact de la convection naturelle sur les courbes de températures ainsi que sur les fronts de fusion/solidification, un calcul supplémentaire a été réalisé en régime conductif uniquement, c'est-à-dire en utilisant une masse volumique de MCP constante et égale à  $760 \text{ kg/m}^3$ . Les pertes thermiques sont fixées à  $15 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$  pour la charge et  $5 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$  pour la décharge avec une température ambiante de  $21 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### 5.1. Charge par le haut

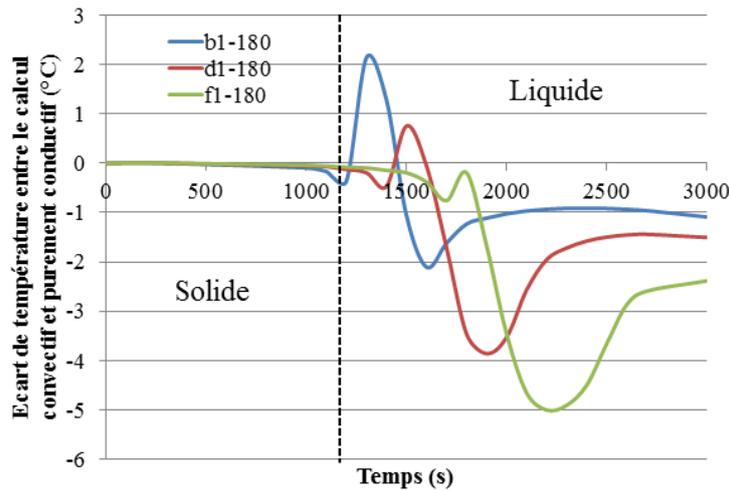
Pour comparer les courbes de température entre le calcul purement conductif et le calcul avec convection naturelle, les thermocouples situés autour du tube central sont utilisés. Les courbes de température sont présentées au regard des températures expérimentales sur la Figure IV-21. Sur cette figure, les courbes en traits pleins correspondent aux résultats expérimentaux, les courbes en tirets aux résultats du calcul purement conductif et les courbes en traits pointillés aux résultats du calcul tenant compte de la convection naturelle.



**Figure IV-21 : Comparaison des températures du MCP autour du tube central pour un calcul conductif (tirets) et un calcul avec convection naturelle (pointillés) avec les courbes de températures expérimentales (traits pleins) lors de la charge par le haut**

Les courbes de température obtenues avec le calcul purement conductif n'ont pas la même forme que les courbes de température expérimentales ou obtenues par le calcul convectif. En début de calcul, tant que le MCP n'a pas changé de phase (jusqu'à 1250 s), les courbes de numériques sont quasiment confondues. La convection naturelle ne joue aucun rôle tant que le MCP n'est pas liquide. Cependant, une fois que le changement de phase est terminé, la température augmente plus rapidement jusqu'au niveau de température d'injection pour le calcul conductif que pour le calcul convectif. Par ailleurs, il n'y a aucune inflexion de la température autour de  $42 \text{ }^\circ\text{C}$  alors qu'en tenant compte de la convection naturelle, une deuxième quasi-stabilisation de la température est visible pour toutes les courbes à ce niveau de température. Cette deuxième stabilisation semble donc liée à la convection naturelle.

L'écart de température entre les courbes numériques obtenues par le calcul purement conductif et celui tenant compte de la convection naturelle est présenté sur la Figure IV-22. Pour obtenir cet écart, les températures obtenues par le calcul conductif ont simplement été soustraites aux températures obtenues par le calcul avec convection naturelle.



**Figure IV-22 : Ecart de température entre le calcul tenant compte de la convection naturelle et le calcul purement conductif pour trois thermocouples situés autour du tube central à trois positions axiales différentes**

On remarque que tant que le MCP est solide, l'écart de température est quasi-nul prouvant que la convection naturelle n'a pas d'impact en début de calcul. Par contre, dès que le MCP passe en phase liquide, par exemple à partir de 1200 s pour le thermocouple b1-180, l'écart de température augmente jusqu'à une valeur maximale. La diminution de cet écart qui s'en suit est due à l'inflexion des courbes de température obtenues par le calcul convectif. Après cette quasi-stabilisation de la température, l'écart absolu augmente de nouveau jusqu'à atteindre des valeurs proches de 5 °C pour le thermocouple f1-180. Ainsi, la convection naturelle creuse l'écart de température par rapport à un calcul conductif.

Par ailleurs, en ne tenant compte que de la conduction et même avec un coefficient d'échange de 15 W/(m<sup>2</sup>.K), la stratification thermique en fin d'essais n'est pas aussi importante que celle obtenue lors des essais expérimentaux ou par le calcul convectif. On observe une stratification thermique en fin de calcul convectif de l'ordre de 2.5 °C, la même qu'en fin de charge expérimentale, alors qu'elle n'est que de 0.8 °C pour le calcul purement conductif. La convection naturelle joue donc un rôle de répartition thermique non négligeable en fin d'essai. La circulation qui peut se mettre en place dans le MCP liquide contribue à établir cette stratification thermique.

Les champs de température sont présentés pour les deux calculs à différents temps sur la Figure IV-23 : les images de la ligne supérieure correspondent au calcul convectif et les images de la ligne inférieure au calcul purement conductif. Par ailleurs, pour chaque temps, les images de gauche sont une vue de l'extérieur de la section d'essais tandis que les images de droite apportent des informations sur le comportement du MCP à l'intérieur de la section d'essais.

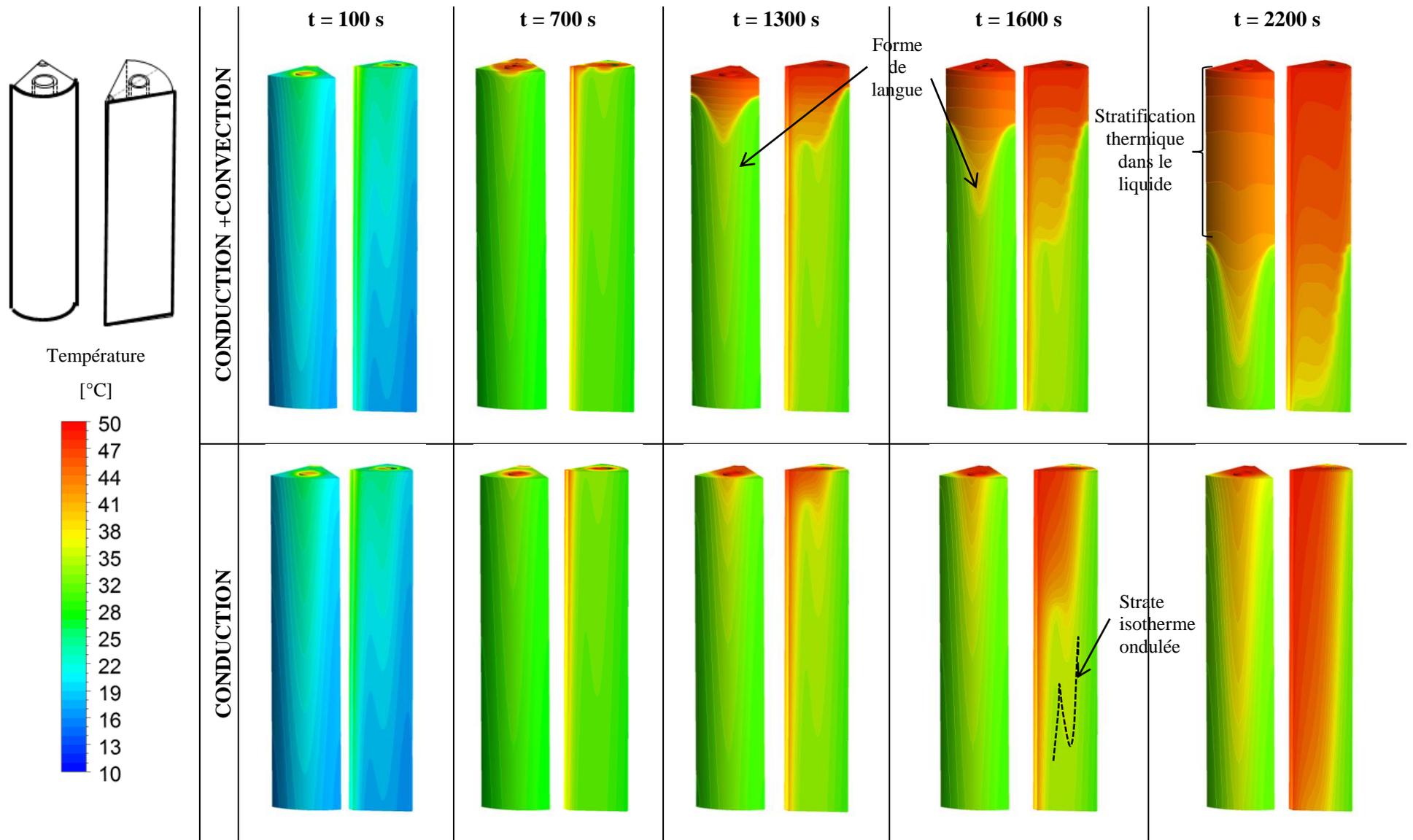
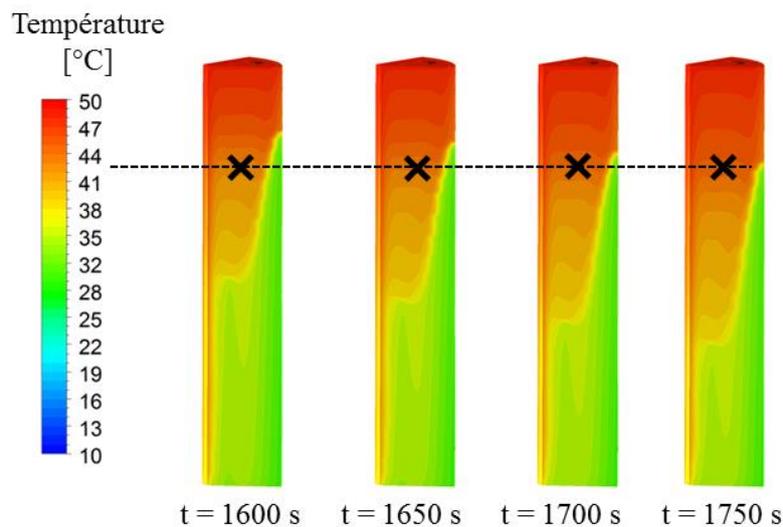


Figure IV-23 : Comparaison des profils de température lors d'une charge par le haut pour le calcul avec convection naturelle (en haut) et pour le calcul purement conductif (en bas) à différents temps

Au début du calcul, à  $t = 100$  s, les champs de température sont très similaires entre les deux calculs. Etant donné que le MCP est encore solide, la convection naturelle ne peut pas jouer de rôle à ce stade de la charge.

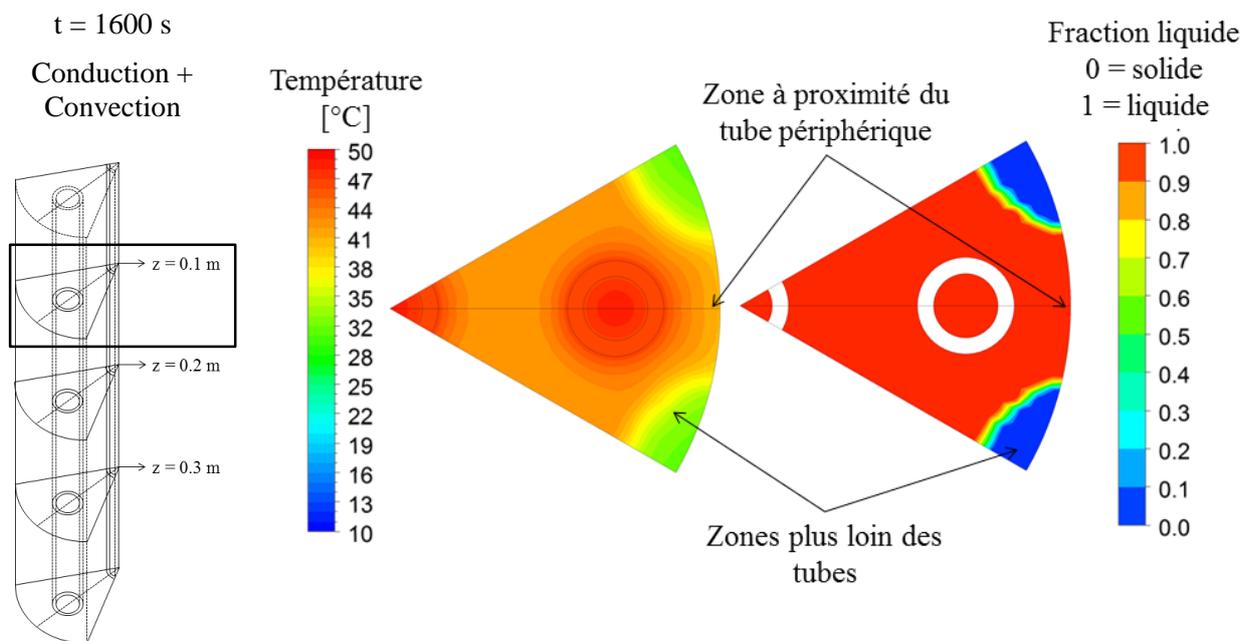
A partir de 1300 s, lorsque suffisamment de liquide est présent dans la section d'essais, les champs de température commencent à différer entre les deux calculs. Pour le calcul purement conductif, les strates isothermes à l'intérieur du MCP liquide sont inclinées vers la droite montrant une progression de la chaleur à la fois axiale mais aussi radiale autour de chaque tube. Autour de 2200 s, les strates isothermes du calcul conductif sont presque verticales. Pour le calcul tenant compte de la convection naturelle, au contraire, les strates isothermes dans le liquide sont horizontales et les plus chaudes sont situées au-dessus. Le gradient thermique dans le liquide induit dans le calcul un mouvement de convection amenant cette stratification thermique.

Si l'on compare les champs de température à  $t = 1600$  s, la convection naturelle permet aussi d'homogénéiser la température du haut de l'échangeur plus rapidement. D'ailleurs, cette homogénéisation amène des strates isothermes d'autant plus épaisses que le système de stockage se charge. On note par exemple une strate autour de  $42^\circ\text{C}$  dans les zones supérieures de la section d'essais qui progresse tel un piston thermique de haut en bas dans les zones de MCP liquide et qui s'épaissit au fur et à mesure du temps. Ainsi, si la température est relevée en un point dans le liquide toutes les 50 s comme sur la Figure IV-24, elle n'augmente pas pendant 150 s. C'est pourquoi l'on observe une quasi-stabilisation de la température sur la Figure IV-21.



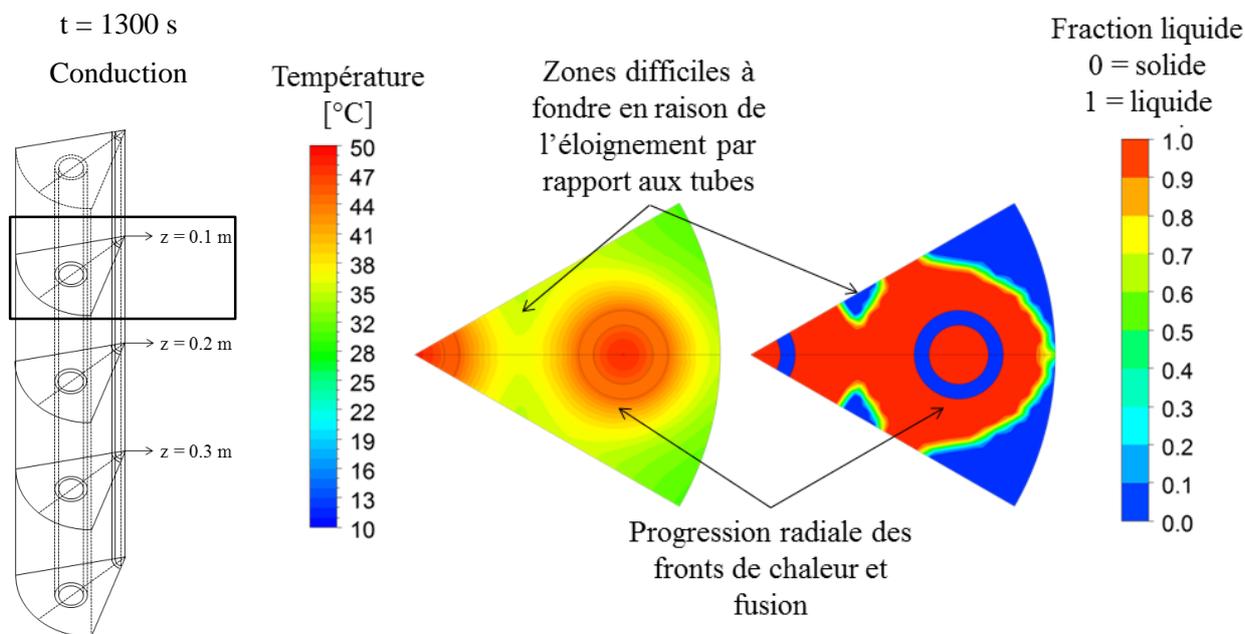
**Figure IV-24 : Champs de température à l'intérieur de la section d'essais obtenus par le calcul avec convection naturelle pour quatre temps très proches lors d'une charge par le haut**

A l'extérieur de la section d'essais, on note sur la Figure IV-23 que la zone centrale est plus chaude que les zones latérales laissant apparaître des isothermes avec une forme de langue. Cette forme est due à la proximité de la zone centrale avec le tube périphérique comme on peut le voir sur la Figure IV-25, où sont présentés les champs de température à gauche et la fraction liquide à droite au plan  $z = 0.1$  m à  $t = 1600$  s. La forme particulière de langue en périphérie de la section d'essais se retrouve ainsi sur les images présentant les fronts de fusion en fonction du temps pour les deux calculs de la Figure IV-27.



**Figure IV-25 : Température (à gauche) et fraction liquide (à droite) au plan  $z = 0.1$  m à  $t = 1600$  s lors du calcul tenant compte de la convection naturelle pour une charge par le haut**

Pour le calcul purement conductif, la forme du front de fusion est notablement différente à l'intérieur de la section d'essais. On observe en effet que le front n'est pas tout à fait plat mais qu'au contraire une petite colonne de solide subsiste entre le tube central et le tube périphérique. Les strates isothermes du calcul conductif présentent une ondulation caractéristique autour de cette colonne de solide. Dans le calcul conductif, étant donné la progression radiale des fronts de chaleur et de fusion et la non homogénéisation de la température grâce à la convection naturelle, cette colonne de solide apparaît dans les zones où le transfert thermique entre les tubes périphériques et le tube central est moins bon comme on peut le voir sur la Figure IV-26.



**Figure IV-26 : Température (à gauche) et fraction liquide (à droite) au plan  $z = 0.1$  m à  $t = 1300$  s lors du calcul purement conductif pour une charge par le haut**

Dans le calcul convectif au contraire, cette colonne de solide est rognée par le mouvement du MCP liquide et le front de fusion est lissé comme on peut le voir sur la Figure IV-27.

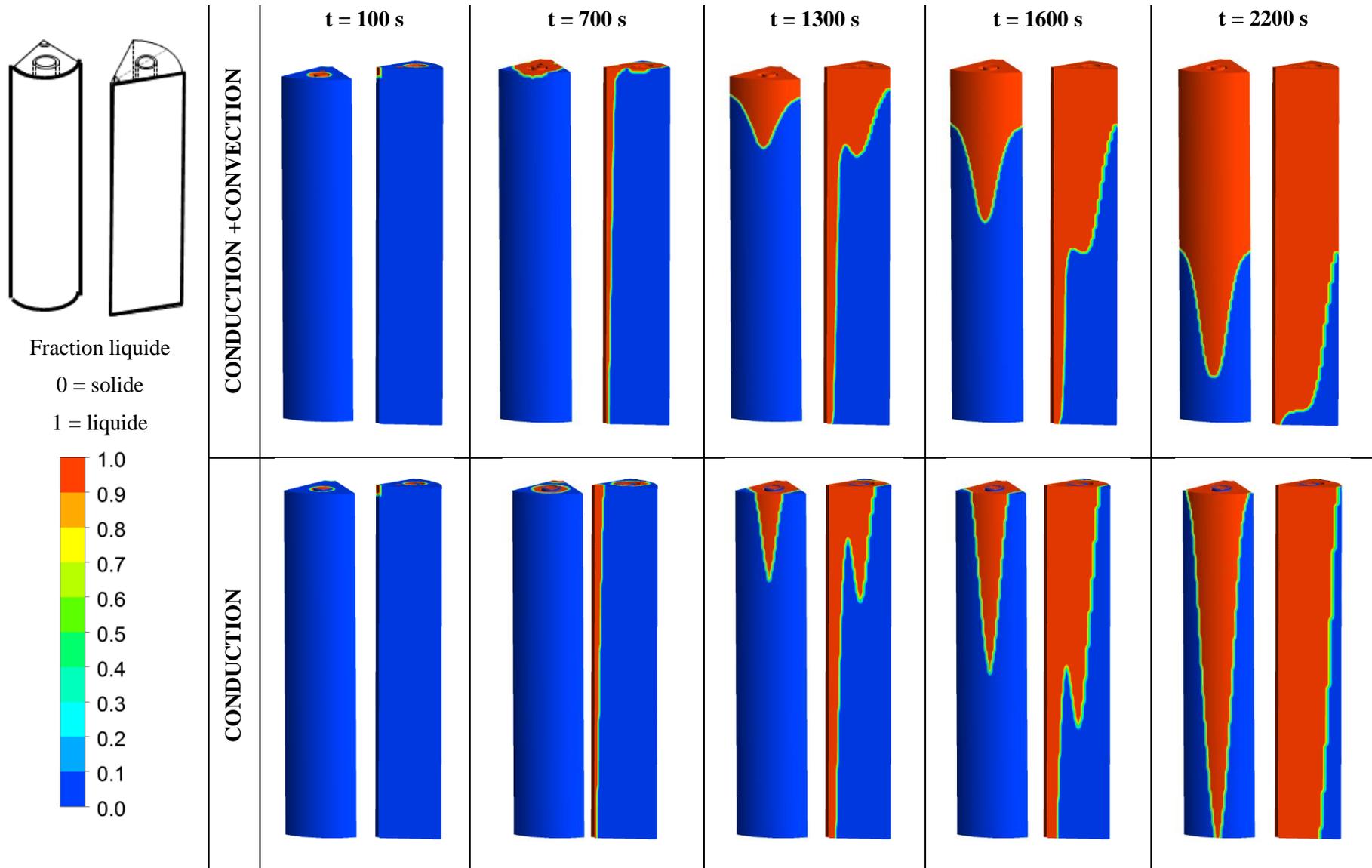


Figure IV-27 : Comparaison des fronts de fusion lors d'une charge par le haut pour le calcul avec convection naturelle (en haut) et pour le calcul purement conductif (en bas) à différents temps

Les fronts de fusion numériques obtenus par le calcul tenant compte de la convection naturelle sont comparés avec les images expérimentales sur la Figure IV-28.

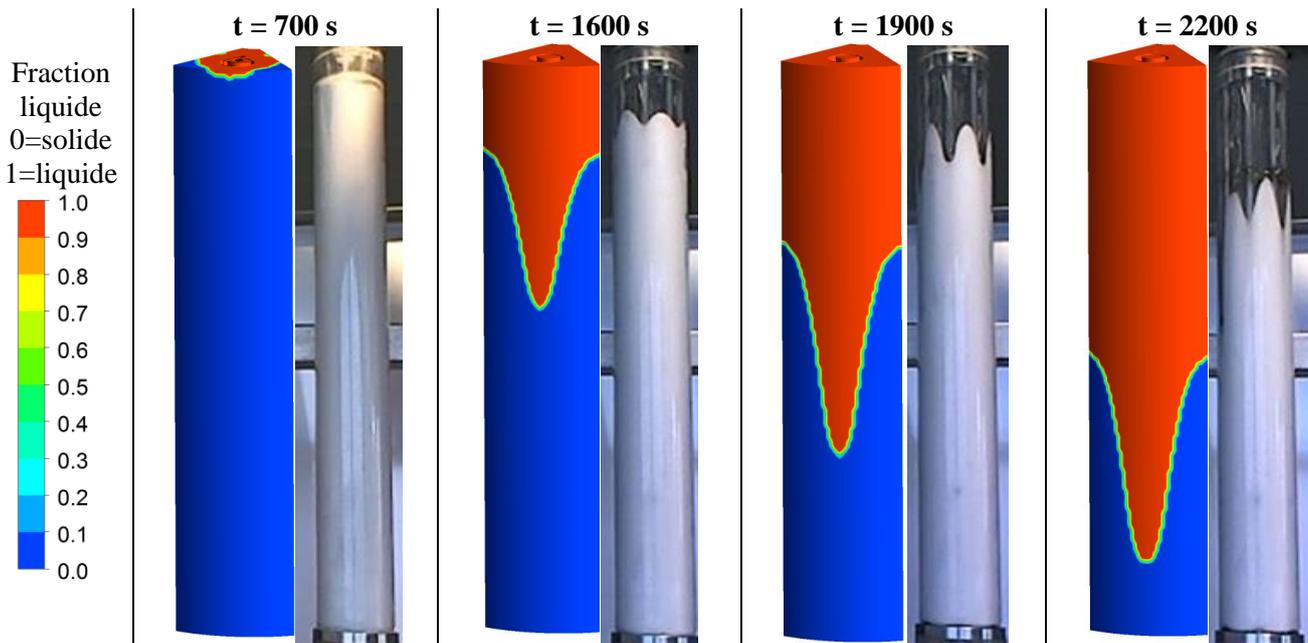


Figure IV-28 : Comparaison des fronts de fusion obtenus par le calcul avec ceux obtenus en expérimental lors d'une charge par le haut

Le niveau des pointes solides est le même qu'en expérimental jusqu'à environ 1900 s, cependant les langues sont plus prononcées dans le calcul numérique que lors de la charge expérimentale. On note cependant, que sans la convection naturelle (calcul conductif) les fronts de fusion n'ont pas du tout la même forme et l'évolution se fait essentiellement radialement ce qui n'est pas représentatif de l'essai. Par ailleurs, sans les pertes vers l'extérieur, la charge est trop rapide et se termine beaucoup plus rapidement qu'en expérimental. La convection naturelle est donc essentielle dans le processus de charge pour être représentatif de l'essai.

Pour la quantifier, les vecteurs vitesses dans le liquide sont tracés pour différents temps en trois plans à  $z = 0.1$  m,  $0.2$  m et  $0.3$  m sur la Figure IV-29. La fraction liquide est aussi précisée pour mieux se rendre compte de la position du front de fusion et de la quantité de MCP liquide à chaque temps.

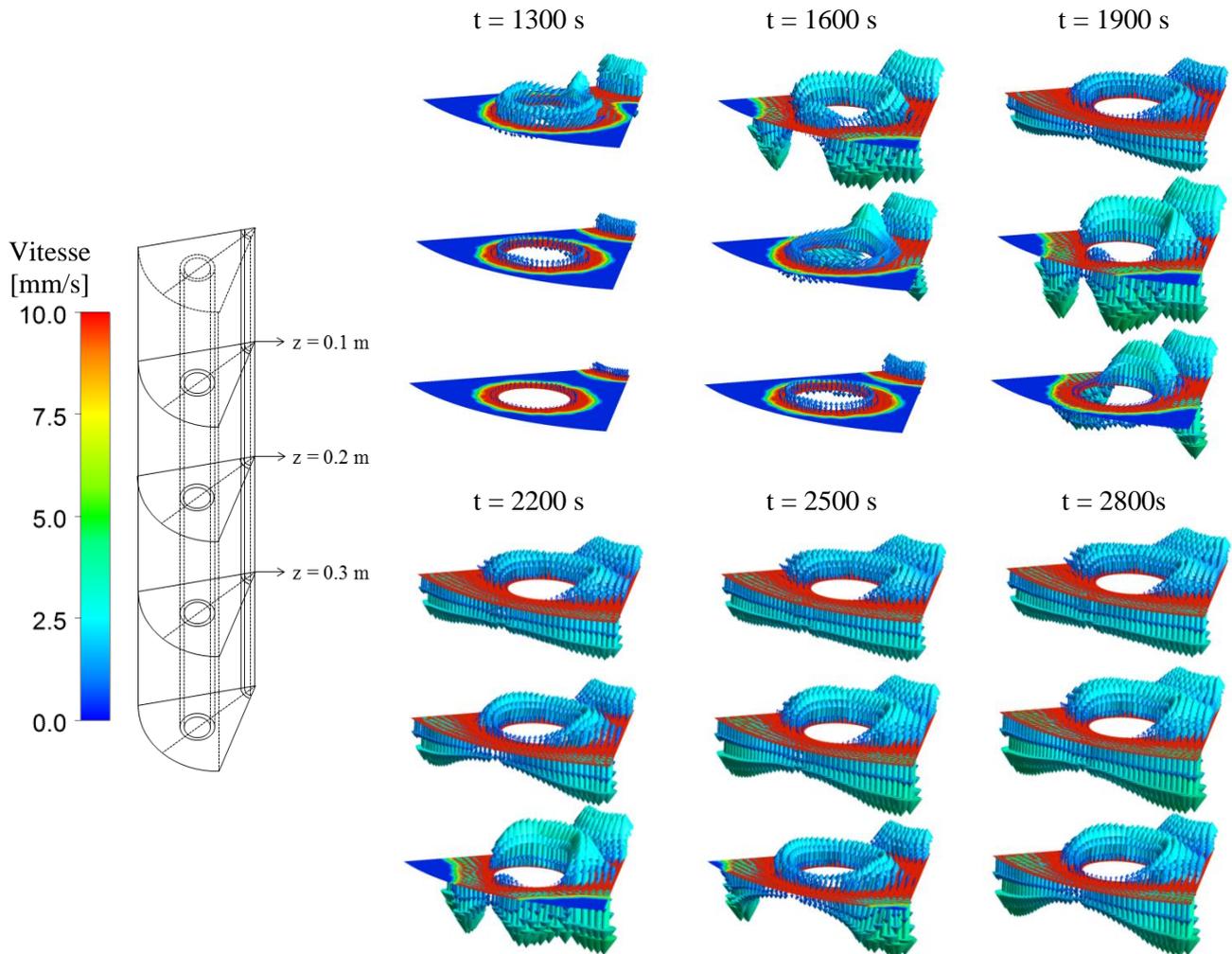


Figure IV-29 : Fronts de fusion et vitesses dans le MCP liquide en fin de charge par le haut pour différents temps de calcul

A  $t = 1300$  s, comme suffisamment de liquide est présent dans la section d'essais pour obtenir un gradient thermique, un mouvement ascendant à une vitesse d'environ  $2.5$  mm/s se met en place le long des tubes confirmant l'effet cheminée déjà évoqué au chapitre III. Le liquide redescend le long du front de fusion tout en se refroidissant. A partir de  $1600$  s, ce mouvement s'intensifie et le liquide accélère le long des tubes chauds jusqu'à atteindre en haut de la section d'essais des vitesses proches de  $5$  mm/s. Le mouvement de liquide descendant conserve d'ailleurs cette vitesse dans la partie haute de la section d'essais.

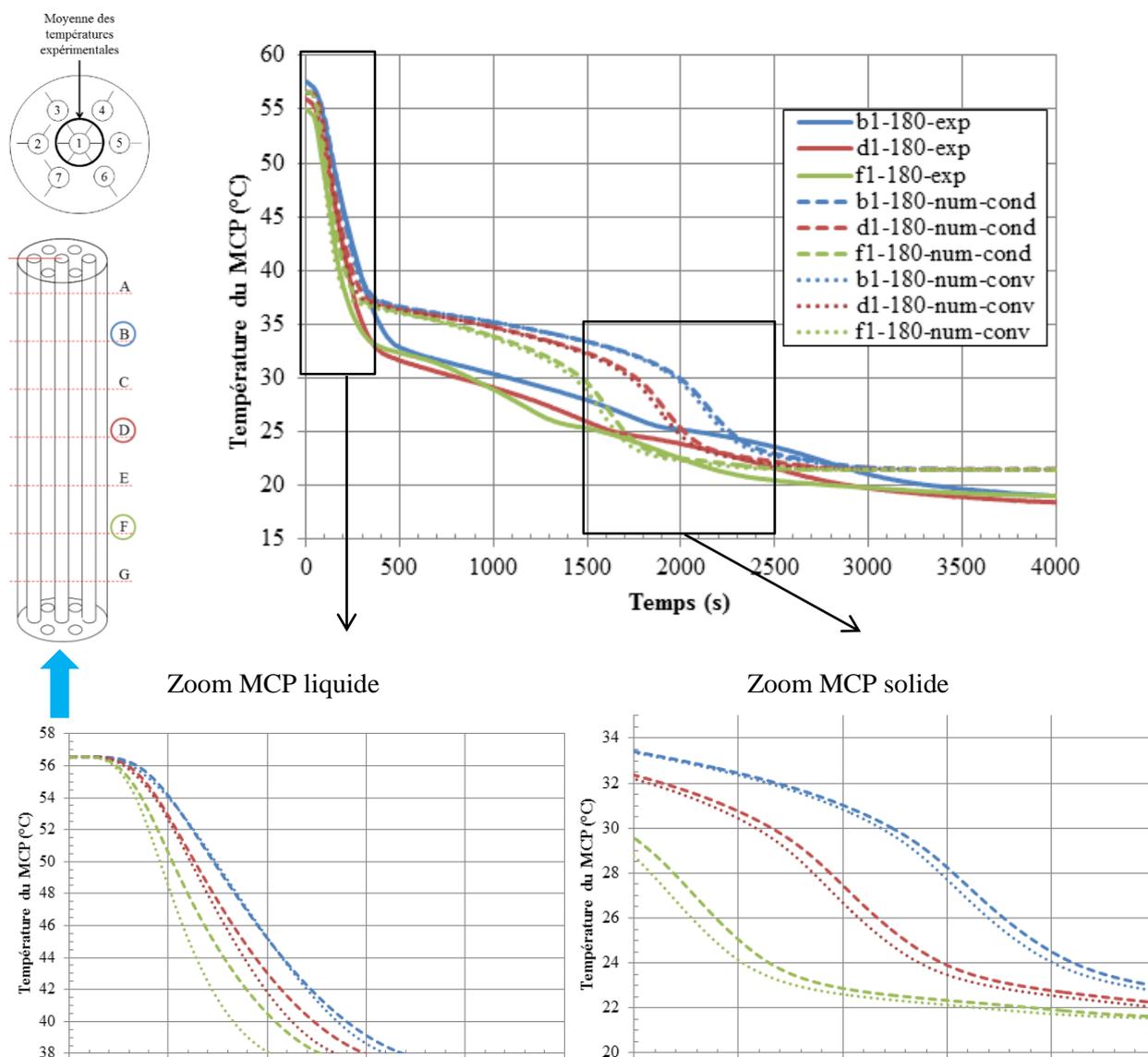
A partir de  $2200$  s, lorsque le front de fusion a presque complètement disparu dans la section d'essais, le mouvement de circulation est entretenu par la paroi extérieure de la section d'essais qui est plus froide en raison des pertes thermiques. Ce mouvement se stabilise d'ailleurs autour de  $2$  mm/s en fin d'essai. Ainsi, on peut conclure qu'entre  $1300$  s et  $2200$  s, ce ne sont pas les pertes thermiques qui entretiennent le mouvement de liquide mais le gradient de température qui existe entre le MCP solide et le MCP liquide. Par contre, les pertes thermiques entretiennent ce mouvement à la fin de l'essai et permettent d'avoir une stratification thermique plus importante en fin d'essais.

*Ainsi, la convection naturelle est un phénomène non négligeable à la charge puisque le mouvement entretenu par le gradient de température dans le liquide modifie la forme des fronts de fusion et les champs de température. Sans la prise en compte de ce mouvement, les fronts de fusion ne coïncident pas avec l'expérimental. Par ailleurs, les pertes thermiques en fin d'essais entretiennent cette convection naturelle et apportent une stratification thermique plus grande que dans le cas du calcul conductif.*

## 5.2. Décharge par le bas

La même analyse est réalisée pour la décharge par le bas.

L'influence de la convection naturelle sur les profils de température en décharge est analysée grâce aux températures autour du tube central présentées sur la Figure IV-30. Sur cette figure, les courbes en traits pointillés correspondent aux résultats expérimentaux, les courbes en tirets aux résultats du calcul purement conductif et les courbes en traits pointillés aux résultats du calcul tenant compte de la convection naturelle.



**Figure IV-30 : Comparaison des températures du MCP autour du tube central pour un calcul conductif (traits avec tirets) et un calcul avec convection naturelle (traits pointillés) avec les courbes de températures expérimentales (traits pleins) lors de la décharge par le bas**

Tout comme observé au paragraphe précédent, l'écart entre les courbes expérimentales et les courbes numériques est plus grand qu'à la charge à cause du décalage de la courbe de capacité calorifique équivalente en décharge qui n'a pas été pris en compte dans ce calcul

Par ailleurs, l'écart de température entre les deux calculs numériques est minime par rapport à la charge. On remarque que l'écart maximal entre les courbes est d'environ 2.5 °C en phase liquide et de 1 °C en phase solide, ce qui est beaucoup moins élevé que ce qui a pu être observé lors de la charge où les écarts de température pouvaient atteindre jusqu'à 5 °C. La convection naturelle joue ainsi un rôle moins important en décharge qu'en charge. On remarque cependant qu'elle permet en début de décharge de refroidir plus rapidement le MCP liquide. L'écart de température observé en début d'essais se conserve jusqu'à la fin de l'essai même lorsque le MCP est solide.

Pour mieux comprendre l'impact de la convection naturelle au cours de cet essai, les champs de température obtenus pour les deux calculs sont présentés sur la Figure IV-31. On trouve les résultats du calcul convectif dans la partie supérieure de la figure et les résultats du calcul conductif dans la partie inférieure.

Pour les premières secondes du calcul, la répartition des températures est différente entre les deux types de transfert thermique. Pour le calcul convectif, les strates isothermes ont une forme de langue à l'extérieur de la section d'essais et sont horizontales et épaisses à l'intérieur de la section d'essais dans le MCP liquide. Lorsque la convection naturelle est prise en compte, la progression du front de chaleur est en début d'essais est similaire à celle obtenue en charge et progresse tel un piston thermique de bas en haut. La présence du mouvement de circulation en début d'essais aide ainsi à former une succession de couches thermiques dans la zone liquide. Cette stratification ne se conserve cependant pas jusqu'à la fin de l'essai. A partir de  $t = 700$  s, la répartition de la température est la même pour les deux calculs.

Pour le calcul conductif, la forme de langue est retrouvée à l'extérieur de la section d'essais mais est plus allongée que celle du calcul convectif car la progression de la chaleur se fait essentiellement de manière radiale autour de chacun des tubes. A l'intérieur de la section d'essais, les strates isothermes ne sont pas plates mais présentent une ondulation qui est due à la rencontre entre les deux fronts de chaleur provenant du tube central et celui des tubes périphériques, comme déjà expliqué lors de la charge par le haut. Cette répartition particulière de la température dans le MCP liquide disparaît dès 700 s et les champs de température sont très proches entre les deux calculs.

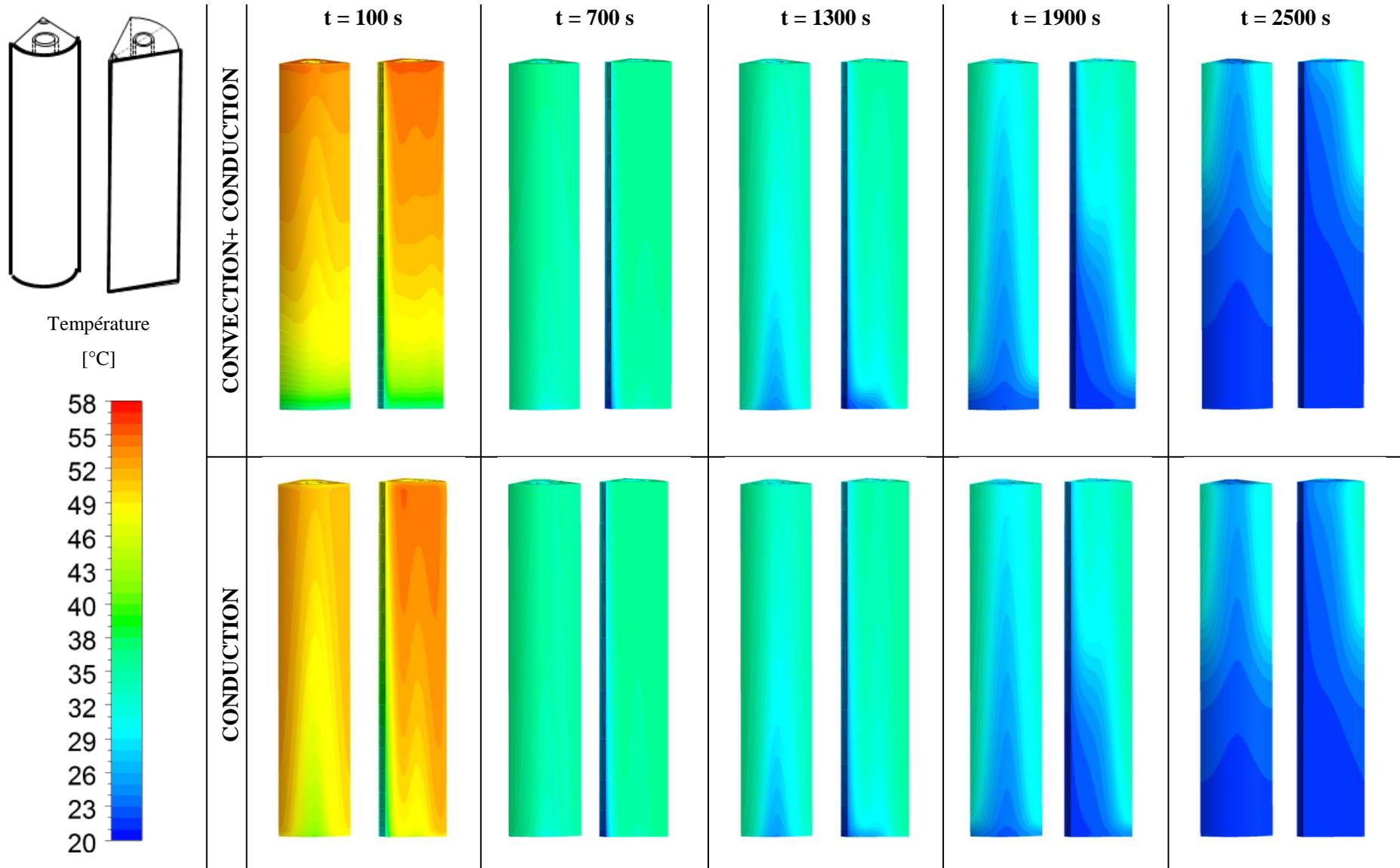
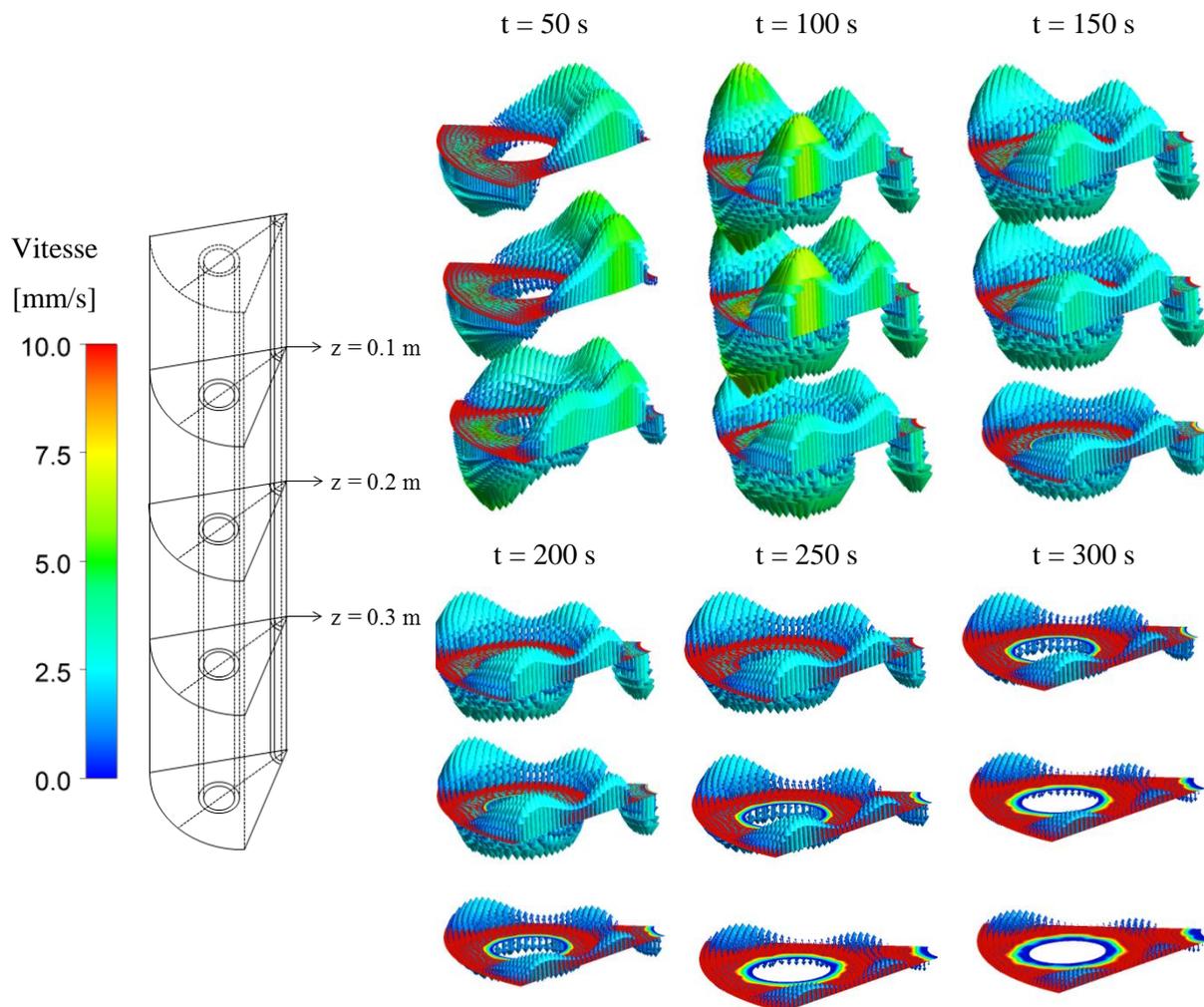


Figure IV-31 : Comparaison des profils de température lors d'une décharge par le bas pour le calcul avec convection naturelle (en haut) et pour le calcul purement conductif (en bas) à différents temps

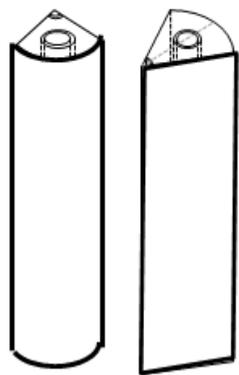
Pour confirmer le rôle que peut jouer la convection naturelle en début d'essai, les vecteurs vitesses ont été tracés en début de calcul convectif pour trois plans à  $z = 0.1$  m,  $0.2$  m et  $0.3$  m.



**Figure IV-32 : Fronts de solidification et vitesses dans le MCP liquide en début de décharge par le bas pour différents temps de calcul**

Au tout début du calcul, le mouvement de circulation du liquide en place dans le système est dû aux pertes thermiques, le liquide monte en effet dans les zones les plus chaudes de la section d'essais situées au centre et descend le long de la paroi extérieure plus froide à cause des pertes thermiques. A partir de  $t = 100$  s, le mouvement s'intensifie et le liquide descend le long des tubes plus froids et remonte dans les zones les plus chaudes, c'est-à-dire les plus éloignées des tubes. La vitesse atteint localement des valeurs proches de  $7$  mm/s. Le mouvement se dissipe assez rapidement au fur et à mesure de la progression du front de solidification. A  $t = 300$  s, la vitesse est quasi-nulle dans le liquide.

Même d'une durée relativement courte, cette convection naturelle a un impact non négligeable en début d'essais sur la répartition des champs de température dans l'échangeur, ce qui permet de creuser l'écart de température en début d'essais par rapport à un calcul purement conductif. Par ailleurs, à  $t = 700$  s, la température se situe autour du point de solidification et le gradient de température dans le liquide n'est plus assez important pour entretenir un mouvement de convection naturelle. Cependant l'écart de température causé par la convection naturelle en début d'essais ainsi que la répartition stratifiée des champs de température amène une solidification plus rapide comme on peut observer sur la Figure IV-33.



Fraction liquide

0 = solide

1 = liquide

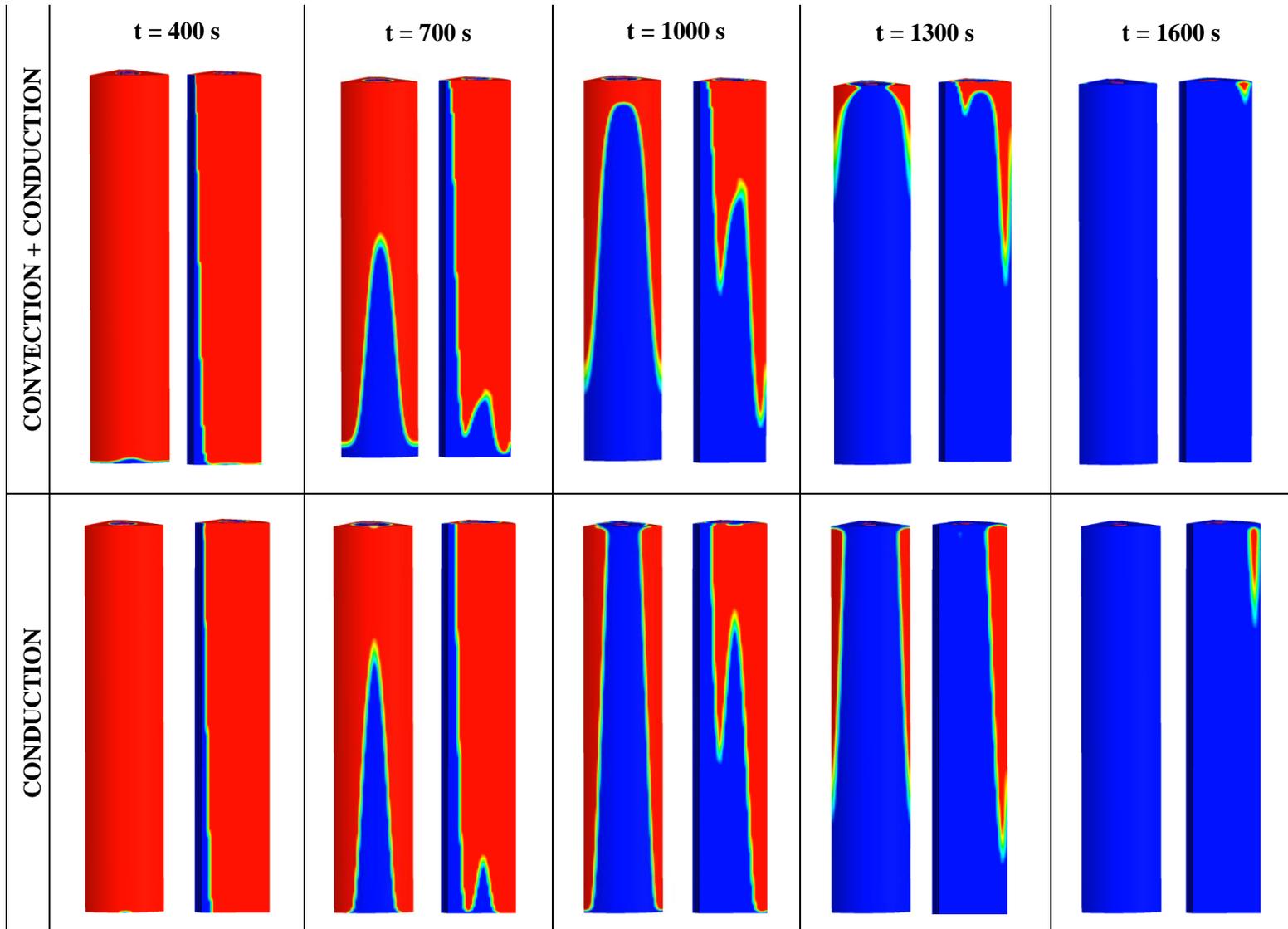
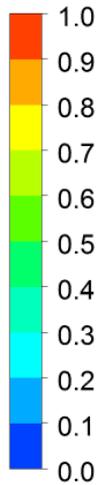


Figure IV-33 : Comparaison des profils de température lors d'une décharge par le bas pour le calcul avec convection naturelle (en haut) et pour le calcul purement conductif (en bas) à différents temps

Sur cette figure, les fronts de solidification des deux calculs sont comparés et l'on remarque que la forme est très similaire entre les deux essais. Cependant, la forme de langue visible à l'extérieur de la section d'essais est plus accentuée pour le calcul conductif, de même que la colonne de solide présente à l'intérieur de la section d'essais. De plus étant donné que la convection naturelle en début d'essais a contribué à stratifier les champs de température dans le liquide, la progression du front de solidification est plus rapide en fin d'essais.

Les fronts de solidification expérimentaux sont comparés aux fronts de solidification numériques du calcul tenant compte de la convection naturelle sur la Figure IV-34.

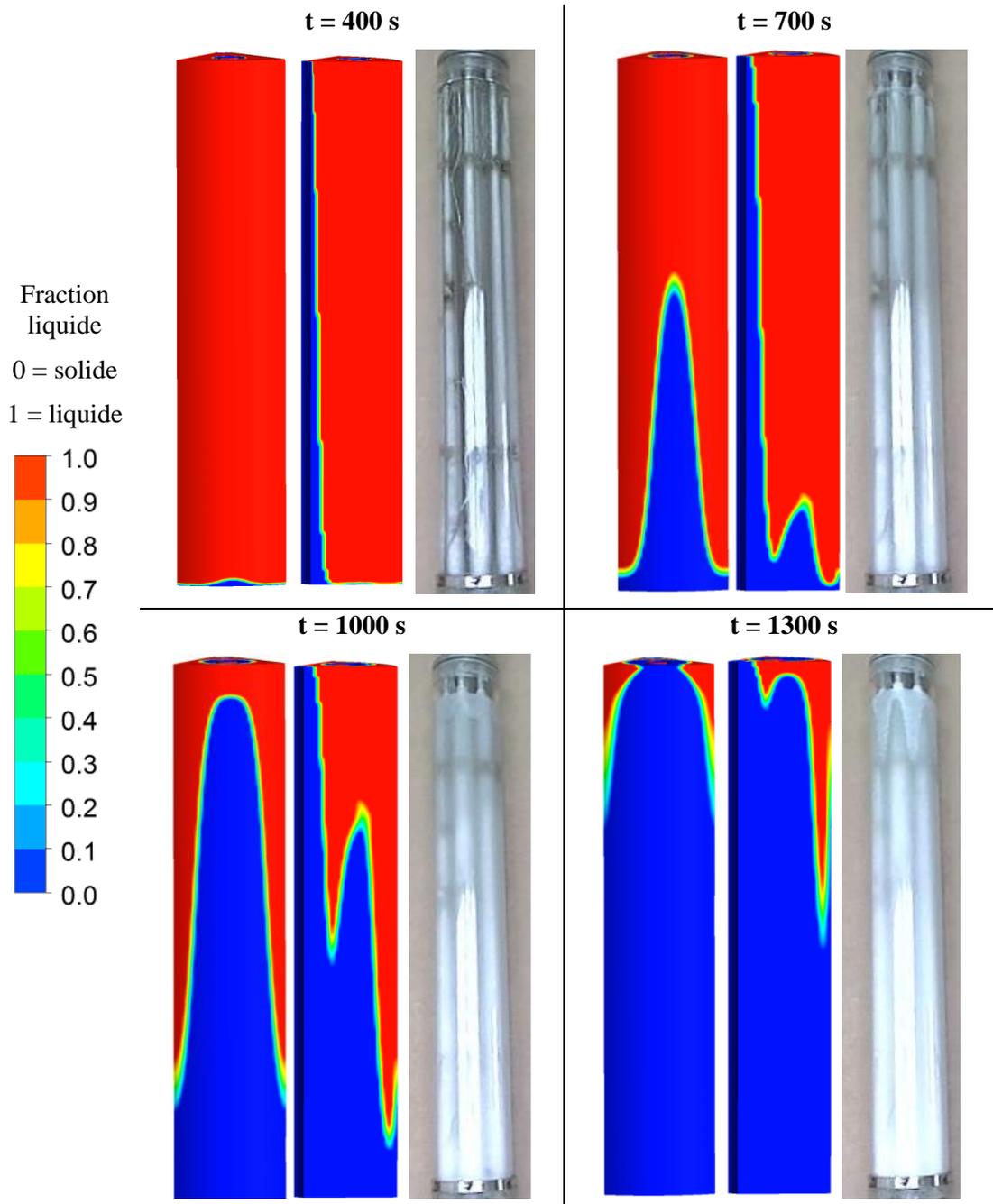


Figure IV-34 : Comparaison des fronts de solidification obtenus par le calcul avec ceux obtenus en expérimental lors d'une décharge par le bas

Tout comme observé au chapitre III, en début d'essais, le liquide se solidifie essentiellement le long des tubes et progresse de manière radiale dans la section d'essais. Puis un nouveau front de solidification apparait de bas en haut dans l'échangeur grâce à l'injection du froid par le bas de la section d'essais. Les fronts de solidification concordent assez bien entre

l'expérimental et le numérique jusqu'à  $t = 1000$  s. Par la suite, alors que pour les essais expérimentaux, un troisième front de solidification apparaît de haut en bas dans la section d'essais et contribue à solidifier les zones encore liquides du haut, là où la chaleur progresse difficilement, ce front n'existe pas dans le cas du calcul convectif. La seule différence entre la décharge expérimentale et la décharge numérique est la prise en compte de la contraction volumique à la solidification. Ce phénomène semble être à l'origine de l'apparition de ce troisième front. Un calcul supplémentaire avec prise en compte de la contraction volumique aurait été nécessaire

*En résumé, la convection naturelle est un phénomène important qui influence aussi la solidification. Même si l'écart de température qu'elle amène localement est très faible, elle contribue à stratifier la température dans le liquide en début d'essais, permettant d'accélérer légèrement la décharge et de lisser les fronts de solidification. Le mouvement de circulation est très court et plus intense que lors de la charge par le haut puisque les vitesses atteignent localement des valeurs proches de 7 mm/s en début d'essais. La prise en compte de la contraction volumique aurait apporté une compréhension supplémentaire de la progression des fronts de solidification en fin de décharge mais ce calcul aurait nécessité d'ajouter une phase d'air dans la section d'essais et de connaître plus précisément la masse volumique de la paraffine RT35-HC. Par ailleurs, une caractérisation de la capacité calorifique équivalente à la solidification permettra d'obtenir des courbes de température plus proches des températures expérimentales.*

## 6. Modèle de dimensionnement

La modélisation réalisée dans ce chapitre a permis de mettre en évidence l'importance de la convection naturelle à la charge mais aussi la nécessité de réaliser des calculs supplémentaires tenant compte de la contraction volumique et de la courbe de capacité équivalente à la solidification. Dans ce paragraphe, la question de l'applicabilité et la maniabilité de ce modèle pour une utilisation comme outil de dimensionnement est posée. Un outil de dimensionnement nécessite, d'une part, d'être simple d'utilisation et, d'autre part, de représenter fidèlement le comportement du système de stockage. Le résultat de l'outil de dimensionnement peut être, par exemple, une résistance globale de transfert dépendant du temps, qui permet ensuite de calculer simplement les puissances de transfert du système et les énergies stockée/déstockée. Ce résultat pourra ainsi être intégré dans une modélisation système afin de prédire le comportement du réservoir de stockage inséré sur un procédé.

Pour rendre la modélisation la plus simple possible, plusieurs pistes sont possibles :

- Le domaine d'étude peut être réduit afin de limiter les temps de calcul, par la réduction du nombre de mailles, et afin de rendre les résistances de transfert les plus indépendantes possibles des dimensions caractéristiques, comme la longueur des tubes ou la demi-distance entre les tubes
- Les phénomènes de transfert thermique pris en compte peuvent être simplifiés pour approcher le plus simplement la réponse du système de stockage/déstockage face à un flux de chaleur.

### 6.1. Réduction du domaine d'étude

La nécessité de modéliser le faisceau de tubes en trois dimensions est discutée dans ce paragraphe. Pour transformer le domaine en trois dimensions en un domaine en deux dimensions, il est possible, soit de ne modéliser qu'une coupe axiale du faisceau de tubes afin de voir l'évolution radiale des fronts de chaleur entre deux tubes, soit de ne modéliser qu'une coupe angulaire, afin de voir la propagation axiale de la chaleur.

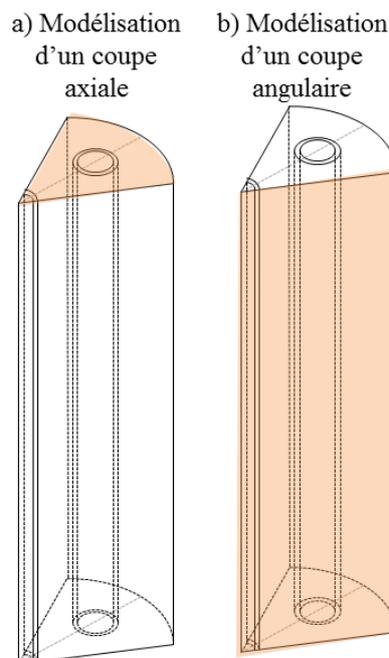


Figure IV-35 : Simplification du domaine pour le modèle de dimensionnement

**Modélisation d'une coupe axiale :**

Dans le cadre de cette thèse, le fluide caloporteur utilisé est monophasique, sa température évolue en fonction de la position axiale à mesure que le système se charge ou se décharge. La modélisation en trois dimensions est ainsi nécessaire pour calculer une résistance équivalente entre deux tubes dépendante de la position axiale. Si le système de stockage est prévu pour être utilisé avec un fluide diphasique, comme l'eau/vapeur, qui s'évapore ou se condense à mesure que le système se charge ou se décharge, la température le long de l'échangeur n'évolue quasiment pas et l'évolution des fronts de chaleur est essentiellement radiale. Mais, pour tenir compte de la convection naturelle dans la résistance de transfert globale, il est nécessaire de prendre en compte la dimension dont dépend la gravité.

**Modélisation d'une coupe angulaire :**

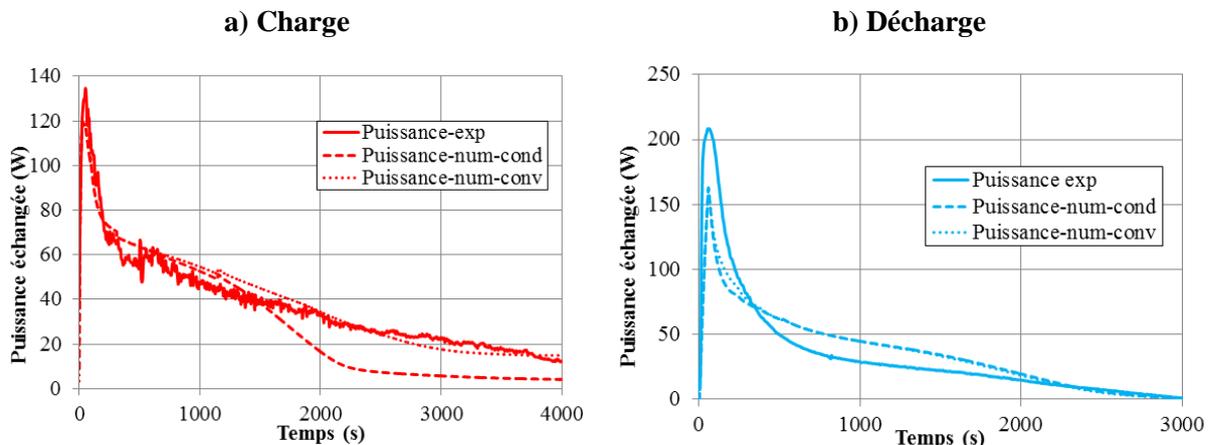
La modélisation uniquement angulaire n'est pas possible car le domaine n'est pas axisymétrique. Il a été montré précédemment que les thermocouples situés autour du tube central et ceux situés entre les tubes périphériques n'ont pas le même comportement. Dans le cas du faisceau de tubes, il n'est pas possible de s'affranchir de la dépendance angulaire du transfert de chaleur car on ne tiendrait pas compte des zones où l'échange est moins bon, comme présenté précédemment sur la Figure IV-26.

*Ainsi, si le système de stockage évolue différemment en fonction de la position axiale ou que le comportement n'est pas le même en fonction de la position angulaire, comme c'est le cas du système de stockage à faisceau de tubes présenté dans cette thèse, il n'est pas possible de réduire le domaine d'étude à un domaine à deux dimensions.*

**6.2. Modèle purement conductif**

Après avoir analysé en détail le rôle que joue la convection naturelle pour chacun des essais, il convient de se poser la question de la prise en compte de ce phénomène dans un modèle de pré-dimensionnement d'installation.

Même si cette convection naturelle existe dans les deux cas, il n'est pas forcément utile de la modéliser pour calculer une puissance de transfert ou les températures du MCP afin de prédire le comportement du système de stockage. Pour répondre à cette question, les puissances échangées lors des essais expérimentaux et des deux calculs, avec et sans convection naturelle, sont présentées sur la Figure IV-36 a) pour la charge par le haut et sur la Figure IV-36 b) pour la décharge par le bas.



**Figure IV-36 : Puissance échangée lors de la charge par le haut a) et la décharge par le bas b) pendant l'essai (trait plein), lors du calcul tenant compte de la convection naturelle (pointillés) et lors du calcul purement conductif (tirets)**

Dans le cas de la charge, les courbes de puissance obtenues avec le calcul tenant compte de la convection naturelle sont très proches voire confondues avec la courbe de puissance expérimentale. Pour le calcul purement conductif, la courbe de puissance numérique diffère de la courbe de puissance expérimentale à partir de  $t = 1300$  s. De plus, avec la convection naturelle, la puissance échangée est plus élevée au moins jusqu'à 2200 s, moment à partir duquel les pertes thermiques entretiennent artificiellement ce mouvement de convection naturelle. Sans la convection naturelle, la courbe de puissance décroît plus rapidement et le système stocke moins d'énergie. Ainsi, la convection naturelle est essentielle pour représenter fidèlement la puissance échangée dans un tel système de stockage à la charge et le simple calcul conductif ne suffit pas à évaluer la résistance globale de transfert globale. Par ailleurs, la résistance calculée à partir de cette modélisation est valable pour la section d'essais présentée dans cette thèse, avec les longueurs de tubes présentées précédemment. Le passage à l'échelle prototype, mettant en jeu des tubes de plusieurs mètres de long, ne pourra pas forcément se faire à partir de ces résultats étant donné que la convection naturelle entre en jeu dans ce système. En effet, si les tubes sont plus longs, le gradient de température entre le haut et le bas du système est plus important et pourra potentiellement entretenir un mouvement de convection naturelle plus fort, augmentant alors considérablement la puissance échangée avec le fluide caloporteur. Une réflexion autour de l'importance de la convection naturelle en fonction de la longueur de tubes est à mener avant de prédire les performances d'un système de stockage plus grand en charge. Par ailleurs, une analyse paramétrique permettra de voir si l'espacement entre les tubes est déterminant dans l'intensité du mouvement de circulation.

Pour le cas de la décharge par le bas, les courbes de puissance obtenues par le calcul sont confondues, prouvant que l'écart de température que le mouvement de convection naturelle apporte n'est pas suffisant pour modifier radicalement la puissance échangée en comparaison à un calcul purement conductif. Ainsi, le calcul conductif semble être suffisant dans le cas de la décharge pour modéliser le comportement du MCP. On remarque par ailleurs, que les courbes de puissance des deux calculs sont assez éloignées de la courbe de puissance expérimentale. Comme déjà développé au paragraphe précédent, les courbes de température n'ont pas la même allure qu'en expérimental, d'une part à cause de la courbe de capacité calorifique équivalente qui a été déterminée en chauffe et non en refroidissement et d'autre part à cause de la non prise en compte de la contraction volumique dans le calcul. Celui-ci aurait pu apporter un refroidissement prématuré des zones supérieures dans la section d'essais par la diminution du niveau de liquide et aurait ainsi permis d'augmenter la puissance échangée, au moins en début d'essais. Les courbes de puissance ne peuvent donc pas être utilisées telles quelles pour déterminer une résistance de transfert équivalente en fonction du temps. Un calcul supplémentaire tenant compte de ce rétreint volumique sera nécessaire pour évaluer les performances de ce type de stockage en décharge. Par ailleurs, pour affiner les courbes de température, une nouvelle caractérisation de la courbe de capacité calorifique équivalente devra être réalisée en refroidissement.

*Ainsi, à la charge, la prise en compte de la convection naturelle est nécessaire pour correspondre aux puissances expérimentales. Ce calcul pourra ainsi être utilisé pour déterminer des résistances thermiques globales de transfert en fonction du temps et facilitera le dimensionnement de futurs systèmes de stockage. Il faudra cependant s'assurer que le passage à l'échelle du faisceau de tubes n'entraîne pas une augmentation du mouvement liquide et ainsi l'augmentation du coefficient d'échange global.*

*A la décharge, la prise en compte de la convection naturelle ne modifie pas radicalement les courbes de puissance en comparaison au calcul conductif, celui-ci paraît donc suffisant pour prédire les puissances échangées à la décharge. Cependant, il conviendra d'améliorer le modèle pour que les résultats concordent avec les courbes de puissance expérimentales, en déterminant une nouvelle capacité calorifique équivalente à la solidification et en tenant compte de la contraction volumique lors de la solidification.*

## 7. Synthèse du chapitre

Dans ce chapitre, la modélisation du changement de phase dans un domaine en trois dimensions a été réalisée dans la section d'essais à faisceau de tubes pour comprendre le comportement du MCP dans un tel système de stockage. Pour réaliser le calcul en charge et en décharge, un domaine en trois dimensions a été utilisé et des hypothèses ont été faites notamment concernant les pertes thermiques, la convection naturelle ou encore les propriétés thermo-physiques du MCP. Le modèle enthalpie-porosité de Voller a ainsi été contourné par l'introduction d'une courbe de capacité calorifique équivalente pour apporter une évolution non linéaire de la courbe d'enthalpie spécifique entre la température de début et de fin de changement d'état, plus fidèle au comportement réel du MCP. Cette modélisation a apporté des informations essentielles concernant l'identification des phénomènes de transfert thermique prépondérants aussi bien pour la charge par le haut que pour la décharge par le bas.

Pour la charge, le modèle développé concorde aux résultats expérimentaux aussi bien en termes de température qu'en termes de fronts de fusion. Pour ce qui concerne les pertes thermiques, le fluide caloporteur étant beaucoup plus chaud que l'extérieur, les pertes thermiques sur l'injecteur distributeur en haut de la section d'essais et sur le collecteur en bas de la section d'essais sont prises en compte par un coefficient d'échange convectif à la paroi anormalement élevé, de l'ordre de  $15 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . Par ailleurs, la prise en compte de la convection naturelle est essentielle pour que les résultats numériques correspondent aux résultats expérimentaux. Le mouvement de liquide induit par le gradient thermique entre le MCP liquide chaud et le MCP solide plus froid permet la création de strates isothermes d'autant plus épaisses que l'essai progresse. L'épaississement de ces strates isothermes est responsable de l'inflexion de la température après le changement de phase ce qui montre que la deuxième quasi-stabilisation de la température n'est pas l'effet du matériau mais résulte des mouvements de MCP liquide dans l'échangeur. La stratification thermique et la circulation du liquide modifient et lissent les fronts de fusion, aussi bien à l'intérieur qu'à l'extérieur de la section d'essais. Elles apportent aussi de la chaleur en haut de la section d'essais et contribuent à faire fondre plus rapidement les zones supérieures de la section d'essais en comparaison avec un calcul purement conductif. Par ailleurs, en fin d'essais, la paroi plus froide entretient un mouvement de convection naturelle liquide entre le centre de la section d'essais plus chaude que la périphérie ce qui induit une stratification thermique plus étalée en fin d'essai.

En décharge, l'influence des pertes thermiques sur le distributeur à l'entrée et le collecteur à la sortie est négligeable. Etant donné que le fluide caloporteur est plus froid que la température extérieure, la convection sur les parois extérieures du distributeur injecteur n'a pas d'impact sur la température d'injection dans la section d'essais. Par ailleurs, la convection naturelle avait été clairement identifiée dans le cas de la décharge par le haut dans le chapitre III et ne semblait pas jouer un rôle fondamental dans le cas de la décharge par le bas. La modélisation de ce phénomène dans ce chapitre a permis de mettre en évidence qu'elle n'est pas forcément négligeable en décharge par le bas. Les vitesses atteintes par le MCP liquide en début d'essai sont en effet plus grandes qu'en charge. Bien que courte car ne se produisant que durant les premières secondes de l'essai ( $\approx 300 \text{ s}$ ), la convection naturelle contribue à stratifier la température dans le MCP liquide en début de décharge ce qui permet d'aplatir les fronts de solidification et d'accélérer légèrement la fin de l'essai. Cette prise en compte de la convection naturelle ne suffit pas à faire concorder les résultats numériques aux résultats expérimentaux. Une modélisation plus précise avec prise en compte de la contraction volumique et d'une capacité calorifique équivalente représentative de la solidification aurait apporté des informations supplémentaires à la compréhension des phénomènes de transfert thermique prépondérants en décharge.

Après avoir passé en revue l'importance des différents phénomènes de transfert thermique pour les deux types d'essais, la question de l'applicabilité de cette modélisation comme outil de dimensionnement d'un futur système de stockage a été posée. La réduction du domaine d'étude à un domaine en deux dimensions aurait pu simplifier le modèle. Seulement, le comportement du MCP est très dépendant à la fois de la position axiale mais aussi de la position angulaire dans le système de stockage à faisceau de tubes étudié dans ce chapitre. La modélisation en trois dimensions, avec utilisation de plans de symétrie, s'impose donc pour représenter fidèlement le comportement de ce système de stockage. Une piste alternative de simplification est la réduction du nombre de phénomènes modélisés, comme par exemple en ne considérant qu'un calcul conductif pour la prédiction des résistances globales de transfert. Si, à la décharge, la conduction semble prépondérante et cette solution semble envisageable après une amélioration du modèle par l'ajustement de la capacité calorifique en solidification, à la charge, la convection naturelle n'est pas négligeable. L'augmentation du coefficient d'échange par la convection naturelle est fonction des dimensions caractéristiques, comme la longueur des tubes ou l'espacement entre chaque tube, et une étude paramétrique doit être menée pour quantifier cette dépendance et ses répercussions sur les puissances échangées afin de maîtriser la prédiction des performances d'un système de stockage plus grand. Ainsi, la modélisation d'un système de stockage thermique apporte des éléments de compréhension des phénomènes de transfert thermique et des pistes d'amélioration mais ne fournit pas un outil simple de dimensionnement pour prédire leurs performances.

La préparation, l'ajustement et la validation d'un modèle CFD sont par ailleurs assez fastidieux. C'est pourquoi les performances des différents systèmes de stockage présentés dans le chapitre III ne sont pas comparées au moyen d'une modélisation. Une méthode de prévision des performances au travers des résultats expérimentaux est donc proposée et détaillée dans le chapitre suivant.

# Chapitre V : Méthode de comparaison des performances des systèmes de stockage latent

Dans les deux chapitres précédents, une analyse des phénomènes de transfert thermique dans quatre systèmes de stockage latent de type échangeurs tube et calandre a été réalisée. Ces échangeurs, bien que de dimensions et de volume quasiment identiques sont de type et de matériau très différents. Il paraît ainsi difficile de comparer leurs performances pour sélectionner l'échangeur le plus adapté à l'application de valorisation de chaleur fatale industrielle.

Une méthode a donc été développée en tenant compte des principaux paramètres, comme la masse de MCP, la masse de métal et les différentes capacités calorifiques des matériaux et permet de déterminer un critère de comparaison des échangeurs à la fois d'un point de vue énergétique mais aussi en termes de puissance, car celle-ci apporte des informations sur les temps de stockage et de restitution de la chaleur.

## 1. Objectifs

L'objectif de ce chapitre est de comparer les performances des systèmes de stockage latent mettant en œuvre des échangeurs à surface d'échange augmentée. L'idée est d'apporter une connaissance suffisante de ces systèmes de stockage en termes de puissance et énergie stockée/restituée afin de répondre à un cahier des charges précis pour l'application de chaleur fatale. Etant donné que ces systèmes sont utilisés en régime transitoire, il est délicat de définir convenablement le critère représentant la puissance échangée. C'est pourquoi une nouvelle méthode basée sur un calcul énergétique côté MCP est proposée dans ce chapitre et introduit la notion de temps caractéristique adimensionnel pour comparer les échangeurs entre eux quelles que soient les conditions expérimentales et quelles que soient les masses de MCP et de métal engagées.

## 2. Etat de l'art sur les méthodes de comparaison existantes

Il existe dans la littérature des méthodes qui permettent de comparer les performances des échangeurs. Ces méthodes sont souvent numériques, ou mélangent des résultats expérimentaux et numériques. Trois exemples sont sélectionnés ici.

### 2.1. Méthode numérique de Guelpa *et al.* [122]

La première méthode s'appuie sur un calcul numérique et est proposée par E. Guelpa *et al.* [122]. Plusieurs designs d'échangeurs avec MCP sont comparés grâce à l'analyse de la seconde loi de la thermodynamique, basée sur la génération d'entropie. Un modèle enthalpique à deux dimensions prenant en compte la convection naturelle a été développé pour simuler la solidification d'une paraffine RT55 dont la température de fusion est de 51-56 °C.

Le modèle enthalpique permet de calculer le ratio entre l'énergie libérée et l'énergie théoriquement récupérable, nommé efficacité. Il est défini selon l'équation (V-1) comme l'intégrale sur le temps de la puissance totale échangée par le fluide caloporteur  $P(t)$  durant la

solidification divisée par la somme de l'énergie latente et l'énergie sensible théoriquement disponible entre la température initiale  $T_{initial}$ , et la température finale  $T_{final}$ .

$$\eta(t) = \frac{\int_0^t P(t)dt}{V_{MCP}[\rho_S c_{p,S}(T_{fusion} - T_{initial}) + \rho_S \Delta h_{S-L} + \rho_L c_{p,L}(T_{final} - T_{fusion,})]} \quad (V-1)$$

Il est à noter que le calcul ne tient pas compte de la plage de température de fusion de 5 °C à laquelle est soumis le MCP utilisé.

Par ailleurs, un modèle calculant la génération d'entropie est implémenté grâce à des UDF (User Defined Function) dans Fluent. Le modèle entropique sert à repérer la configuration qui génère le moins de sources d'irréversibilités. Un nombre de génération d'entropie est calculé à partir de la température de référence, du taux d'exergie libérée et de la génération d'entropie globale comme présenté dans l'équation (V-2).

$$N_S = \frac{T_0 S_p}{Ex} \quad (V-2)$$

Avec

$N_S$  Nombre de génération d'entropie

$S_p$  Génération d'entropie globale en W/K.

$Ex$  Taux d'exergie libérée  $Ex = \varphi \left(1 - \frac{T_0}{T_{MCP}}\right)$  en W

L'entropie globale  $S_p$ , générée lors des essais est présentée sur la Figure V-1 b) pour les trois échangeurs ailetés testés numériquement. Le premier est équipé de 12 ailettes transverses répartis uniformément le long du tube de fluide caloporteur. Les deux autres ont 27 ailettes transverses, l'un avec une répartition uniforme le long du tube et l'autre avec une répartition non uniforme.

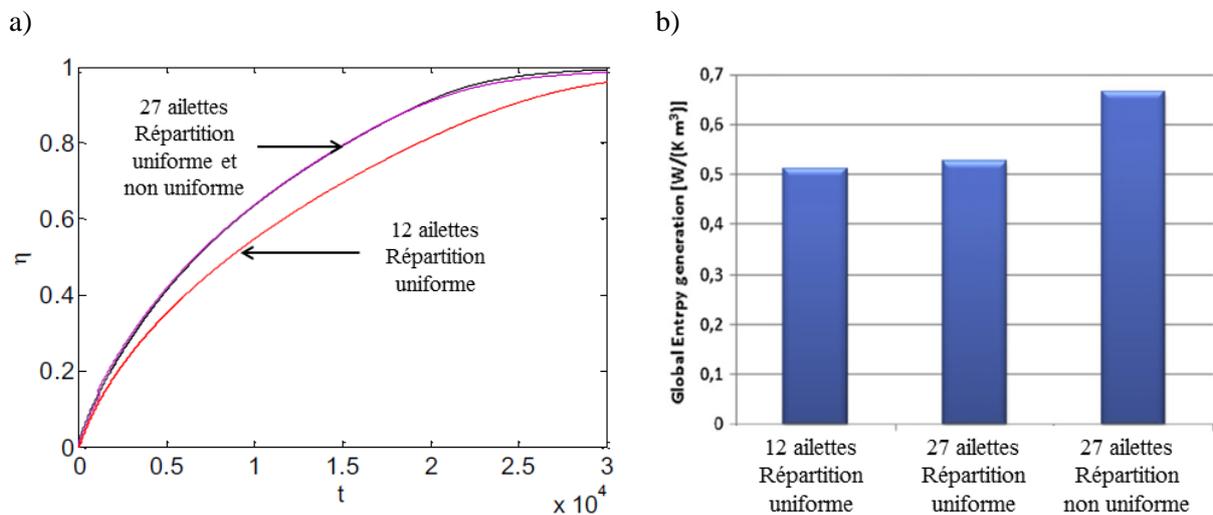


Figure V-1 : a) Efficacité instantanée et b) entropie globale générée pour les différents échangeurs testés numériquement par Guelpa *et al.* [122]

Ainsi, les échangeurs possédant le plus d'ailettes présentent une meilleure efficacité que celui qui n'en a que 12. Par ailleurs, la répartition uniforme des ailettes permet de générer moins d'entropie qu'une répartition non uniforme. Par ailleurs, on remarque que l'échangeur avec 12 ailettes génère presque autant d'entropie globale que l'échangeur à 27 ailettes réparties uniformément.

Cette méthode, bien qu'apportant des informations sur le comportement local (grâce à l'entropie) et global (grâce à l'efficacité) nécessite cependant de mettre en place un modèle numérique pour chaque géométrie d'échangeur et n'est pas retenue dans le cadre de cette thèse.

## 2.2. Méthode expérimentale de N.H.S. Tay [113]

N.H.S. Tay [113] a également développé sa propre méthode de comparaison de systèmes de stockage latent. Celle-ci est basée sur les résultats expérimentaux et s'inspire du travail de A. Sari *et al.* [131] qui présentait en 2002 un moyen de déterminer l'efficacité d'un système de stockage simple de type tube-calandre. La définition de cette efficacité repose sur l'argument qu'un système de stockage latent est un échangeur de chaleur avec des performances relatives à une source et puits de chaleur fixes, c'est-à-dire la température d'injection du fluide caloporteur  $T_{\text{injection}}$  et la température de changement d'état  $T_{\text{fusion}}$ . Cette efficacité expérimentale est définie selon l'équation (V-3).

$$\varepsilon = \frac{T_{\text{injection}} - T_{\text{sortie}}}{T_{\text{injection}} - T_{\text{fusion}}} \quad (\text{V-3})$$

Cette efficacité dépendant de températures transitoires, une efficacité moyenne peut être calculée telle que présentée dans l'équation (V-4). Dans le cas d'une décharge, l'efficacité se comprend comme le ratio entre l'énergie réellement déchargée et l'énergie maximale à décharger – qui est aussi l'énergie stockée au cours de la charge précédente.

$$\bar{\varepsilon} = \int_0^t \varepsilon dt \quad (\text{V-4})$$

Comme expliqué précédemment dans le chapitre III, le transfert de chaleur entre le fluide caloporteur et l'interface solide-liquide dans un réservoir de stockage latent est un phénomène transitoire qui est fonction des résistances de transfert dans le fluide caloporteur mais aussi dans le MCP qui a déjà changé de phase. Ainsi, la température de sortie de fluide caloporteur est déterminée par la résistance thermique dans le système et limitée par la température de changement d'état. Le flux de chaleur maximal est ainsi atteint lorsque la température de sortie est égale à la température de changement d'état. Cependant, à cause de la résistance thermique dans le système, la température de sortie en décharge sera toujours en-dessous de la température de changement d'état. Pour atteindre la température de sortie souhaitée, il est donc parfois nécessaire de prendre un MCP avec une température de changement d'état plus élevée. La charge sera en conséquence plus énergivore. L'efficacité énergétique d'un système de stockage thermique est donc dépendante de la minimisation de la résistance thermique globale de transfert, aussi bien dans le MCP que dans le fluide caloporteur.

Les auteurs proposent ainsi de trouver un moyen de calculer autrement cette efficacité, en y introduisant la notion de résistance thermique globale. Ainsi, l'efficacité globale d'un échangeur est fonction du Nombre d'Unités de Transfert (NUT) et s'exprime selon l'équation (V-5).

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) = 1 - \exp\left(-\frac{1}{\dot{m}c_p R_{\text{th}}}\right) \quad (\text{V-5})$$

Une représentation de cette résistance équivalente est présentée sur la Figure V-2 pour un système de stockage latent type tube-calandre concentrique.

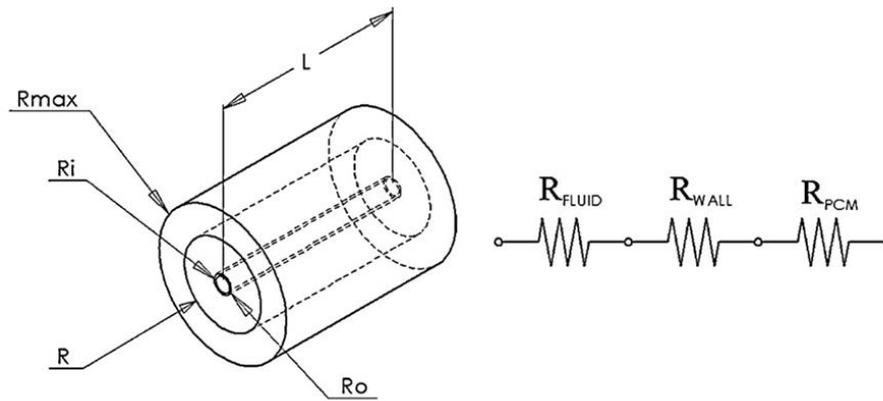


Figure V-2 : Représentation des résistances thermiques autour d'un système de stockage latent type tubecalandre cylindrique [113]

La résistance thermique peut alors être déterminée expérimentalement. Les auteurs ont validé leur méthode avec le cas d'une solidification autour de tubes lisses en U dans une calandre cylindrique [74]. Étant donné que la solidification est un processus majoritairement conductif, la résistance équivalente globale ne tenant compte que des différentes résistances conductives est représentative du flux de chaleur échangée. Pour le cas de la fusion, le modèle n'est pas tout à fait valide : la précision du modèle dépend de la part de convection naturelle dans le MCP. Lorsque celle-ci est conséquente, la résistance globale de transfert théorique est plus élevée que la résistance de transfert réelle. Ainsi, la méthode sous-estime l'efficacité réelle du système en fusion lorsque la convection naturelle est prépondérante dans le MCP.

### 2.3. Méthode numérique de N.H.S. Tay *et al.* [100]

Pour le cas du tube aileté transversalement, la détermination de la résistance globale de transfert passe par un modèle numérique, mettant en œuvre la méthode enthalpie-porosité de Voller ne tenant pas compte de la convection naturelle [100]. Ce modèle tient compte des différentes résistances thermiques qui coexistent lors d'un changement de phase entre deux ailettes. Le front de fusion ou solidification progresse en effet de manière radiale autour du tube, mais aussi de manière axiale autour de chaque ailette circulaire, comme présenté sur la Figure V-3.

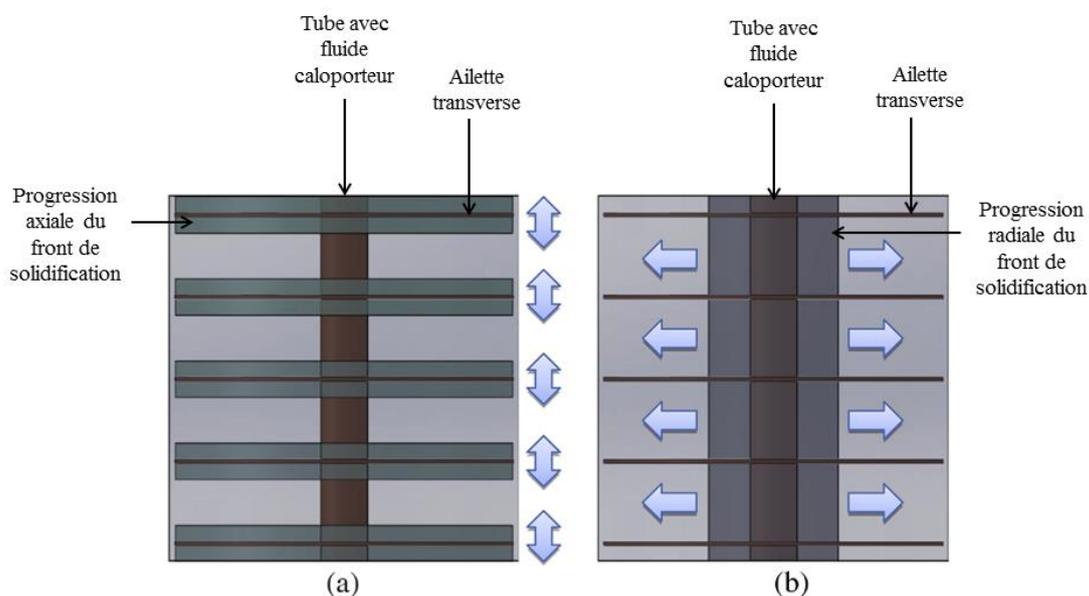


Figure V-3 : Progression de l'interface solide-liquide lors d'un changement de phase dans un échangeur avec ailettes transverses : a) progression parallèle aux ailettes, b) progression radiale autour du tube

### 3. Stratégie adoptée

Les deux méthodes présentées s'appuient soit sur un modèle numérique CFD, soit sur les courbes de températures expérimentales dans le fluide caloporteur.

#### 3.1. Analyse des performances à partir de modèles CFD

Comme expliqué précédemment dans le chapitre IV, la modélisation de tels échangeurs avec du changement de phase peut-être très chronophage et difficile à mettre en œuvre et à valider. Des mécanismes comme l'expansion volumique sont assez compliqués à modéliser, d'autres comme la convection naturelle nécessitent de raffiner le maillage ou d'élargir le domaine modélisé rendant les calculs plus lourds. C'est pourquoi les modèles numériques, bien qu'intéressants pour comprendre les mécanismes locaux de comportement du MCP, ne sont pas utilisés dans le cadre de cette thèse pour comparer les échangeurs entre eux car il existe trop d'incertitudes quant à leur précision et que certains phénomènes pourtant importants, comme l'expansion ou la contraction volumique et la convection naturelle, ne sont pas pris en compte dans l'amélioration des performances.

#### 3.2. Analyse des performances à partir du fluide caloporteur

L'utilisation des températures expérimentales de fluide caloporteur paraît plus adaptée pour caractériser les performances des systèmes de stockage dans notre cas. Celles-ci sont par ailleurs plus représentatives du comportement réel du système de stockage. Pour calculer la puissance des échangeurs en régime permanent, les courbes de température d'entrée et de sortie du fluide caloporteur sont habituellement utilisées. Dans le cas des échangeurs de stockage latent, le système fonctionne en régime transitoire et c'est la puissance instantanée et l'énergie échangée côté fluide caloporteur qui peuvent être calculées. La température du fluide caloporteur étant mesurée par un thermocouple à l'entrée et à la sortie de la section d'essais, il est possible de calculer la puissance échangée lors d'un essai par la relation (V-6).

$$P(t) = \dot{m}_{\text{eau}} C_{p_{\text{eau}}} (T_{\text{sortie}}(t) - T_{\text{injection}}(t)) \quad (\text{V-6})$$

Pour calculer l'énergie échangée par le fluide caloporteur, la courbe de puissance est intégrée en fonction du temps, comme présenté dans l'équation (V-7). Etant donné que la courbe de puissance prend en compte les pertes thermiques, la courbe d'énergie correspond bien à l'énergie échangée et non uniquement l'énergie stockée.

$$E(t) = \int_0^t P(t) dt \quad (\text{V-7})$$

Les courbes de la puissance échangée et d'énergie échangée lors d'une charge par le haut en fonction du temps sont présentées sur les Figure V-4 a) et b) pour les quatre designs d'échangeurs étudiés dans le chapitre III.

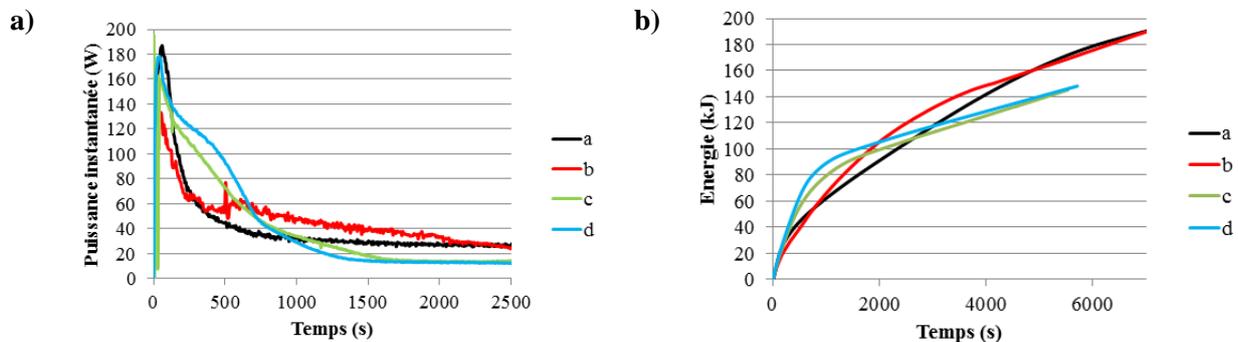


Figure V-4 : Evolution temporelle de la puissance instantanée (1) et de l'énergie échangée côté fluide caloporteur (2) lors d'une charge par le haut

On remarque que les courbes de puissance ont une forme similaire à celle déjà observée dans le chapitre IV. La puissance commence par augmenter jusqu'à atteindre une valeur proche de 180 W. Cette augmentation soudaine est due au changement brusque de la température dans l'échangeur en tout début d'essai due à l'inversion des vannes trois voies. La puissance diminue ensuite progressivement jusqu'à un point d'inflexion vers 250 s. La puissance tend à se stabiliser autour de 120-140 W pour les designs ailetés (c et d) et autour de 60 W pour le design à faisceau de tubes (b). En fin d'essai, la puissance se stabilise ensuite autour de 12 W pour les designs c) et d), 13 W pour le design b) et 10 W pour le design a). La stabilisation a lieu autour de 4000 s pour le design b) et de 6000 s pour le design a) et n'est pas présentée sur cette figure.

Ainsi, on remarque qu'une puissance subsiste à la fin de chaque essai. Cette puissance, bien qu'existante, car correspondant aux pertes en fin d'essai, est beaucoup trop élevée. Même en considérant que la paroi est à la température du MCP en fin d'essai, c'est-à-dire à environ 50 °C et que la température extérieure est de 20 °C environ, avec un diamètre de calandre de 40 mm et une hauteur de 400 mm, l'ordre de grandeur des pertes est d'environ 7.5 W en fin de charge pour un coefficient d'échange de 5 W/(m<sup>2</sup>.K). Il a été montré grâce aux simulations réalisées sur Fluent que pour arriver à un niveau de pertes équivalent à l'expérimental, un coefficient d'échange de 15 W/(m<sup>2</sup>.K) sur la calandre extérieure était nécessaire. Ce niveau de coefficient d'échange est beaucoup trop élevé pour correspondre uniquement à un transfert par convection naturelle avec l'extérieur. Des pertes par pont thermique peuvent être à l'origine de cet écart significatif entre la température d'injection et de sortie en fin d'essai.

Par ailleurs, étant donné que le fluide caloporteur circule en régime laminaire, il existe une grosse incertitude quant à la mesure de la température expérimentale. Le thermocouple est censé être situé au centre du tube mais si celui-ci a bougé ou qu'il a été mal placé, un millimètre suffit à surestimer ou sous-estimer l'écart de température entre l'entrée et la sortie de la section d'essais.

De plus, étant donné que les thermocouples mesurant la température d'entrée et de sortie du fluide caloporteur sont situés environ 15 cm en amont et en aval respectivement de la section d'essais, l'écart de température représente à la fois l'énergie stockée dans l'échangeur, l'énergie perdue sur les parois de la calandre mais aussi l'énergie perdue sur la paroi du tube de fluide caloporteur avant et après la section d'essais.

Lorsque toutes ces erreurs sont accumulées sur les courbes d'énergie, elles deviennent non négligeables et les courbes d'énergie ne sont alors plus représentatives du comportement du seul système de stockage. Sur les courbes d'énergie de la Figure V-4 b), on notera d'ailleurs que les pertes sont visibles en fin d'essais et correspondent à la pente de la courbe.

*En résumé, la méthode d'efficacité proposée par N.H.S Tay et al. [113] n'est pas applicable dans notre cas étant donné les trop grandes erreurs liées à la mesure de la température du fluide caloporteur. Une méthode basée sur l'expérimental et plutôt sur les courbes de température côté MCP est donc développée.*

### **3.3. Variation des conditions limites**

Pour garantir des niveaux d'énergie d'entrée identiques dans chaque section d'essais, il faut que la température d'injection et la température initiale soient les plus proches possibles. Il a été cependant observé qu'il était difficile de répéter exactement les conditions d'entrée d'une section d'essais à l'autre vu la différence de quantité de métal à chauffer/refroidir mais aussi vu les différences de conditions extérieures d'un jour à l'autre. Pour toutes ces raisons, les températures initiales et d'injection ne sont pas tout à fait les mêmes. Cette observation pousse à vouloir adimensionner les résultats afin de prendre en compte la variation des conditions initiale et finale.

### **3.4. Variation des paramètres géométriques de l'échangeur**

Par ailleurs, les différents modèles de comparaison de performances présentés dans le paragraphe 2 proposent de connaître le niveau de charge/décharge des échangeurs en calculant un ratio entre l'énergie stockée/restituée par rapport à l'énergie maximale stockable/restituable. Pour calculer cette énergie dans notre cas, il faut d'une part prendre en compte la masse de MCP dans chaque design, celle-ci n'est pas la même d'un échangeur à l'autre. Par ailleurs, étant donné que la différence de température entre la température initiale et la température finale est d'environ 30 °C, une part d'énergie est stockée sous forme sensible dans les parties métalliques de chaque section d'essais. Il faut donc prendre en compte ces masses de métal dans le calcul de l'énergie maximale stockable/restituable.

### **3.5. Conclusion**

En résumé, pour comparer les performances entre les différents designs d'échangeurs, les méthodes proposées dans la bibliographie ne peuvent pas être appliquées pour toutes les raisons suivantes :

- Les modèles numériques ne sont pas représentatifs du comportement réel de l'échangeur étant donné qu'ils ne prennent pas en compte des phénomènes comme l'expansion/la contraction volumique.
- Les températures côté fluide caloporteur ne sont pas fiables étant donné que les essais ont été réalisés en régime laminaire et qu'il existe un trop grand nombre de pertes entre la position des deux thermocouples dans le fluide caloporteur.

Par ailleurs, les comparaisons doivent être adimensionnées étant donné que :

- Les températures initiales et finales ne sont pas les mêmes d'un essai à l'autre.
- La masse de métal et les matériaux de métal utilisés sont différents d'une section d'essais à l'autre et que donc les énergies maximales stockables sont différentes pour chaque essai.

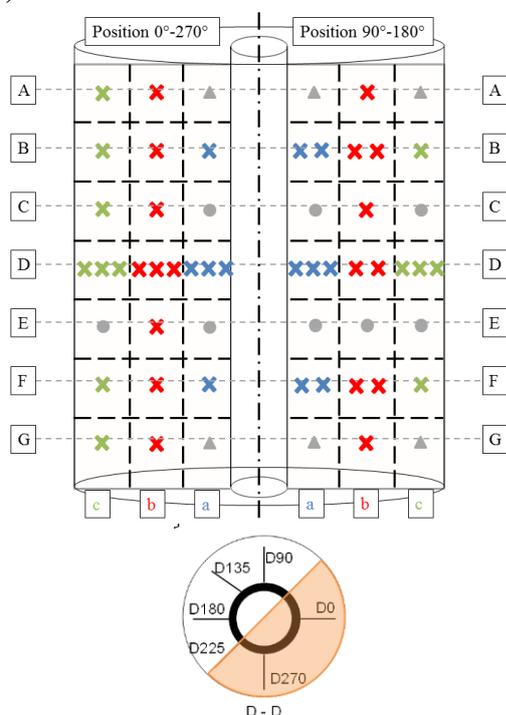
Pour prendre en compte toutes ces remarques ce chapitre propose une méthode d'évaluation des performances basée sur les courbes de température côté MCP. La méthode repose sur un calcul d'énergie et un temps caractéristique adimensionnel présentés dans le paragraphe 4. Une validation est réalisée dans le paragraphe 5. Enfin, une comparaison entre les différents échangeurs testés expérimentalement au chapitre III est présentée dans le paragraphe 6.

## 4. Nouvelle méthode de comparaison des performances

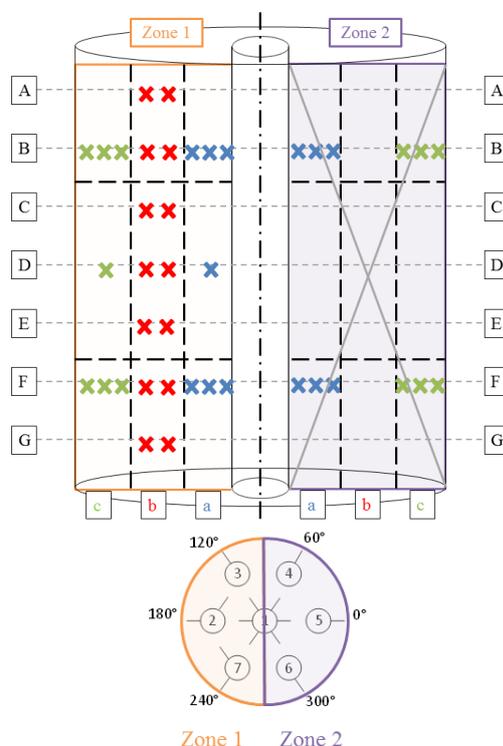
### 4.1. Maillage expérimental

Une méthode a été élaborée pour calculer l'énergie stockée ou restituée côté MCP en tenant compte des différences de géométries et notamment de la masse de métal. Etant donné que chaque design est instrumenté avec au moins une quinzaine de thermocouples, chaque échangeur est découpé en plusieurs volumes élémentaires de MCP autour des thermocouples existants à la manière d'un maillage numérique. Les maillages sont alors dits « expérimentaux » et sont présentés pour les différentes sections d'essais sur la Figure V-5. Sur les schémas, les thermocouples réellement présents dans la section d'essais sont symbolisés par des croix de couleur. Chaque thermocouple est défini selon sa position axiale, sa position radiale et sa position angulaire (regroupées deux à deux sur cette figure). Toutes les sections d'essais ne sont pas instrumentées de la même manière et c'est pourquoi, le maillage expérimental a été adapté à chaque configuration.

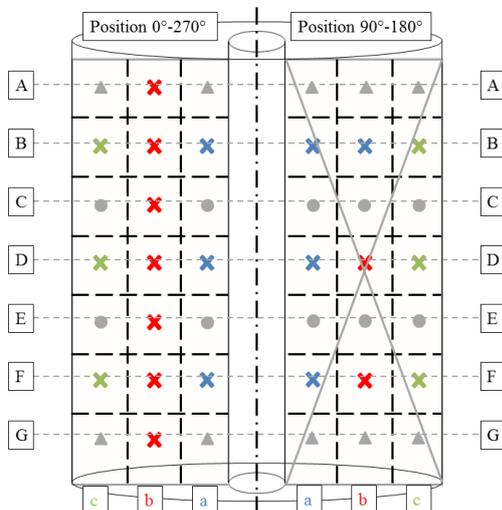
a) Tube Lisse



b) Faisceau de tubes



c) Ailettes longitudinales



d) Ailettes circulaires

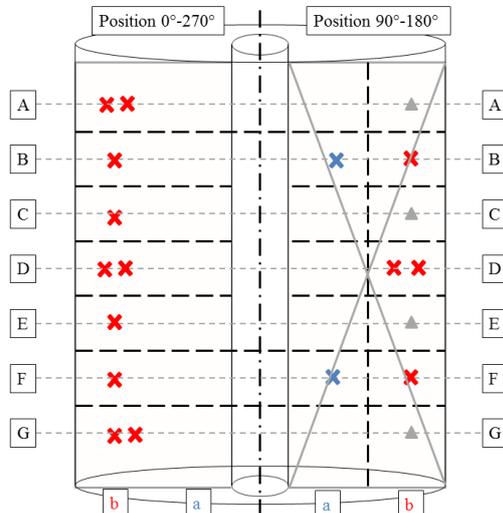


Figure V-5 : Maillage expérimental des différentes sections d'essais

### Découpage en fonction de la position angulaire

Les mailles sont définies à l'aide de deux positions angulaires. Ainsi, les thermocouples de la position angulaire  $0^\circ$  sont groupés avec ceux de la position angulaire  $270^\circ$  et une moyenne de la température est faite entre les températures de ces deux positions. Il en est de même pour les thermocouples des positions angulaires  $90^\circ$  et  $180^\circ$ . Pour la section d'essais à faisceau de tubes, la section d'essais a été découpée en deux zones qui sont précisées sur la Figure V-5. Pour les sections d'essais à faisceau de tubes, à ailettes longitudinales et à ailettes circulaires, il n'y avait pas suffisamment de thermocouples pour la position angulaire  $90^\circ$ - $180^\circ$  et la zone 2 pour les utiliser. La température de ces thermocouples est ainsi utilisée uniquement pour déterminer plus précisément la température des mailles aux positions adjacentes ( $0^\circ$ - $270^\circ$  et zone 1). Ainsi, seule la section d'essais à tube lisse, plus instrumentée que les autres a été découpée selon les deux positions angulaires présentées sur la Figure V-5.

### Découpage en fonction de la position axiale :

Comme il y a sept sections axiales, définies de A à G, il est possible de définir sept zones sur la hauteur des designs a), c) et d). La section d'essais b) ne présentait pas assez de thermocouples pour couper en 7 zones différentes. Seules 3 zones ont été définies pour la section d'essais b). Les sections A-B, C-D-E et F-G sont ainsi regroupées.

### Découpage en fonction de la position radiale :

Les positions radiales sont représentées par les traits pointillés verticaux sur la Figure V-5. Pour les designs a) et c), trois thermocouples sont disposés dans l'espace annulaire entre le tube central et la calandre. Trois zones annulaires ont alors été ajoutées au maillage expérimental. Le design b) étant un peu plus complexe, les zones de découpage ont été réalisées selon la Figure V-6. Quant au design d), le moins instrumenté des quatre, une seule position radiale est utilisée.

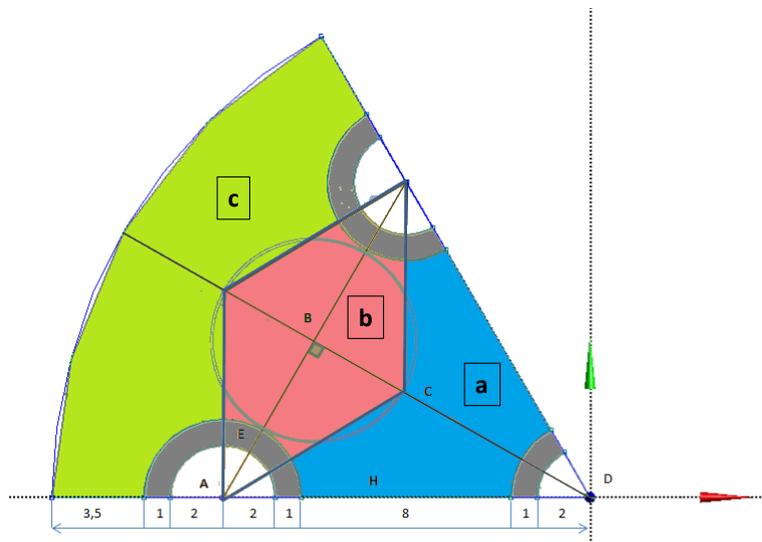


Figure V-6 : Détails du maillage expérimental entre les tubes dans la section d'essais faisceau de tubes

Une fois les limites de la maille connues, le volume est calculé grâce à sa hauteur. A chaque volume est alors attribuée une température. Les croix de couleur sur la Figure V-5 représentent les thermocouples disponibles. Lorsqu'il y a plusieurs thermocouples dans le même volume, c'est la température moyenne qui est utilisée. Les ronds gris représentent les zones où il n'y a pas de thermocouples disponibles et où la température a été calculée par interpolation linéaire. Les triangles gris correspondent aux zones où il n'y a pas de thermocouples et où la température a été calculée par extrapolation.

Le volume est multiplié par la masse volumique du MCP liquide pour obtenir la masse du MCP de la maille. L'expansion volumique n'est pas prise en compte dans ce calcul.

#### 4.2. Energie stockée ou restituée par le système

Pour calculer l'évolution de l'énergie d'une maille au temps  $t$ , la température de la maille est considérée comme uniforme pendant le pas de temps de l'acquisition expérimentale (de 3 s). Les courbes d'enthalpie spécifique du MCP à la fusion et à la solidification sont utilisées. L'évolution de l'énergie dans une maille  $i$  correspond alors à l'évolution de l'enthalpie spécifique entre la température  $T_i(t)$  et la température initiale de la maille,  $T_i(0)$ , pondérée par la masse de MCP  $m_i$  dans la maille. Cette évolution d'énergie pour une maille est additionnée sur la totalité des mailles  $n$  pour obtenir l'évolution de l'énergie dans le MCP,  $E_{MCP}(t)$ , qui est définie selon la relation (V-8).

$$E_{MCP}(t) = \sum_{i=0}^n m_i [h(T_i(t)) - h(T_i(0))] \quad (V-8)$$

Pour calculer l'énergie réelle stockée dans le système, l'énergie sensible stockée dans le métal est prise en compte. L'énergie du métal est considérée comme constante en fonction du temps et est calculée à partir du produit de la masse de métal, sa capacité calorifique et la différence de température entre l'état final et l'état initial de la section d'essais comme présenté dans l'équation (V-9).

$$E_{\text{métal}} = m_{\text{métal}} C p_{\text{métal}} (T_{\text{final}} - T_{\text{initial}}) \quad (V-9)$$

L'évolution de l'énergie du système en fonction du temps est ainsi définie selon l'équation (V-10). L'énergie du métal est considérée comme stockée en 15 s dans le système, ce qui permet de considérer une énergie du système nulle à  $t = 0$  s. Ce temps de 15 s a été déterminé à partir d'un calcul conductif grâce à la diffusivité thermique dans les différents métaux.

$$E(t) = E_{\text{métal}} + E_{MCP}(t) \quad (V-10)$$

Ainsi, il est possible de visualiser la courbe d'évolution de l'énergie au cours du temps dans l'échangeur. Un exemple de la courbe d'énergie stockée lors d'une charge par le haut pour le design à ailettes longitudinales est présenté sur la Figure V-7. Cette courbe est plus intéressante qu'un simple bilan thermique côté fluide caloporteur car elle nous permet de prendre en compte les spécificités de la géométrie. On notera que l'énergie est positive lors d'une charge puisqu'elle est stockée donc donnée au système et négative lors d'une décharge puisqu'elle est restituée.

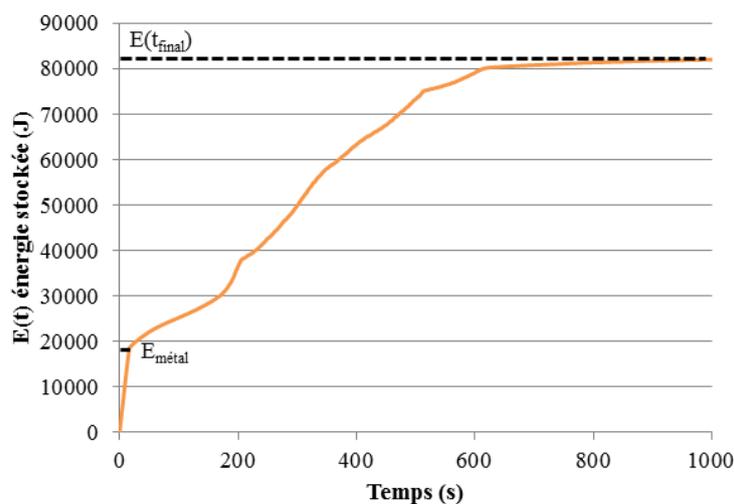


Figure V-7 : Evolution de l'énergie stockée dans le design à ailettes longitudinales c) lors d'une charge par le haut

La quantité d'énergie stockée dans le système est relevée à la fin de l'essai et est notée  $E(t_{\text{final}})$ . Pour savoir quelle est la part d'énergie stockée/restituée sous forme latente, sous

forme sensible dans le MCP et dans les parties métalliques, l'enthalpie de changement de phase présentée au chapitre III est utilisée. Ainsi, il avait été relevé qu'à la fusion, l'enthalpie de changement d'état d'une valeur de 236 kJ environ était stockée sur une plage de température entre 34.9 °C et 37.2 °C. A la solidification, l'enthalpie de changement d'état vaut 233 kJ environ et est restituée entre 32.6 °C et 35.4 °C. L'énergie sous forme latente est tout simplement calculée en multipliant la chaleur latente par le volume de MCP et la densité liquide, qui est de 760 kg/m<sup>3</sup>. En y soustrayant la part d'énergie stockée sous forme sensible dans les parties métalliques, on peut approcher la quantité d'énergie stockée en sensible dans le MCP. De cette manière, il est possible de savoir quel est le pourcentage de l'énergie totale  $E(t_{\text{final}})$  qui est sous forme latente, sous forme sensible dans le MCP et sous forme sensible dans les parties métalliques.

### 4.3. Détermination des températures initiale et finale

Pour déterminer la température initiale et finale du système, la température côté MCP est utilisée, étant données les incertitudes sur les courbes de fluide caloporteur. La température initiale est définie en charge comme la température minimale des températures initiales et en décharge comme la température maximale des températures initiales. La température finale correspond en charge à la température maximale atteinte par un des thermocouples côté MCP. En décharge, la température finale correspond à la température minimale atteinte par un des thermocouples côté MCP. Ces relations sont récapitulées dans les équations (V-11) et (V-12).

$$T_{\text{initial}} = \begin{cases} \min(T_{1\dots n}(0)) \text{ en charge} \\ \max(T_{1\dots n}(0)) \text{ en décharge} \end{cases} \quad (\text{V-11})$$

$$T_{\text{final}} = \begin{cases} \max(T_{1\dots n}(0 \dots t_{\text{final}})) \text{ en charge} \\ \min(T_{1\dots n}(0 \dots t_{\text{final}})) \text{ en décharge} \end{cases} \quad (\text{V-12})$$

### 4.4. Temps caractéristique

Pour comparer les essais entre eux, un temps caractéristique est relevé pour chaque essai. Ce temps correspond au temps que met le système à atteindre 90% de son énergie maximale atteignable. L'énergie maximale atteignable de l'essai correspond à l'aire sous la courbe de capacité calorifique équivalente entre la température initiale et la température maximale ou encore à la différence d'enthalpie spécifique entre ces deux températures, pondérée par la masse totale de MCP à laquelle est ajoutée l'énergie du métal, comme définie par l'équation (V-13).

$$E_{\text{max}} = E_{\text{métal}} + m_{\text{MCP}}(h(T_{\text{final}}) - h(T_{\text{initial}})) \quad (\text{V-13})$$

Le temps caractéristique  $\tau_{90}$  est alors défini par la relation (V-14).

$$E(\tau_{90}) = 0.9E_{\text{max}} \quad (\text{V-14})$$

Comme le système de stockage se charge et se décharge majoritairement sur les 90 premiers pourcents de son énergie maximale stockable/restituable, la valeur de 90% de l'énergie maximale atteignable est choisie. Pour charger et décharger les 10 derniers pourcents, il faut un temps quasiment aussi long que pour charger/décharger les 90 premiers pourcents, étant donné qu'à la fin d'un essai, la température du fluide caloporteur est si proche de la température du MCP que le flux de chaleur transférée est beaucoup plus faible qu'en début d'essai.

### 4.5. Adimensionnement

Pour prendre en compte les différences en termes de conditions initiales et finales, le temps caractéristique relevé précédemment est adimensionné. En effet, le temps caractéristique est influencé par la température initiale du MCP mais aussi par la température d'injection. Pour

adimensionner ce temps caractéristique, un temps optimal est calculé à partir de la puissance optimale de transfert et l'énergie maximale stockable/restituable. La puissance optimale de transfert correspond à la puissance maximale qui est atteinte lorsque le MCP est à température initiale et que le fluide caloporteur est injecté à la température finale comme présenté dans l'équation (V-15)

$$P_{\max} = \dot{m}_{\text{eau}} C_{p_{\text{eau}}} (T_{\text{final}} - T_{\text{initial}}) \quad (\text{V-15})$$

Le temps optimal (équation (V-16)) est alors le rapport entre l'énergie maximale (équation (V-13)) et la puissance optimale (équation (II-7)). Il correspond à un temps idéal qui ne pourrait être atteint que si la puissance était toujours à son maximum, ce qui n'est pas le cas pendant les essais.

$$t_{\text{opt}} = \frac{E_{\max}}{P_{\max}} \quad (\text{V-16})$$

Le temps caractéristique est alors adimensionné grâce à ce temps optimal comme présenté dans l'équation (V-17).

$$\tau_{90}^* = \frac{\tau_{90}}{t_{\text{opt}}} \quad (\text{V-17})$$

*On retiendra ainsi que la méthode proposée permet de calculer l'énergie à partir des thermocouples placés dans le MCP et des courbes d'enthalpie spécifique sur la base d'un maillage expérimental. Dans ce modèle, l'énergie sensible stockée dans les parties métalliques et dans le MCP est aussi prise en compte tout comme les variations de masse de MCP entre les différentes sections d'essais. Pour comparer les performances des designs, un temps caractéristique est relevé lorsque l'énergie stockée/restituée atteint 90 % de l'énergie maximale stockable/restituable. Ce temps caractéristique est par ailleurs adimensionné pour tenir compte des variations des conditions limites, notamment la température initiale et la température finale dans chaque section d'essais.*

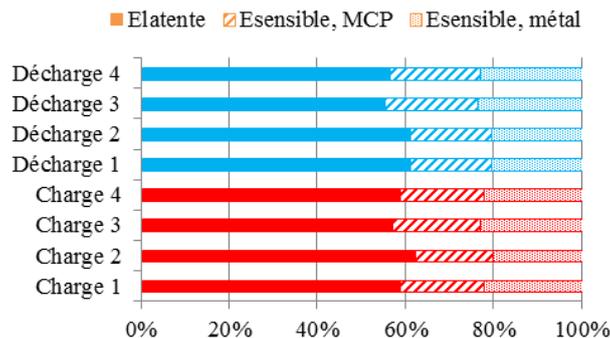
## 5. Validation de la méthode expérimentale proposée

Pour valider la méthode de calcul énergétique et de temps caractéristique adimensionnel, les essais de charges par le haut et de décharges par le bas pour les sections d'essais à ailettes longitudinales en acier (design c)) et à ailettes circulaires en cuivre (design d)) sont utilisés. Les conditions des essais sont résumées en Annexe V-1 et Annexe V-2. Ce sont en effet pour ces designs que le plus grand nombre d'essais a été réalisé. Pour les sections d'essais a) et b), un seul essai a pu être sélectionné pour servir de base à l'analyse car les autres ne sont pas forcément complets ou n'ont pas pu être faits dans les conditions souhaitées. L'influence de la température d'injection a aussi été testée sur ces sections d'essais.

### 5.1. Validation sur le design à ailettes longitudinales

#### 5.1.1. Analyse énergétique

Les calculs énergétiques réalisés avec le maillage expérimental tels que présentés dans le paragraphe précédent montrent qu'il est possible de stocker ou restituer entre 83 et 93 kJ d'un essai à l'autre dans le design à ailettes longitudinales, correspondant à une densité énergétique entre 46 et 52 kWh/m<sup>3</sup>. Cette valeur est à comparer avec la quantité d'énergie stockée dans les parties métalliques qui varie entre 17 et 22 kJ, représentant 21 à 23 % de l'énergie réellement stockée et la quantité d'énergie stockée sous forme sensible dans le MCP liquide et solide comme présenté sur la Figure V-8.

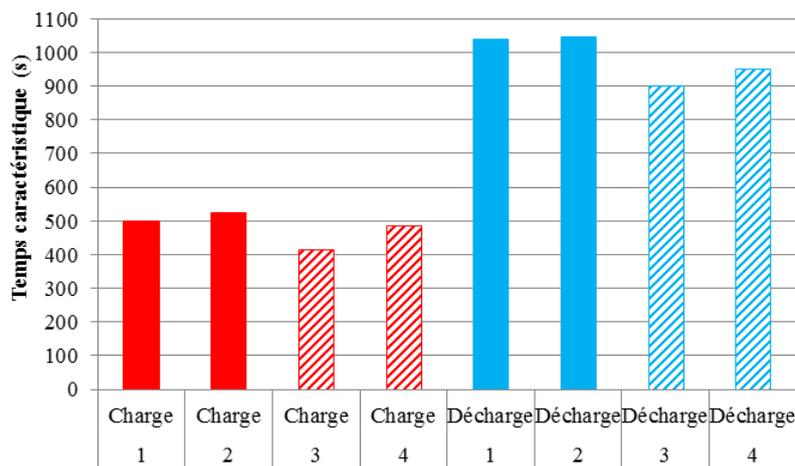


**Figure V-8 : Répartition de l'énergie latente, l'énergie sensible dans le MCP et l'énergie sensible dans les parties métalliques pour les essais de charge par le haut et de décharge par le bas dans le design c)**

On remarque ainsi qu'un peu moins de 60 % d'énergie est stockée sous forme latente dans ce design, 20 % de l'énergie est stockée sous forme d'énergie sensible dans le MCP et un peu plus de 20 % sous forme d'énergie sensible dans les parties métalliques du réservoir de stockage. Ainsi, l'énergie stockée dans les parties métalliques n'est donc pas négligeable car elle ajoute un effet de stockage sensible. La surchauffe du réservoir de stockage latent ajoute aussi une part d'énergie sensible non négligeable. On remarque aussi sans surprise que lorsque la différence de température entre la température de fusion et la température d'injection est plus grande, la part d'énergie sensible augmente. Ainsi, lorsque le gradient de température est plus important entre l'état final et l'état initial, l'augmentation de l'énergie totale est due essentiellement à l'augmentation de la part d'énergie sensible dans le MCP et dans les parties métalliques.

#### 5.1.2. Analyse en temps caractéristique

Pour analyser les performances, le temps caractéristique est relevé lorsque l'énergie stockée/restituée atteint 90 % de l'énergie maximale stockable/restituable. Ces temps caractéristiques sont récapitulés sur la Figure V-9.

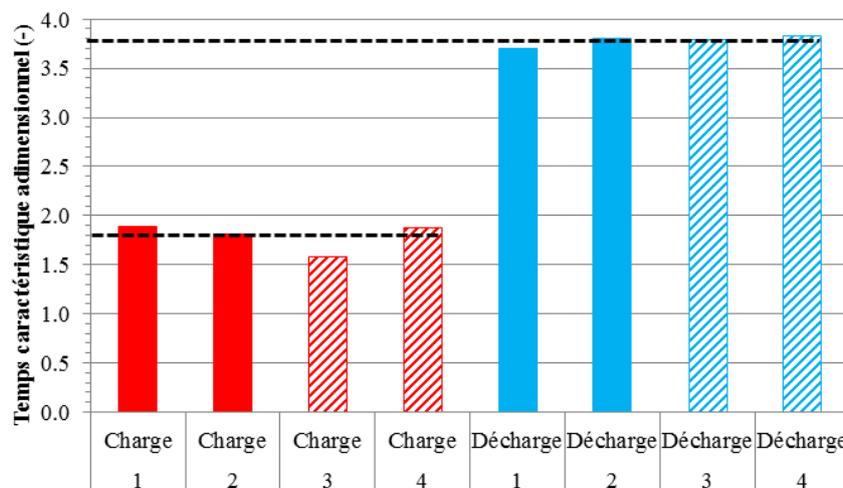


**Figure V-9 : Temps caractéristique dimensionnel du design à ailettes longitudinales : Charges par le haut en rouge, Décharges par le bas en bleu, pour deux températures d'injection, 50 °C et 55 °C pour les charges et 20 °C et 15 °C pour les décharges**

On relève des temps caractéristiques de l'ordre de 500 s pour les deux premières charges, tandis que les temps caractéristiques des charges n°3 et n°4 sont égaux à 420 s et 490 s respectivement. Les essais qui ont des conditions de température initiale et finale proches (voir Annexe V-1) présentent des temps caractéristiques du même ordre de grandeur. Au contraire, lorsque l'écart de température entre l'état initial et l'état final est plus, les temps caractéristiques sont légèrement plus faibles. Plus la température d'injection est éloignée du point de fusion, plus la puissance échangée entre le fluide caloporteur et le MCP est grande et plus faible est le temps caractéristique.

Pour les décharges par le bas, les conditions d'essais étant similaires entre les deux premières décharges, leurs temps caractéristiques sont très proches et de l'ordre de 1000 s. L'écart de température entre l'état initial et l'état final des deux décharges n°3 et n°4 sont également similaires et l'on relève des temps caractéristiques de l'ordre de 900 S.

Ainsi, il est observé que les temps caractéristiques calculés à partir du maillage expérimental sont influencés par les conditions de température des différents essais. Pour mieux comparer les systèmes de stockage entre eux, il faut que ces temps soient indépendants des conditions de température. Les temps caractéristiques adimensionnels sont présentés sur la Figure V-10.



**Figure V-10 : Temps caractéristique adimensionnel du design à ailettes longitudinales : Charges par le haut en rouge, Décharges par le bas en bleu, pour deux températures d'injection, 50 °C et 55 °C pour les charges et 20 °C et 15 °C pour les décharges**

On remarque ainsi que les temps caractéristiques adimensionnels des charges ont une moyenne de 1.8 et un écart type de 0.14. Cet écart type donne une variation de 7.8 %.

Pour les décharges, les temps caractéristiques ont une moyenne à 3.8 et un écart type de 0.06, correspondant à une incertitude de 1.6 %.

Ainsi, étant donné que les écarts types sont assez faibles, le calcul d'énergie et de temps caractéristiques adimensionnels peut être considéré comme répétable et la méthode est validée pour cette section d'essais. Les temps caractéristiques relevés sont alors indépendants des conditions de température et prennent en compte tous les phénomènes d'amélioration du transfert thermique.

## 5.2. Validation sur le design à ailettes circulaires

La même analyse est réalisée pour la section d'essais à ailettes circulaires.

### 5.2.1. Analyse énergétique

Les énergies stockées sont comprises entre 82 et 88 kJ, correspondant à des densités énergétiques entre 54 et 58 kWh/m<sup>3</sup>. L'énergie restituée est comprise entre 86 kJ et 96 kJ ce qui correspond à des densités énergétiques de 56.5 kWh/m<sup>3</sup> et 63 kWh/m<sup>3</sup> respectivement. La composition de ces énergies est détaillée sur la Figure V-11.

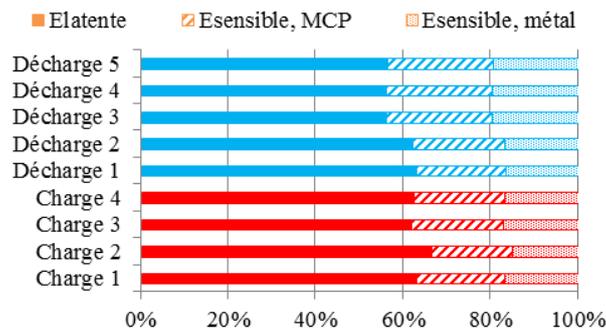


Figure V-11 : Répartition de l'énergie latente, l'énergie sensible dans le MCP et l'énergie sensible dans les parties métalliques pour les essais de charge par le haut et de décharge par le bas dans le design d)

Comme pour le cas des ailettes longitudinales, on remarque que plus la température d'injection est éloignée du point de fusion (voir Annexe V-2), plus l'énergie stockée/restituée sous forme sensible dans les parties métalliques et dans le MCP est importante. Pour ce design, on notera que la chaleur latente représente toujours au moins 60 % de l'énergie stockée sauf pour les décharges 3, 4 et 5 pour lesquelles il y a une grande différence de température entre l'état initial et l'état final, ce qui représente une grande part d'énergie sensible. La quantité d'énergie sensible stockée dans les parties métalliques représente en moyenne 17 % de l'énergie totale pour les essais de charge et les décharges 1 et 2 et 20% pour les décharges n°3, 4 et 5

### 5.2.2. Analyse en temps caractéristiques

Les temps caractéristiques relevés pour les charges et les décharges avec les ailettes circulaires sont présentés sur la Figure V-12. Comme pour le design à ailettes longitudinales, on relève des écarts significatifs entre les essais dus aux différences de température entre l'état initial et l'état final.

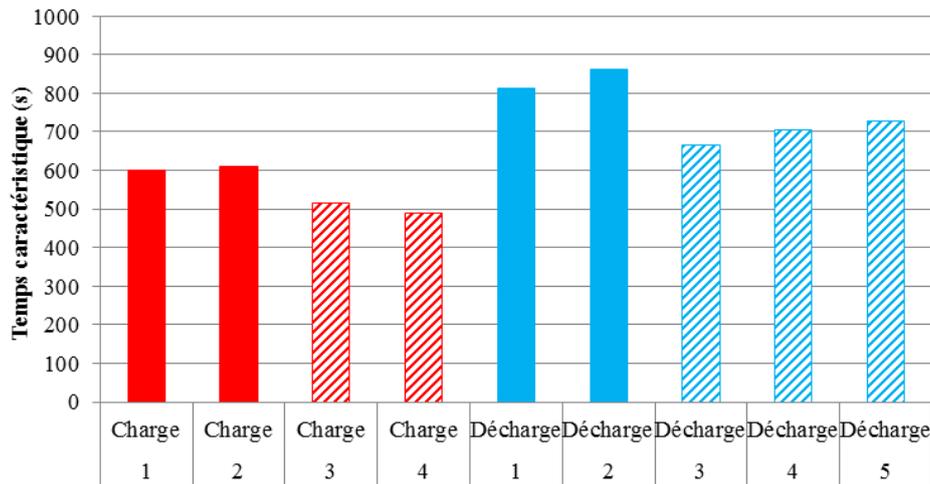


Figure V-12 : Temps caractéristique dimensionnel du design à ailettes circulaires : Charges par le haut en rouge, Décharges par le bas en bleu, pour deux températures d’injection, 50 °C et 55 °C pour les charges et 20 °C et 15 °C pour les décharges

Les temps caractéristiques sont rendus alors adimensionnels et sont présentés sur la Figure V-13.

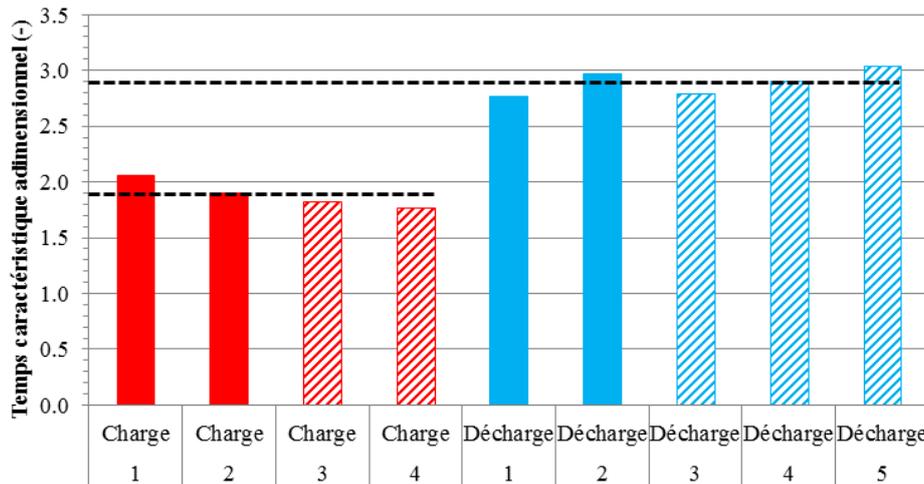


Figure V-13 : Temps caractéristique adimensionnel du design à ailettes longitudinales : Charges par le haut en rouge, Décharges par le bas en bleu, pour deux températures d’injection, 50 °C et 55 °C pour les charges et 20 °C et 15 °C pour les décharges

Les temps caractéristiques adimensionnels des charges ont une valeur moyenne de 1.9 et un écart type de 0.12, correspondant à une variation de 6.6 %. Les temps caractéristiques adimensionnels des décharges ont une valeur moyenne de 2.9 et un écart type de 0.12, correspondant à une variation de 4.1 %.

Les temps caractéristiques adimensionnels sont ainsi proches de la valeur moyenne et ont une variation relativement faible, leur valeur est représentative de l’ensemble des essais réalisés sur ce design.

*La méthode de calcul d’énergie et de temps caractéristique adimensionnel a donc été validée sur deux designs. Les densités énergétiques obtenues peuvent être décomposées précisément en énergie latente et énergie sensible grâce à la méthode de calcul basée sur les thermocouples côté MCP. Par ailleurs, la différence de conditions initiale et finale a été prise en compte dans le calcul et les temps caractéristiques adimensionnels obtenus sont alors représentatifs du design étudié.*

## 6. Application de la méthode expérimentale

Maintenant que la répétabilité de la méthode de calcul énergétique et son indépendance vis-à-vis des niveaux de température ont été vérifiés sur les deux sections d'essais ailetées, les niveaux d'énergie et les temps caractéristiques calculés pour chaque section d'essais peuvent être utilisés pour comparer les sections d'essais entre elles.

### 6.1. Rappel des grandeurs caractéristiques de chaque design

Avant de commencer les comparaisons, les dimensions de chaque section d'essais ainsi que les rapports de volume de métal sur le volume de calandre sont récapitulés dans le Tableau V-1.

Tableau V-1: Rappels des dimensions et matériaux utilisées pour chaque section d'essais

					
$D_{\text{tube, ext}}$	mm	21.3	6	19.3	19.7
$D_{\text{tube, int}}$	mm	15	4	14.3	14.7
		1 tube	7 tubes	1 tube	1 tube
$D_{\text{cal, int}}$	mm	41	41	40	40
$D_{\text{ailettes}}$	mm			38	38.4
$H_{\text{cal}}$	mm	400	400	396	396
$H_{\text{MCP}}$	mm	390	390	386	389
$V_{\text{eau}}$	L	0.071	0.035	0.064	0.067
$V_{\text{métal, tube}}$	L	0.072	0.043	0.052	0.053
$V_{\text{métal, ailettes}}$	L	0	0.000	0.085	0.066
$V_{\text{MCP, L}}$	L	0.376	0.438	0.288	0.304
$V_{\text{cal}}$	L	0.528	0.528	0.498	0.498
$S_{\text{ech}}/V_{\text{MCP}}$	$\text{m}^2/\text{m}^3$	69	118	651	650

Le volume des ailettes longitudinales a été calculé en tenant compte de l'épaisseur, du nombre d'ailettes ainsi que d'un angle moyen entre chaque ailette. Pour les ailettes circulaires, ce sont le pas, l'épaisseur et le nombre d'ailettes qui sont pris en compte. Le volume de MCP a été calculé en soustrayant le volume que représentent les ailettes et le tube au volume de calandre sur la hauteur réelle occupée par le MCP ( $H_{\text{MCP}}$ ). Pour calculer la densité énergétique de la section d'essais, c'est le volume de la calandre qui a été utilisé. C'est aussi ce volume qui est utilisé pour connaître le ratio de métal par mètre cube de calandre.

Le ratio entre la surface d'échange et le volume de MCP est important car il permet de caractériser la compacité de l'échangeur.

### 6.2. Comparaison des designs de stockage

L'échangeur a) est utilisé comme cas de référence, étant donné qu'il correspond au design le plus simple. Les comparaisons se feront alors de la façon suivante :

- Le tube lisse (design a) et les échangeurs ailetés (designs c et d) d'une part. Ces essais ayant été réalisés à iso-vitesse et donc à coefficient d'échange constant. Il est à noter par ailleurs que les sections d'essais ailetées ont un ratio surface sur volume de MCP équivalent ( $\approx 650 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ) qui est 9.4 fois supérieur à celui du tube lisse.

- Le tube lisse (design a) et le faisceau de tubes (design b) d'autre part. Ces essais ayant été réalisés à débit constant. Le premier effet de la mise en place d'un faisceau de tubes est le changement du coefficient d'échange côté fluide caloporteur. En effet, le débit a été gardé constant entre les deux designs et la diminution de la section de passage dans le faisceau de tubes entraîne une augmentation de la vitesse et ainsi du flux de chaleur transféré côté fluide caloporteur. Par ailleurs, la multiplication du nombre de tubes réduit aussi la distance caractéristique de transfert. Alors que cette distance correspond dans le cas du tube lisse à la distance entre le tube extérieur et la calandre, ce qui donne une distance caractéristique de 10 mm environ à parcourir par le flux. Dans le cas du faisceau de tube, il s'agit de la demi-distance entre le tube central et les tubes périphériques, ce qui donne une distance caractéristique de 4 mm environ (voir Figure V-6)

Pour faire des comparaisons de niveaux d'énergie, le tube lisse est pris comme référence et les tests réalisés sur les trois autres sections d'essais sont sélectionnés de telle sorte qu'il y ait la même différence de température entre l'état initial et l'état final.

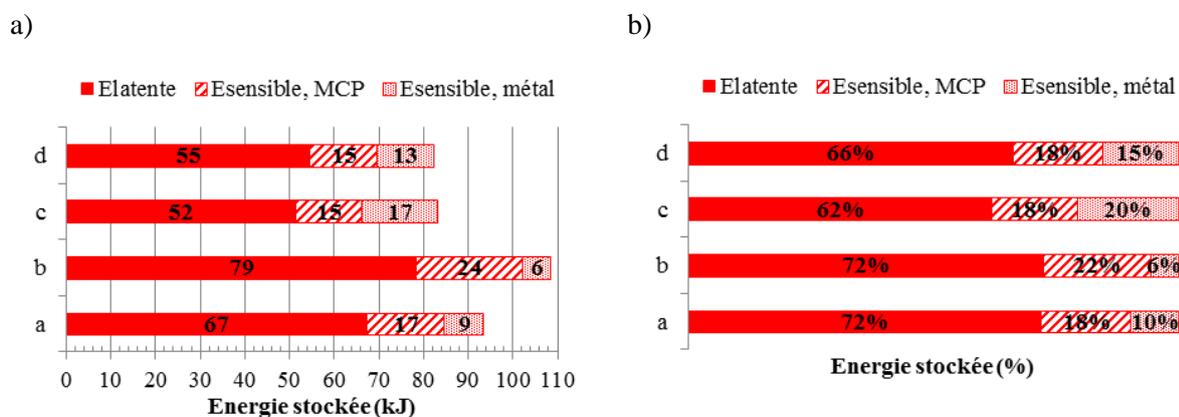
Pour faire des comparaisons de performances thermiques, c'est-à-dire en termes de puissance, les temps caractéristiques sont relevés et adimensionnés.

Les conditions expérimentales des essais utilisés dans ce chapitre sont présentées en Annexe V-3.

### 6.2.1. Analyse énergétique

#### A la charge

Les quantités d'énergie stockées sous forme latente, sensible sans le MCP et sensible dans les parties métalliques sont détaillées pour chacune des sections d'essais sur la Figure V-14.



**Figure V-14 : Proportions d'énergie stockée sous forme latente, sensible dans le MCP et sensible dans les parties métalliques lors d'une charge par le haut des quatre designs : a) énergies en kJ, b) pourcentages de l'énergie totale**

Dans un premier temps, lorsque l'on compare les quantités d'énergie stockée sous forme latente en kJ, on constate que celles-ci sont directement corrélées à la quantité de MCP présente dans chacune des sections d'essais. Ainsi, c'est la section d'essais à faisceau de tubes qui a le volume de MCP le plus grand (0.438 L) qui stocke la plus grande quantité d'énergie sous forme latente, suivie de la section d'essais à tube lisse (0.376 L), la section d'essais à ailettes circulaires (0.304 L) et la section d'essais à ailettes longitudinales (0.288 L).

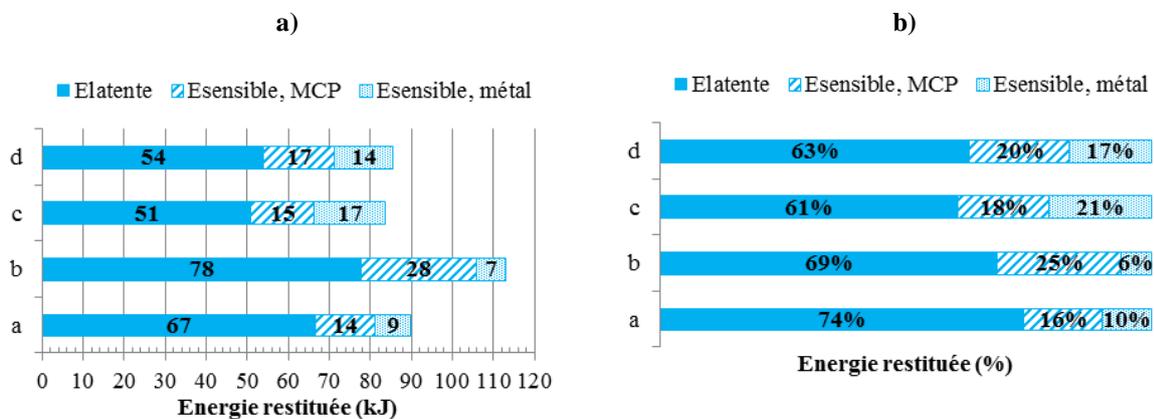
Si la section d'essais à ailettes longitudinales stocke une quantité d'énergie globale supérieure à celle stockée dans les ailettes circulaires, c'est un effet supplémentaire de la surchauffe entre l'état initial et l'état final.

Par ailleurs, il est à noter que l'énergie finale stockée dans la section d'essais à faisceau de tubes est 16 % supérieure à celle stockée dans la section d'essais à tube lisse. Cette différence est due d'une part à la grande quantité de MCP présente dans la section d'essais à faisceau de tubes, il se trouve que la section d'essais à faisceau de tubes a une quantité de MCP 17 % supérieure à la quantité de MCP présente dans le tube lisse. Cependant, l'énergie finale contient également une quantité d'énergie sensible dans le MCP mais aussi dans les parties métalliques qu'il convient de prendre en compte.

Par ailleurs, on remarque que la quantité d'énergie stockée sous forme sensible dans les parties métalliques est directement corrélée à la masse de métal dans chaque section d'essais. C'est donc la section d'essais à ailettes longitudinales qui stocke la plus grande quantité d'énergie sous forme sensible dans les parties métalliques car elle possède un volume de métal de 0.137 L, suivie de la section d'essais à ailettes circulaires (0.119 L), de la section d'essais à tube lisse (0.072 L) et enfin le faisceau de tubes (0.043 L).

### A la décharge

Les quantités d'énergie restituées sous forme latente, sensible dans le MCP et sensible dans les parties métalliques sont synthétisées sur la Figure V-15.



**Figure V-15 : Proportions d'énergie restituée sous forme latente, sensible dans le MCP et sensible dans les parties métalliques lors d'une décharge par le bas des quatre designs : a) énergies en kJ, b) pourcentages de l'énergie totale**

De même que pour les charges par le haut, plus la quantité de MCP est grande dans la section d'essais plus les quantités d'énergie restituées sous forme latente sont importantes.

Dans ce cas, la quantité d'énergie totale restituée par la section d'essais à ailettes circulaires est plus élevée que celle restituée par la section d'essais à ailettes longitudinales étant donné que la surchauffe ou sous-refroidissement de la section d'essais à ailettes longitudinales est moins importante qu'à la charge et ne suffit pas à compenser la différence de quantité de MCP en comparaison de la section d'essais à ailettes circulaires.

Tout comme en charge, la part de chaleur latente dans le faisceau de tubes est bien 17 % supérieure à la quantité de chaleur latente stockée dans le tube lisse, avec respectivement 79 kJ et 67 kJ. On notera par ailleurs que la différence de température entre l'état initial et l'état final du faisceau de tubes est plus grande que celle du tube lisse, ce qui donne une grande quantité d'énergie stockée sous forme sensible dans le MCP.

Par ailleurs, on retrouve les mêmes tendances qu'à la charge concernant la quantité d'énergie stockée dans les parties métalliques. Plus il y a de métal dans la section d'essais, plus une grande part d'énergie est restituée sous forme sensible dans les parties métalliques. Cependant la quantité d'énergie stockée et restituée sous forme sensible présente une faible densité

énergétique. Dans les systèmes de stockage, ceux possédant une plus grande quantité de MCP seront donc préférés car ils permettent d'augmenter la densité énergétique.

*Dans un système de stockage latent, les réservoirs stockant la plus grande quantité d'énergie dans le MCP sous forme latente seront préférés car ils atteignent une densité énergétique plus grande étant donné les enthalpies de changement de phase élevés en comparaison des énergies sensibles stockables. La surchauffe et le sous-refroidissement des sections d'essais sont aussi un moyen de stocker plus d'énergie dans un volume de MCP plus faible, comme remarqué pour la décharge dans les ailettes longitudinales.*

### 6.2.2. Analyse en temps caractéristique

Par ailleurs, la densité énergétique n'est pas le seul critère qui permette de sélectionner le type d'échangeur. La performance en termes de puissance est un critère dimensionnant pour l'application. Si l'on stocke beaucoup d'énergie, mais dans un temps très long, le système n'est pas considéré comme efficace en termes de puissance.

Pour analyser l'efficacité des quatre sections d'essais, les temps caractéristiques adimensionnels sont relevés en charge et en décharge et présentés dans le Tableau V-2.

**Tableau V-2 : Temps caractéristiques adimensionnels relevés pour chacune des sections d'essais testées en charge par le haut et en décharge par le bas**

	a	b	c	d
<b>Charges</b>	13.9	4.2	1.8	1.9
<b>Décharge</b>	16.8	2	3.7	2.8

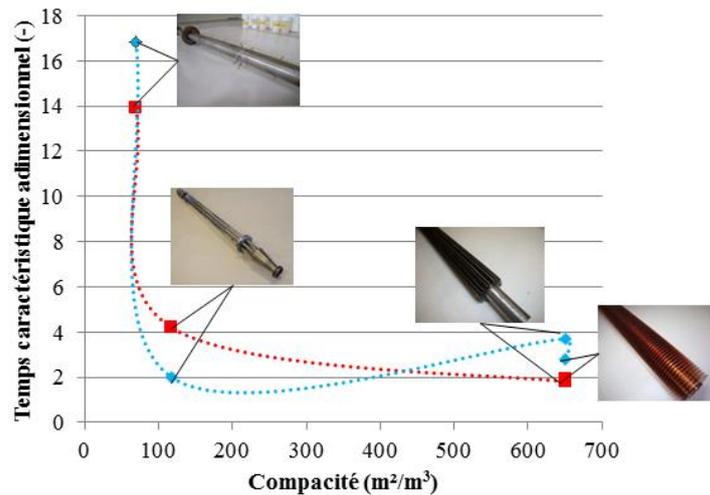
En charge, malgré une densité énergétique élevée grâce à la grande quantité de MCP qu'elle contient, la section d'essais à tube lisse présente le temps caractéristique le plus grand, soit 13.9. Au contraire, les sections d'essais à ailettes longitudinales et ailettes circulaires ont un temps caractéristique adimensionnel de 1.8 et 1.9 respectivement prouvant l'efficacité des ailettes en comparaison du tube lisse en charge. On retrouve également cette tendance en décharge.

Pour le faisceau de tubes, on note aussi que la réduction de la section de passage et l'augmentation de la vitesse qu'elle induit permet également d'augmenter les performances du système de stockage aussi bien à la charge qu'à la décharge.

On notera que l'amélioration des performances grâce aux ailettes et au faisceau de tubes n'est pas la même entre la charge et la décharge, ce qui montre que les mécanismes de transfert qui jouent dans les deux types d'essais ne sont pas les mêmes. Pour expliquer l'amélioration du transfert thermique dans chacune des sections d'essais en comparaison du tube lisse, les temps caractéristiques sont présentés en fonction de différents critères comme la compacité et les dimensions caractéristiques dans chacun des systèmes de stockage.

Dans un premier temps, les temps caractéristiques adimensionnels sont présentés en fonction de la compacité sur la Figure V-16.

En charge, on peut penser que l'amélioration du transfert thermique entre le tube lisse et les sections d'essais ailetées d'une part et le tube lisse et le faisceau de tubes est due au critère de compacité. L'augmentation de la compacité du système de stockage est corrélée à la diminution du temps caractéristique adimensionnel. La tendance en charge monte d'ailleurs qu'il existe une certaine valeur de compacité au-delà de laquelle l'augmentation des performances thermiques est minimale.



**Figure V-16 : Temps caractéristiques adimensionnels pour les charges (en rouge) et pour les décharges (en bleu) présentés en fonction de la compacité de chacun des systèmes de stockage étudiés**

Par ailleurs, à compacité d'échangeur équivalente, les ailettes longitudinales en acier ont un temps caractéristique adimensionnel du même ordre de grandeur que celui des ailettes circulaires en cuivre alors que la conductivité thermique de l'acier est de 50 W/(m.K) contre 400 W/(m.K) pour le cuivre. Pour un système uniquement conductif, la diffusivité thermique des parties métalliques est définie pour les deux types d'ailettes comme présenté dans l'équation (II-7).

$$\mathcal{D} = \frac{\lambda_{\text{métal}}}{\rho_{\text{métal}} C p_{\text{métal}}} \quad (\text{V-18})$$

Pour l'acier, cette diffusivité thermique est égale à  $1.39.10^{-5}$  m²/s et à  $1.17.10^{-4}$  m²/s pour le cuivre. La diffusivité thermique caractérise l'aptitude d'un matériau à diffuser la chaleur et à s'homogénéiser en température. En théorie, les ailettes en cuivre devraient ainsi être plus performantes que celles en acier. Ce qui n'est pas le cas avec le modèle développé dans ce chapitre où l'on remarque que les performances des deux types d'ailettes sont équivalentes.

Par ailleurs, il est à noter qu'en décharge, le temps caractéristique du système de stockage à ailettes circulaires est plus faible que celui à ailettes longitudinales en acier. Par conséquent, la prédiction des performances thermiques par la seule prise en compte du rapport de compacité n'est pas possible dans ce cas. Les performances obtenues avec le modèle à maillage expérimental vont dans le sens d'un phénomène purement conductif dans le cas de la décharge. En effet, ce sont les ailettes circulaires en cuivre, constituées du matériau le plus conducteur, qui sont les plus efficaces dans ce cas. La conduction est donc prépondérante lors d'une décharge ce qui n'est pas le cas lors d'une charge où la convection naturelle et les mouvements de liquide améliorent le transfert thermique comme prouvé dans les chapitres III et IV.

Un autre critère est donc proposé pour prédire les performances des systèmes de stockage latent : les dimensions caractéristiques. Les dimensions caractéristiques correspondent dans le cas du tube lisse à la distance entre le tube et la calandre, pour le faisceau de tubes, il s'agit de la demi-distance entre les tubes et pour les sections d'essais ailetées, la demi-distance moyenne entre les ailettes. Les temps caractéristiques adimensionnels sont présentés en fonction de la distance caractéristique sur la Figure V-17.

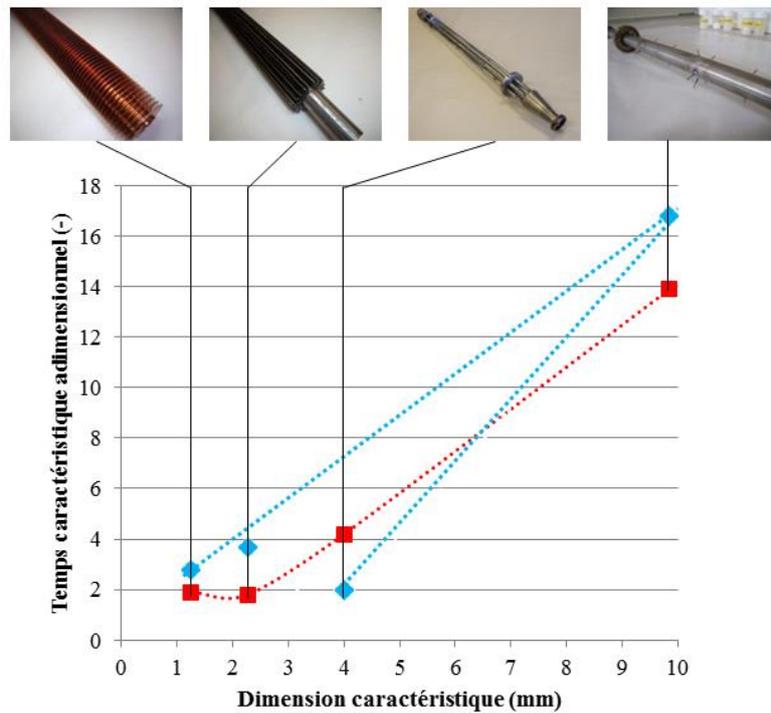


Figure V-17 : Temps caractéristiques adimensionnels pour les charges (en rouge) et pour les décharges (en bleu) présentés en fonction de la dimension caractéristique de chacun des systèmes de stockage étudiés

Pour les sections d'essais à ailettes, la prise en compte de la distance caractéristique permet de prédire les performances du système de stockage en décharge étant donné que le phénomène de transfert thermique prépondérant à la décharge est la conduction. C'est donc la résistance thermique globale qui permet de prédire le comportement du système de stockage. A la charge, en revanche, la distance caractéristique ne suffit plus à expliquer les bonnes performances des ailettes longitudinales, étant donné que les mouvements de liquide comme la convection naturelle et l'expansion volumique sont prépondérants dans ce design.

Par la comparaison des temps caractéristiques adimensionnels entre le faisceau de tubes et le tube lisse, on montre que l'augmentation du coefficient d'échange côté fluide caloporteur est aussi un critère à prendre en compte dans l'amélioration des performances de transfert. Dans ce cas, l'augmentation des performances n'est pas attribuée uniquement à l'augmentation du coefficient d'échange mais aussi à la diminution de la distance caractéristique de transfert, qui est de 4 mm pour le faisceau de tubes et de 10 mm pour le tube lisse. Cette remarque se confirme pour le processus de solidification comme on peut le voir sur la Figure V-17.

On note de plus que l'amélioration du transfert thermique entre le tube lisse et le faisceau de tubes n'est pas le même à la charge et à la décharge. Ceci s'explique par le coefficient d'échange côté fluide caloporteur qui est plus élevé lors de la décharge ( $549 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$ ) qu'à la charge ( $325 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$ )

*En résumé, le relevé des temps caractéristiques adimensionnels pour les trois sections d'essais a prouvé l'efficacité des systèmes de stockage latent équipés d'ailettes aussi bien à la charge par le haut qu'à la décharge par le bas. L'analyse des performances en charge et en décharge montre d'une part qu'il n'est pas possible d'utiliser seulement le critère de compacité ou la dimension caractéristique pour caractériser un système de stockage. Il faut prendre en compte les mouvements de liquides comme la convection naturelle ou ceux créés par l'expansion volumique pour comprendre comment les performances de la section d'essais à ailettes longitudinales sont améliorées à la charge. La méthode proposée dans ce chapitre permet de prendre en compte les mouvements de liquide puisqu'elle se base sur les courbes de température côté MCP. Si le MCP est chauffé grâce à la convection naturelle, cet effet est*

*immédiatement répercuté sur le calcul de l'énergie stockée en fonction du temps. Plus vite l'énergie est stockée, plus court est alors le temps caractéristique correspondant.*

*A la décharge, c'est la conduction qui est le phénomène prépondérant et c'est donc le système à ailettes circulaires en cuivre, qui a une meilleure conductivité thermique, qui présente les meilleures performances. Le système à ailettes circulaires en cuivre est donc le plus attractif pour obtenir une grande densité énergétique ainsi qu'une bonne efficacité aussi bien à la charge qu'à la décharge. Par ailleurs, on retient que l'utilisation d'un faisceau de tubes dans le même volume de calandre permet de réduire les temps caractéristiques aussi bien en charge qu'en décharge montrant l'intérêt d'augmenter le coefficient d'échange côté fluide caloporteur et de diminuer les distances caractéristiques de transfert.*

### 6.3. Autres critères de comparaison

D'autres critères importants sur le choix du métal, comme le coût, la conductivité thermique sont proposés dans ce paragraphe. Pour une fabrication d'échangeurs à grande échelle, le coût de production est approximativement égal au coût du matériau. C'est pourquoi le coût de chaque section d'essais a été calculé grâce au volume de métal divisé par le volume de calandre, représentant l'investissement par mètre cube de cuve. Les différentes grandeurs qui ont servi au calcul sont présentées dans le Tableau V-3 et d'autres critères de sélection y sont également regroupés, comme la conductivité thermique ou la quantité d'énergie sensible stockable par mètre cube de cuve.

**Tableau V-3 : Eléments de coût des différentes sections d'essais étudiées**

		a	b	c	d
<b>Métal</b>		Inox	Inox	Acier	Cuivre
$\frac{V_{\text{métal}}}{V_{\text{calandre}}}$	(-)	0.14	0.08	0.28	0.24
$\rho_{\text{métal}}$	kg/m <sup>3</sup>	7900	7900	8010	8978
$C\rho_{\text{métal}}$	J/(kg.K)	500	500	450	381
$\lambda_{\text{métal}}$	W/(m.K)	17	17	50	400
$E_{\text{sensible, métal}}$	kJ/(m <sup>3</sup> .K)	3950	3950	3604	3420
<b>Prix<sub>metal</sub></b>	\$/tonne [132]	≈ 2500	≈ 2500	≈ 500	≈ 5900
$\frac{\text{Prix}_{\text{metal}}}{V_{\text{calandre}}}$	\$/m <sup>3</sup>	≈ 2600	≈ 100	≈ 1000	≈ 12500

Tous les métaux proposés ici stockent environ la même quantité d'énergie sous forme sensible, car le produit de leur densité par la capacité calorifique est d'environ 3500 kJ/(m<sup>3</sup>.K)

L'acier est le matériau le moins cher, suivi de l'inox puis du cuivre. Lorsque le prix est rapporté à la masse de métal et au volume de calandre de chacune des sections d'essais, c'est la section d'essais à faisceau de tubes qui est la moins cher, car c'est elle qui contient le moins de métal, suivie de la section d'essais à ailettes longitudinales, à tube lisse et enfin à ailettes circulaires qui coûte presque 5 fois plus cher que la section d'essais à tube lisse et 11.5 fois plus que les ailettes longitudinales. Ainsi, malgré un temps caractéristique court et une quantité d'énergie stockée sous forme latente relativement élevée, la section d'essais à ailettes circulaires en cuivre présente un coût trop élevé, ce qui est réhibitore pour un système de stockage à grande échelle.

L'utilisation de la section d'essais à ailettes longitudinales en acier reste donc intéressante d'un point de vue économique. Malgré une quantité d'énergie stockée sous forme latente plus faible que la section d'essais à ailettes circulaires, les temps caractéristiques adimensionnels

sont très proches entre ces deux sections d'essais, tout particulièrement à la charge. A la décharge, le système fonctionne dans un régime purement conductif et la faible conductivité thermique de l'acier devant celle du cuivre rend cette section d'essais peu compétitive.

Pour obtenir une section d'essais avec des propriétés technico-économiques idéales, il faudrait donc utiliser un échangeur à ailettes circulaires avec une dimension caractéristique de l'ordre de 2 mm, constitué d'un matériau avec une grande conductivité thermique mais un coût moins élevé que celui du cuivre. L'aluminium qui présente une conductivité thermique de 200 W/(m.K) paraît idéal.

*En résumé, les ailettes longitudinales en acier sont attractives à la charge car elles ont des performances thermiques équivalentes à celles des ailettes circulaires en cuivre bien que le matériau ait une conductivité thermique 8 fois moins élevée. De plus, la section d'essais a un coût de revient 11.5 fois moins élevé que celui de la section d'essais à ailettes circulaires en cuivre étant donné qu'elle est constituée d'acier. Cependant, la diminution de ses performances à la décharge rend cette configuration moins intéressante. Les performances thermiques des ailettes circulaires en cuivre sont meilleures à la décharge étant donné que le processus est essentiellement conductif. Pour obtenir de bonnes performances à la fois d'un point de vue énergétique, en termes de puissance et de coût, il faudrait donc travailler avec des ailettes circulaires faites d'un matériau plus conducteur que l'acier mais moins cher que le cuivre. L'aluminium est le matériau proposé.*

#### 6.4. Section d'essais avec ailettes en aluminium

Des tests complémentaires ont donc été réalisés avec un tube commercial en acier à ailettes circulaires en aluminium de la marque Hamon (type G). La géométrie et l'instrumentation de cette section d'essais sont présentées sur la Figure V-18. Les dimensions sont plus grandes que celles utilisées jusqu'à présent sur la boucle basse température, le diamètre intérieur du tube est en effet de 20 mm contre environ 15 mm pour les autres sections d'essais testées jusqu'à présent. Par ailleurs, un volume conséquent a été laissé entre le bord des ailettes circulaires et la calandre pour anticiper le jeu nécessaire à l'assemblage d'un faisceau de tubes ailetés. Ce volume est ainsi représentatif de l'espace entre deux tubes ailetés dans un futur réservoir de stockage.

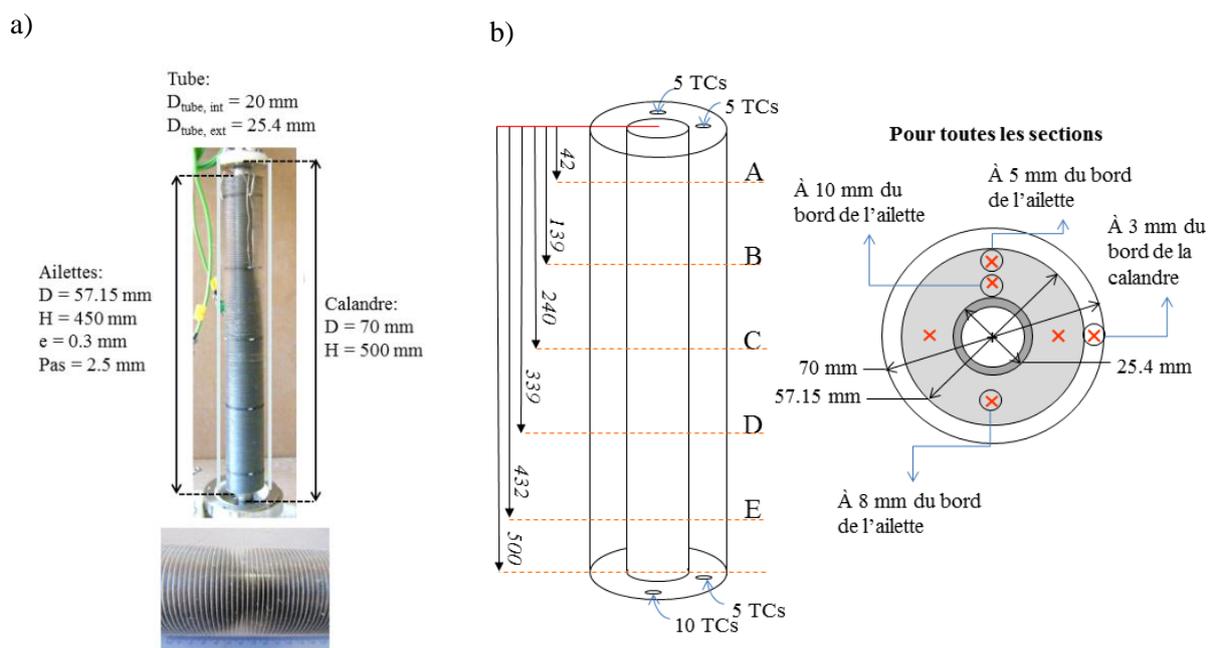


Figure V-18 : a) Dimensions et b) instrumentation de la section d'essais à ailettes circulaires en aluminium testées sur la boucle à basse température

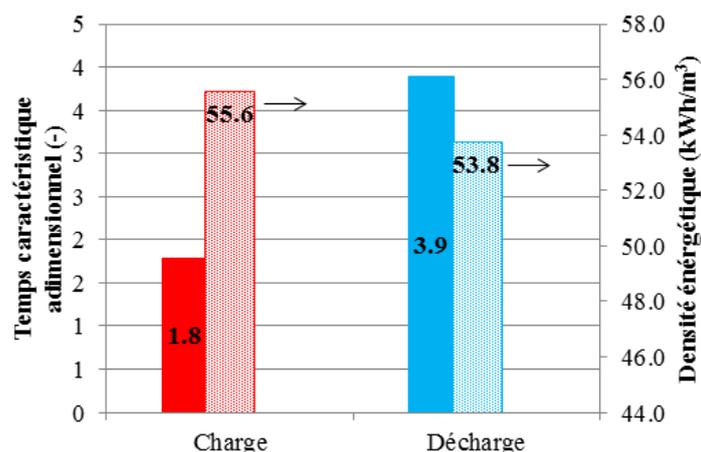
La section d'essais est coupée en 5 sections axiales, sur lesquelles 6 thermocouples sont mis en place permettant de connaître précisément la température du MCP en 30 points différents. La température entre la calandre et le bout de l'ailette est aussi mesurée. Il a été d'ailleurs noté pendant la campagne d'essais que cette température est bruitée quand le MCP est sous forme liquide. Ce bruitage est attribué à la convection naturelle qui peut se mettre en place dans cette zone.

Par ailleurs, les différents volumes de métal et de MCP sont présentés dans le Tableau V-4. Ils permettent de calculer les densités énergétiques et temps caractéristiques à chaque essai.

**Tableau V-4 : Caractéristiques de la section d'essais à tube en acier et ailettes circulaires en aluminium**

		<b>Tube acier à ailettes circulaires en aluminium</b>		
$V_{\text{eau}}$	L	0.157		
$V_{\text{métal, tube}}$	L	0.087	Acier	
$V_{\text{métal, ailettes}}$	L	0.099	Aluminium	
$V_{\text{MCP}}$	L	1.528		
$V_{\text{cal}}$	L	1.924		
$S_{\text{ech}}/V_{\text{MCP}}$	$\text{m}^2/\text{m}^3$	458		
<b>Métal utilisé</b>		<b>Acier</b>	<b>Aluminium</b>	<b>Total</b>
$V_{\text{métal}}/V_{\text{cal}}$		0.045	0.052	<b>0.097</b>
$\rho_{\text{métal}}$	$\text{kg}/\text{m}^3$	7900	2698	
$C_{\text{pmetal}}$	$\text{J}/(\text{kg}.\text{K})$	500	900	
$\lambda_{\text{métal}}$	$\text{W}/(\text{m}.\text{K})$	15	200	
$E_{\text{sensible, métal}}$	$\text{kJ}/(\text{m}^3.\text{K})$	$\approx 3950$	$\approx 2400$	
$\text{Prix}_{\text{metal}}$	US \$/tonne[132]	$\approx 2500$	$\approx 1700$	
$\text{Prix}_{\text{metal}}/V_{\text{cal}}$	US $\$/\text{m}^3$	$\approx 881$	$\approx 235$	<b>1116</b>

On peut noter que le coût de cette section d'essais par mètre cube de métal est quasiment équivalent à celui de la section d'essais à ailettes longitudinales en acier. La surface d'échange par mètre cube de MCP est quant à elle réduite étant donné que le volume de calandre est volontairement plus grand pour représenter le jeu qui existe dans les vrais systèmes de stockage à faisceau de tubes ailetés. Par ailleurs, cette augmentation de volume de calandre diminue aussi le coût global de la section d'essais étant donné que l'investissement par mètre cube de calandre est plus faible. Pour analyser les performances globales du système, les temps caractéristiques ainsi que les densités énergétiques obtenues à la charge et à la décharge sont présentés sur la Figure V-19.



**Figure V-19 : Temps caractéristiques et densités énergétiques obtenus à la charge et à la décharge lors d'essais sur la section d'essais type tube acier à ailettes circulaires en aluminium**

Ainsi, le volume de calandre plus important permet d'avoir des densités énergétiques plus élevées ( $\approx 54 \text{ kWh/m}^3$ ) que celles obtenues avec les sections d'essais précédentes ( $\approx 45 \text{ kWh/m}^3$ ). Le temps caractéristique en charge est aussi faible que celui obtenu avec les ailettes longitudinales en acier, montrant que peu importe le type de matériau et l'orientation des ailettes à la charge, la performance est toujours équivalente. Cet effet est attribué à la convection naturelle qui peut venir se mettre en place entre le bord d'ailette et la calandre, déjà observée sur les courbes de température. A la décharge par contre, le temps caractéristique est 40 % plus élevé que celui obtenu en décharge avec les ailettes circulaires en cuivre et quasiment égal à celui obtenu avec les ailettes longitudinales en acier. Cet effet est dû d'une part à la conductivité thermique plus faible de l'aluminium devant celle de cuivre expliquant la différence avec la section d'essais d). Par ailleurs, le volume supplémentaire en bout d'ailettes est une zone difficile à solidifier étant donné qu'il n'y a pas d'intensificateur du transfert thermique et c'est pourquoi le temps caractéristique en décharge est proche de celui obtenu avec les ailettes longitudinales en acier. Si l'étude avait été réalisée avec une calandre proche des ailettes, le temps caractéristique en décharge aurait été plus faible.

*Pour conclure, la densité énergétique élevée, le coût ainsi que les bonnes performances thermiques à la charge rendent cette géométrie attractive pour un futur réservoir de stockage latent. Les modestes performances thermiques en décharge sont attribuées au volume de MCP en bout d'ailettes qui met plus de temps à se solidifier. L'utilisation de cette géométrie dans un faisceau de tubes assemblés réduira cependant les dimensions caractéristiques de transfert et augmentera les performances thermiques du système, comme expliqué précédemment. L'efficacité de cette configuration d'échangeur a démontré son applicabilité d'un point de vue énergétique, thermique mais aussi économique pour l'implantation dans un système de stockage latent pour la valorisation de la chaleur fatale industrielle. Maintenant que le type d'échangeur a été sélectionné, il convient de tester différents matériaux de stockage envisagés pour l'application dans le chapitre VI.*

## 7. Synthèse du chapitre

Dans ce chapitre, une nouvelle méthode pour comparer les performances de différents échangeurs a été présentée. Plutôt que de s'appuyer sur les courbes de température côté fluide caloporteur, présentant de trop grandes imprécisions, ou d'utiliser des modèles numériques compliqués à mettre en place et à valider, cette méthode expérimentale s'appuie sur les thermocouples côté MCP et permet de calculer l'énergie stockée/restituée en fonction du temps grâce à un maillage expérimental. Les densités énergétiques mais aussi les parts d'énergie latente, sensible dans le MCP et sensible dans les parties métalliques sont analysées en détail. Pour caractériser la puissance de transfert, un temps caractéristique est relevé lorsque l'énergie atteint 90 % de sa valeur maximale et est adimensionné pour prendre en compte les différences de température initiale et finale entre chaque essai.

La méthode a été validée sur deux campagnes d'essais complètes : celle réalisée sur la section d'essais à ailettes longitudinales en acier et celle réalisée sur la section d'essais à ailettes circulaires en cuivre. L'indépendance aux conditions de température initiales et finales a été montrée.

Le faisceau de 7 tubes en inox a été comparé à la section d'essais à tube lisse. La diminution du diamètre des tubes permet d'une part d'accélérer la vitesse du fluide caloporteur et par conséquent d'augmenter le coefficient d'échange côté eau. D'autre part, la multiplication du nombre de tubes diminue la distance caractéristique de transfert. Ces deux propriétés induisent de meilleures performances et résultent en un temps caractéristique adimensionnel réduit lors des deux processus de fusion et solidification en comparaison avec le tube lisse.

La méthode est utilisée, d'autre part, pour comparer les sections d'essais à tube lisse aux sections d'essais ailetées pour voir l'impact de l'augmentation de la surface d'échange ainsi que l'orientation des ailettes et les matériaux utilisés. Malgré leur quantité d'énergie stockée sous forme latente plus faible, les sections d'essais à ailettes ont prouvé leur intérêt devant la section d'essais à tube lisse étant donné les faibles temps caractéristiques adimensionnels associés. Il a été montré, par ailleurs, que les seuls critères de compacité, c'est-à-dire le rapport surface d'échange sur volume de MCP, ou de dimension caractéristique ne suffisent pas à prédire les performances thermiques des échangeurs de stockage latent car ils ne tiennent pas compte des différences de volume et de conductivité thermique des métaux utilisés, ni des phénomènes propres au MCP comme la convection naturelle et les mouvements de liquide par expansion/rétreint volumique. Ainsi, à surface d'échange équivalente, la section d'essais à ailettes longitudinales en acier présente le même temps caractéristique que la section d'essais à ailettes circulaires en cuivre à la charge. Les bonnes performances en charge sont attribuées à la convection naturelle et aux mouvements de liquide dus à l'expansion volumique lors de la fusion. A la décharge, le temps caractéristique est cependant plus long étant donné que la conduction est prépondérante en solidification et que la dimension caractéristique de la section d'essais à ailettes longitudinales est deux fois plus grande que celle à ailettes circulaires. L'utilisation d'ailettes circulaires en cuivre est plus pertinente d'un point de vue des performances mais son coût est rédhibitoire pour une application industrielle. Il convient donc de trouver un métal peu cher et dont les performances thermiques équivalent celles du cuivre. Le choix se porte ainsi sur l'aluminium qui a une conductivité thermique d'environ 200 W/(m.K) et un coût de 1700 \$/t d'aluminium.

Des tests complémentaires ont donc été réalisés sur une section d'essais à ailettes circulaires en aluminium. Les densités énergétiques sont plus élevées que celles calculées avec les précédentes sections d'essais étant donné l'espace supplémentaire entre le bord des ailettes et la calandre. Les performances thermiques sont équivalentes à celles obtenues avec les ailettes longitudinales en acier. Cette section d'essais est donc sélectionnée pour tester des matériaux envisagés pour l'application en conditions réelles dans le chapitre VI.



# Chapitre VI : Stockage latent des rejets thermiques industriels entre 100 et 200 °C

Dans le chapitre précédent, l'intérêt de mettre en place un faisceau de tubes en acier à ailettes circulaires en aluminium a été démontré du point de vue de la densité énergétique et des performances thermiques de transfert. Ce système de stockage sera donc utilisé pour tester en conditions réelles différents types de MCP envisagés pour l'application de valorisation de la chaleur fatale.

Pour ce faire, trois matériaux commercialisés, ayant un point de fusion situé entre 100 et 200 °C sont testés sur une boucle à plus haute température. Les matériaux seront préalablement caractérisés sur des calorimètres et appareils type DSC pour comparer leur comportement à petite et à grande échelle dans un système de stockage composé de l'échangeur sélectionné précédemment.

Les aspects de remplissage de la section d'essais et de manipulation du produit sont aussi analysés. Par ailleurs, la tenue du produit aux cyclages thermiques est vérifiée sur l'installation expérimentale.

## 1. Objectifs

L'objectif de ce chapitre consiste à tester en conditions réelles trois MCP adaptés à une application de stockage de chaleur des rejets thermiques industriels entre 100 et 200 °C. Trois matériaux de composition différente sont sélectionnés, caractérisés à petite échelle puis testés sur une installation expérimentale à haute température. L'applicabilité de chaque produit est discutée selon différents critères thermo-physiques.

## 2. MCP envisagés pour l'application

### 2.1. Présentation des MCP

Trois MCP sont sélectionnés pour être testés sur l'installation.

#### 2.1.1. Acide sébacique

L'acide sébacique est un diacide gras avec une chaîne à 10 carbones de formule  $\text{HO}_2\text{C}-(\text{CH}_2)_8-\text{CO}_2\text{H}$ . Le matériau utilisé dans le cadre de cette étude est l'acide sébacique standard à 98 % de pureté fourni par le partenaire du projet Arkema et référencé DC10 SSPB033411. Les valeurs citées ci-après sont principalement le résultat de mesures réalisées dans le cadre du projet Valenthin. Selon la littérature [133], l'enthalpie de fusion de l'acide sébacique est comprise entre 215 J/g à la solidification et 222 J/g à la fusion. La température de changement d'état est d'environ 133 °C à la fusion et de 129 °C à la solidification. L'acide sébacique présente par ailleurs une masse volumique de 1207 kg/m<sup>3</sup> à 25 °C et de 980.9 kg/m<sup>3</sup> à 150 °C [134], ce qui est supérieur à la masse volumique des paraffines.

Des mesures de masse volumique et de conductivité thermique ont été réalisées à différentes températures par Arkema et sont récapitulées dans le Tableau VI-1. Les capacités calorifiques de l'acide sébacique en phase solide et liquide sont mesurées à l'aide d'un calorimètre C80 de la marque Setaram.

**Tableau VI-1 : Masse volumique, conductivité thermique et capacité calorifique de l'acide sébacique standard (98 %) en fonction de la température mesurées par Arkema**

Température (°C)	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	Conductivité thermique (W/(m.K))	Capacité calorifique J/(kg.K)
150	1001.7	0.116	2390
120	1057.2	0.110	2435
90	1102.2	0.098	1780
40	1117.3	0.085	1760

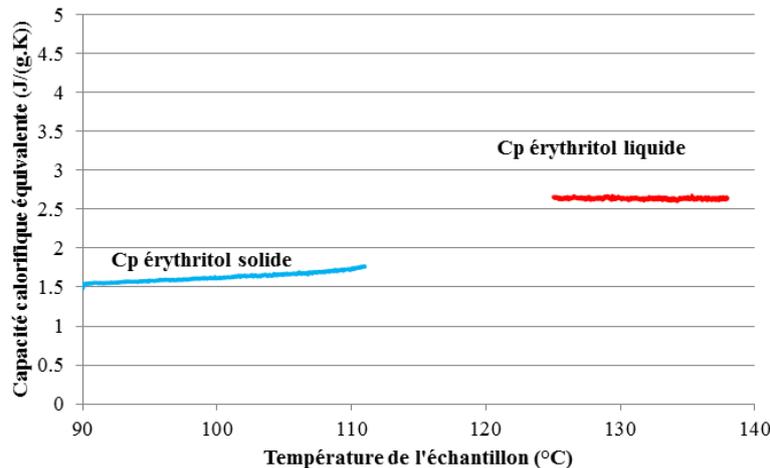
L'expansion volumique de l'acide sébacique est de l'ordre de 5.6 % autour du point de fusion (entre 120 et 130 °C). Si l'on prend les valeurs de densité pour le solide plus froid (autour de 90 °C), l'expansion volumique est plutôt de l'ordre de 10 %, ce qui est inférieur à l'expansion volumique de la paraffine utilisée précédemment.

### 2.1.2. Erythritol

L'érythritol, est un alcool de sucre utilisé dans le domaine alimentaire, de formule brute C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>O<sub>4</sub>. Le matériau utilisé dans le cadre de cette étude est l'érythritol fourni par Jungbunzlauer. La pureté du matériau n'est pas connue. Selon les résultats fournis par le projet SAM.SSA « Sugar alcohols properties and performances » [135], l'érythritol a une chaleur latente de 340 J/g et une température de fusion proche de 118 °C.

La masse volumique de l'érythritol est selon le rapport du projet SAM.SSA de 1415 kg/ m<sup>3</sup> à 70 °C et de 1350 kg/m<sup>3</sup> à 130 °C. L'expansion volumique de l'érythritol est de l'ordre de 4.5 %, ce qui est largement inférieur à l'expansion volumique des paraffines.

Dans le rapport de projet SAM.SSA, la capacité calorifique en phase solide est de l'ordre de 1.2 J/(g.K) contre plutôt 2.5 J/(g.K) en phase liquide. Des mesures supplémentaires ont été réalisées sur un calorimètre à balayage différentiel micro-SC et sont présentées pour la phase solide (en bleu) et la phase liquide (en rouge) sur la Figure VI-1. La capacité calorifique est plutôt de l'ordre de 1.7 J/(g.K) en phase solide et de 2.6 J/(g.K) en phase liquide.



**Figure VI-1 : Capacité calorifique de l'érythritol solide (en bleu) et de l'érythritol liquide (en rouge) mesurée avec le micro-SC à 0.02 °C/min**

La conductivité thermique est plus élevée que celle de l'acide sébacique puisqu'elle est égale à 0.55 W/(m.K) en phase solide et à 0.37 W/(m.K) en phase liquide à 120 °C. Cette valeur est deux fois supérieure à celle de la plupart des matériaux organiques qui ont des conductivités thermiques de l'ordre de 0.2 W/(m.K).

## 2.1.3. H105

Le H105, fourni par PCM Products, est un mélange de sels comprenant du  $\text{NaNO}_3$ . Peu d'informations sont disponibles au sujet de ce matériau. L'enthalpie de changement d'état du H105 telle que mesurée par le fournisseur est comprise entre 120 et 130 J/g et sa température de changement d'état autour de 125 °C en fusion et plutôt autour de 85 °C en solidification. Les propriétés thermo-physiques données par le fournisseur sont synthétisées dans le Tableau VI-2.

Tableau VI-2 : Propriétés thermo-physiques du H105 données par PCM Products

		<b>H105</b>
<b>Capacité calorifique solide</b>	J/(g.K)	1.5
<b>Masse volumique</b>	kg/m <sup>3</sup>	1700
<b>Conductivité thermique</b>	W/(m.K)	0.5

La masse volumique solide est plus élevée que celle des deux autres matériaux. Par ailleurs, le produit a une conductivité thermique plutôt élevée, de l'ordre de 0.5 W/(m.K). Aucune information n'est disponible concernant la densité liquide et l'expansion volumique du H105.

*Les trois matériaux présentent l'intérêt d'avoir des températures de changement d'état comprises entre 100 et 150 °C, des enthalpies de changement de phase assez élevées (> 100 J/g) et des propriétés physiques totalement différentes. Des caractérisations supplémentaires sont faites pour confirmer les valeurs de chaleur latente ainsi que de température de changement d'état. L'étude comparative de ces trois matériaux permettra enfin de mettre en exergue les caractéristiques thermo-physiques de ces trois familles de MCP.*

## 2.2. Enthalpie et température de changement d'état

Pour caractériser plus précisément le comportement du MCP autour de son point de changement de phase, des caractérisations supplémentaires des trois produits sont réalisées sur des calorimètres simples ou à balayage différentiel. Plusieurs appareils peuvent être utilisés :

- Un calorimètre simple C80 de la marque Setaram est souvent utilisé car, tout comme le micro-SC-7-evo, utilisé au chapitre III, il possède un capteur tridimensionnel qui mesure le flux émis par l'échantillon grâce à différents anneaux de thermocouples placés tout autour du creuset, ce qui en augmente sa précision. Par ailleurs, la masse insérée dans le creuset est de l'ordre de 3-4 g, ce qui permet d'être plus représentatif de la quantité de MCP présent entre deux ailettes. Cet appareil présente l'inconvénient de ne pouvoir mesurer la capacité calorifique qu'en chauffe car le refroidissement n'est pas contrôlé.
- Un calorimètre à balayage différentiel micro-SC de la marque Setaram a été utilisé pour confirmer les courbes obtenues à la fusion mais également pour caractériser le produit à la solidification. Cet appareil tout comme le  $\mu$ -DSC-7-evo et le C80 possède un capteur tridimensionnel de mesure de flux mais les masses engagées sont 10 fois inférieures à celles utilisées dans le C80. Il peut monter à des températures jusqu'à 200 °C.

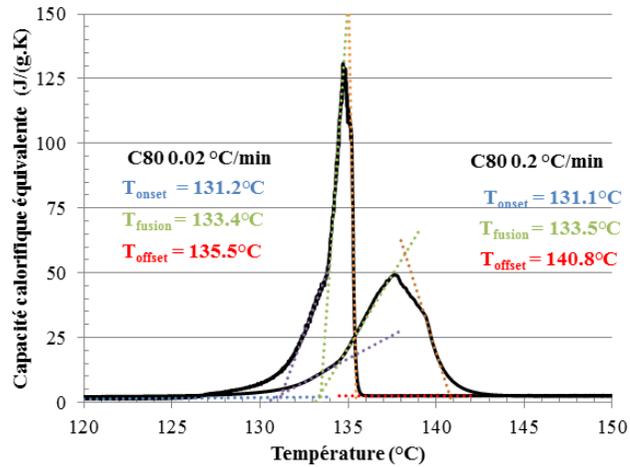
Sur ces deux appareils, les vitesses utilisées sont très faibles afin d'atteindre l'équilibre thermique à chaque point et s'approcher d'une capacité calorifique indépendante de la vitesse de chauffe et de l'échantillon. D'autres appareils ont également été utilisés par le fournisseur des produits, comme un appareil DSC de la marque Mettler Toledo. Cet appareil permet de chauffer et de refroidir l'échantillon à des vitesses plus rapides, de l'ordre de 1 ou 2 °C/min. Les masses engagées sont de l'ordre du microgramme. Souvent ces appareils permettent d'avoir une idée de l'enthalpie de changement d'état ainsi que des points de fusion mais pas de connaître l'étalement réel des courbes de capacité calorifique en fonction de la température car l'équilibre thermique n'est pas atteint à chaque point.

Avant de réaliser la mesure à proprement parler, le produit est inséré dans l'appareil sous forme de poudre et un premier cycle de fusion/solidification est réalisé à vitesse rapide pour s'assurer de la bonne répartition du produit dans le creuset.

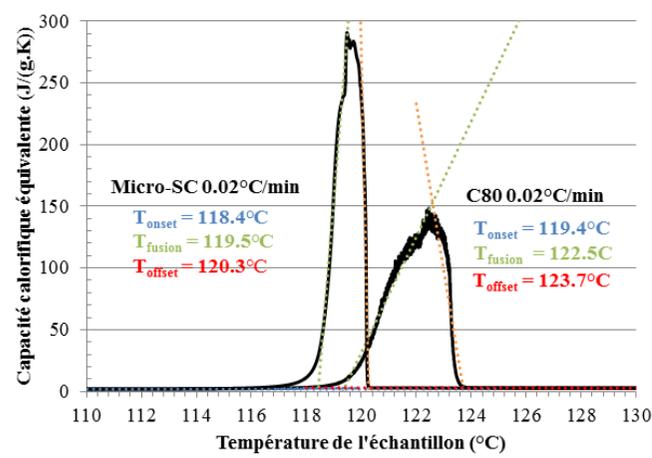
### 2.2.1. Fusion

Les courbes de capacité calorifique équivalente sont présentées pour les trois produits sur la première ligne de la Figure VI-2. Ces courbes permettent de voir l'étalement de la chaleur latente en fonction de la température mais aussi de déterminer un point de fusion, comme la température correspondant à la capacité calorifique maximale. Il est difficile de déterminer les points de début et de fin de changement d'état par la méthode des tangentes sur ces courbes. C'est pourquoi les courbes d'enthalpie spécifique sont tracées en intégrant les courbes de capacité calorifique équivalente et sont présentées sur la deuxième ligne de la Figure VI-2. Cette courbe d'enthalpie spécifique est utilisée pour calculer l'enthalpie de changement de phase, comme expliqué dans le chapitre III mais également les points de début et de fin de changement de phase. Les températures de début et de fin de changement d'état sont appelées température d'onset et d'offset ou  $T_{\text{solidus}}$  et  $T_{\text{liquidus}}$  dans le chapitre IV. Pour les déterminer, la courbe d'enthalpie spécifique est utilisée. La tangente à la courbe d'enthalpie spécifique en son point de dérivée maximale est tracée de même que la tangente à la courbe en phase liquide et solide. Le point sécant entre la tangente au point de capacité maximale et les tangentes en domaine solide et liquide détermine la température d'onset et d'offset respectivement. La différence d'enthalpie spécifique entre les deux points représente la chaleur latente.

a) Acide sébacique



b) Erythritol



c) H105

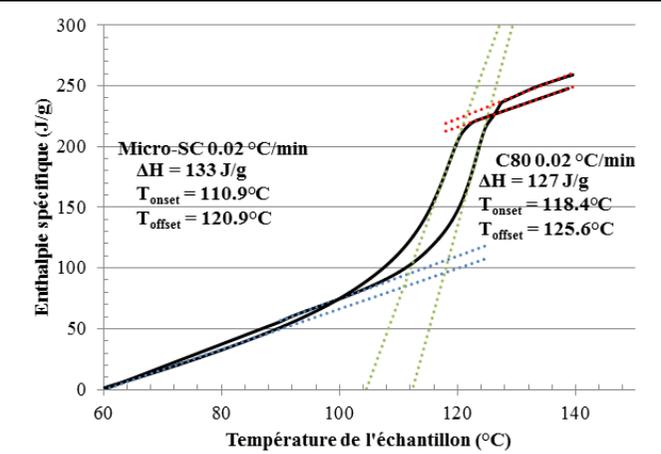
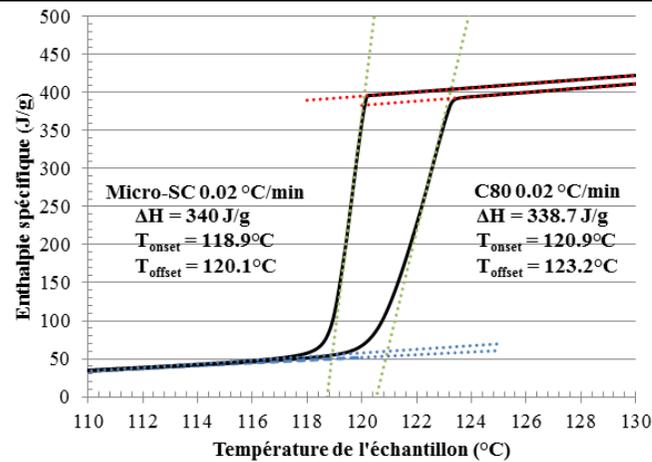
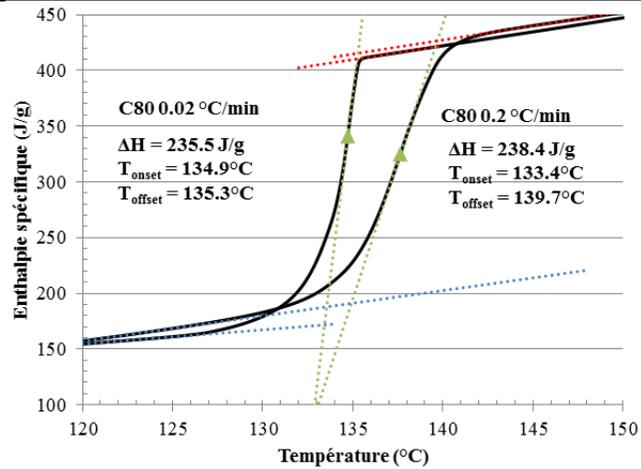
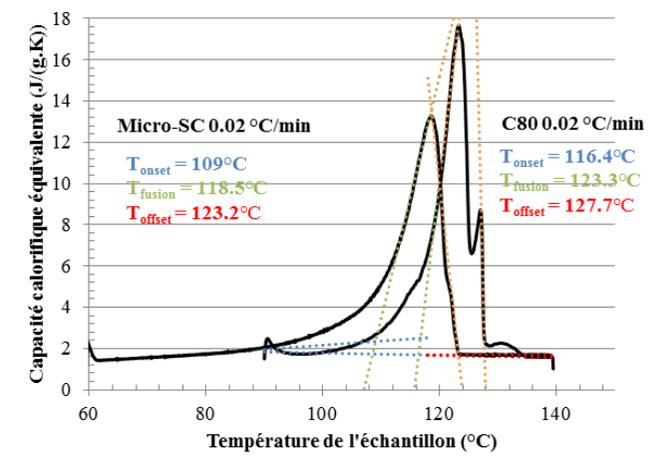


Figure VI-2 : Capacité calorifique équivalente et enthalpie spécifique mesurée pour les trois MCP avec des micro-SC ou des C80 à des vitesses de chauffe de 0.02 °C/min ou 0.2 °C/min

Pour l'acide sébacique, seul le C80 a été utilisé et deux vitesses de chauffe ont été utilisées pour déterminer ces courbes de capacité calorifique équivalente. On remarque ainsi que la courbe obtenue avec un taux de chauffe de 0.2 °C/min a une forme plus écrasée que celle obtenue avec une vitesse dix fois plus faible, qui présente un pic plus étroit autour de 134 °C. La vitesse de chauffe a ainsi une influence non négligeable sur la répartition en température de la courbe de capacité calorifique équivalente. Plus elle est grande, plus la courbe de capacité calorifique est décalée vers des températures plus élevées.

Pour l'érythritol et le H105 en revanche, les deux courbes sont obtenues à la même vitesse de chauffe (0.02 °C/min) mais sur deux appareils différents, le micro-SC et le C80. La seule différence entre ces deux appareils est la quantité de produit engagée. On note ainsi que plus la masse d'échantillon est importante, plus la courbe de capacité calorifique équivalente se déplace vers des températures élevées.

Les courbes de capacité calorifique équivalentes et les courbes d'enthalpie spécifique présentées ici ne sont donc pas complètement indépendantes de la masse et de la vitesse de chauffe de l'échantillon. Elles apportent cependant des informations essentielles quant à la chaleur latente et aux températures de changement d'état. Les valeurs de chaleur latente, les températures d'onset et d'offset ainsi que la température de fusion pour les deux vitesses de chauffe sont récapitulées dans le Tableau VI-3.

**Tableau VI-3 : Température de changement d'état et chaleur latente obtenues en fusion pour les trois MCP**

	Appareil	Vitesse de chauffe (°C/min)	T <sub>onset</sub> (°C)	T <sub>fusion</sub> (°C)	T <sub>offset</sub> (°C)	Δh <sub>s-L</sub> (J/g)
<b>Acide Sébacique</b>	C80	0.02	134.9	133.4	135.3	236
	C80	0.2	133.4	133.5	139.7	238
<b>Erythritol</b>	C80	0.02	120.9	122.5	123.2	339
	Micro-SC	0.02	118.9	119.5	120.1	340
<b>H105</b>	C80	0.02	118.4	123.3	125.6	127
	Micro-SC	0.02	110.9	118.5	120.9	133

### Acide sébacique

Les valeurs de température de changement d'état sont bien en accord avec les valeurs relevées dans la littérature. Pour ce qui concerne l'enthalpie de changement d'état, la valeur calculée est supérieure de 6.7 % à la valeur avancée par Wang *et al.* [133]. Cet écart peut être dû à la manière de mesurer l'enthalpie de changement d'état et aussi dû à la sensibilité de l'appareil. En effet, les mesures faites par Wang *et al.* [133] ont été réalisées sur un appareil DSC (Differential Scanning Calorimetry) Q20 de la marque TA Instruments. Or, cet appareil ne présente pas de capteur bidimensionnel comme le C80. La chaleur dégagée est donc mesurée uniquement en-dessous du creuset et il se peut qu'elle soit sous-estimée. Par ailleurs, la méthode de détermination de la chaleur latente n'est pas celle utilisée dans cette thèse. Pour calculer la chaleur latente, l'aire sous la courbe est utilisée mais à cette aire est soustraite la ligne de base. La méthode peut ainsi ne pas prendre en compte toute la chaleur latente réellement échangée.

### Erythritol

Les courbes de capacité calorifique de l'érythritol ont la forme d'une gaussienne parfaite et sont très centrées autour du point de fusion. Les valeurs de températures d'onset et d'offset obtenues avec le micro-SC sont proches de la littérature puisqu'elles se situent autour de 118 °C. Les enthalpies de changement d'état ont des valeurs très proches de la littérature.

**H105**

La courbe de capacité calorifique obtenue avec le C80 présente deux pics, recentrés entre 110 °C et 130 °C, qui ne sont pas visibles sur la caractérisation obtenue avec le micro-SC. Ces deux pics traduisent le caractère non pur du produit qui se compose de plusieurs nitrates de sels. Par ailleurs, la capacité calorifique maximale a une valeur d'environ 18 J/(g.K) pour le C80 et de 14 J/(g.K) pour le micro-SC alors qu'elle était plutôt autour de 150 J/(g.K) pour l'érythritol et de 125 J/(g.K) pour l'acide sébacique. Cette différence peut s'expliquer d'une part par le fait que la chaleur latente est plus faible pour le H105, d'autre part, la courbe est beaucoup plus étalée en température que les courbes obtenues dans les mêmes conditions avec l'érythritol et l'acide sébacique. L'enthalpie de changement d'état est proche de celle annoncée par le fournisseur puisqu'elle est égale à 127 J/g pour la caractérisation sur C80 et à 133 J/g pour la caractérisation avec le micro-SC. Les températures d'onset et d'offset sont légèrement décalées vers des températures plus basses avec le micro-SC avec une température de fusion autour de 118.5 °C.

*En résumé, les caractérisations sur différents appareils à différentes vitesses de chauffe ont permis de confirmer ou d'affiner les valeurs d'enthalpie et de température de changement de phase à la fusion. Elles ont aussi montré l'influence de la vitesse de chauffe et des masses engagées sur la position des courbes par rapport à la température. Plus la vitesse est faible et plus les courbes se décalent vers les températures de changement d'état réelles obtenues à l'équilibre thermique. Par ailleurs, plus la masse est importante, plus les courbes sont censées être représentatives du comportement du MCP utilisé entre deux ailettes.*

*Par ailleurs, la forme des courbes de capacité calorifique équivalente apporte des informations sur la nature des produits. Le H105 présente une courbe capacité calorifique équivalente avec deux pics, ce qui montre que le produit n'est pas pur et qu'il est constitué d'un mélange de sels. L'érythritol a au contraire une courbe de capacité calorifique équivalente ayant la forme d'une gaussienne centrée sur le point de fusion, prouvant que ce produit est pur. L'acide sébacique n'a pas exactement la forme d'une gaussienne mais ne présente pas deux pics de capacité calorifique différents.*

*Enfin, les chaleurs latentes obtenues en utilisant la courbe d'enthalpie spécifique sont très proches quel que soit l'appareil utilisé et concordantes avec les valeurs trouvées dans la littérature.*

**2.2.2. Solidification****Acide sébacique**

Pour déterminer le comportement de l'acide sébacique en solidification, un appareil DSC de la marque Mettler Toledo a été utilisé par Arkema à une vitesse de refroidissement de 2 °C/min. Avec cet appareil, une chaleur latente de solidification de 215 J/g avec une température de solidification de 125 °C a été relevée pour l'acide sébacique standard. Ces valeurs sont cohérentes avec celles de la littérature et sont donc retenues pour l'analyse du produit. Le décalage de la température de solidification est normal car les produits ne solidifient pas exactement à la température à laquelle ils ont fondu. Par contre, l'écart significatif peut être le signe d'une légère surfusion du matériau.

**Erythritol**

La même caractérisation a été réalisée à la solidification sur le micro-SC par Setaram entre 140 °C et 90 °C à la vitesse de refroidissement de 0.02 °C/min. Il se trouve que le matériau ne solidifie pas du tout sur cette plage de température car il est sujet à la surfusion. La surfusion est par ailleurs très dépendante de la masse de produit, de la vitesse de refroidissement et des possibles germes de solidification présents dans le creuset. Dans le cas de cette caractérisation, la masse est très faible ( $\approx 300$  mg), la vitesse de refroidissement également

(0.02 °C/min) et il n'y a pas de germes de solidification dans le creuset. Toutes les conditions sont donc réunies pour que le produit ne se solidifie pas dans le creuset. Il est alors intéressant de tester le comportement de l'érythritol sur une installation expérimentale où la masse de produit engagée est beaucoup plus grande, où la vitesse de refroidissement est plus élevée et où les germes de solidification sont nombreux (impuretés, contact avec l'air etc...)

### H105

Tout comme l'érythritol, la solidification du H105 a été caractérisée au moyen d'un micro-SC à la vitesse de refroidissement de 0.2 °C/min. Les courbes de capacité calorifique équivalente et d'enthalpie spécifique obtenues sont présentées sur la Figure VI-3.

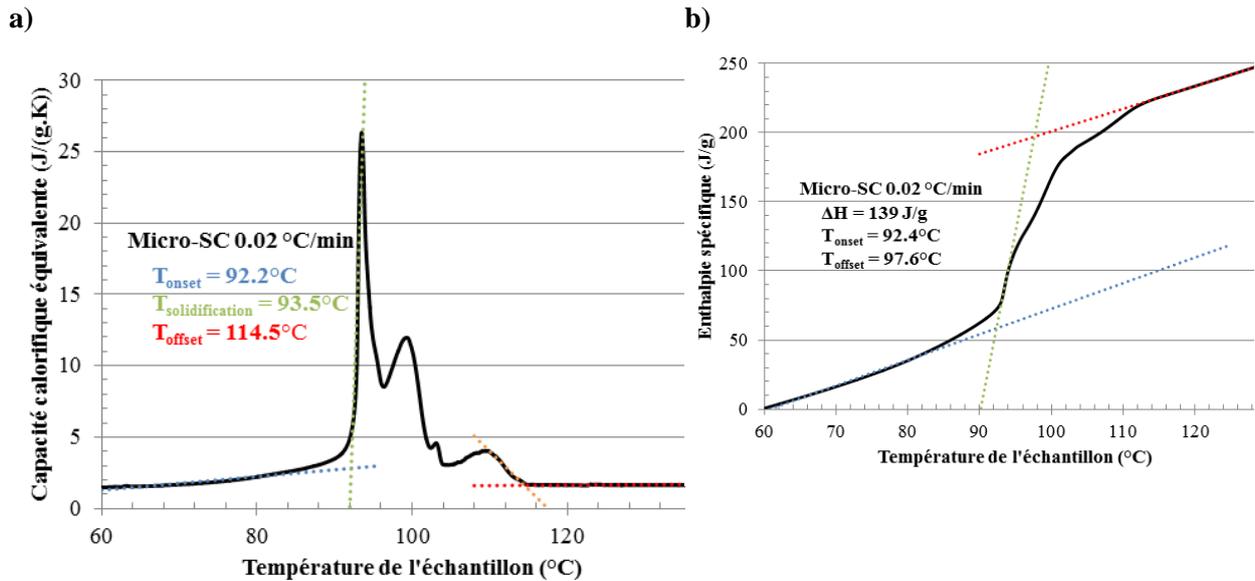


Figure VI-3 : Capacité calorifique équivalente (a) et enthalpie spécifique du H105 à la solidification obtenues sur un micro-SC à la vitesse de refroidissement de 0.02 °C/min

La chaleur latente dégagée à la solidification (139 J/g) est environ la même que celle stockée à la fusion (133 J/g). Cependant, le produit ne dégage cette chaleur qu'à partir de 97.6 °C (sur la courbe d'enthalpie spécifique) et plutôt 114.5 °C (sur la courbe de capacité calorifique équivalente). La plage de solidification n'est donc pas du tout symétrique à la plage de fusion. On remarque par ailleurs que la forme de la courbe de capacité calorifique équivalente présente trois pics, montrant comme à la fusion que le produit n'est pas pur et qu'il se compose de différents nitrates de sels.

*En résumé, les caractérisations réalisées sur les trois produits en solidification ont montré dans un premier temps que l'érythritol ne se solidifie pas du tout au cours du refroidissement de 140 à 90 °C, prouvant que ce produit est soumis à la surfusion.*

*L'acide sébacique présente un léger décalage en température des courbes de capacité calorifique montrant que le produit peut être soumis à une légère surfusion. Le point de fusion étant d'environ 133 °C et celui de solidification de 125 °C, cette surfusion devrait être de l'ordre de 8 °C. La chaleur latente dégagée à la solidification (215 J/g) est un peu plus faible que celle stockée à la fusion (236 J/g), cependant ces deux valeurs sont difficilement comparables puisqu'elles ont été obtenues avec deux appareils différents.*

*Le H105 présente un décalage en température des courbes de capacité calorifique équivalente et d'enthalpie spécifique beaucoup plus important que celui de l'acide sébacique. La différence de température entre le point de fusion et de solidification est cette fois de 25 °C. Cependant le produit a tendance à cristalliser plutôt autour de 114.5 °C.*

### 2.3. Comparaison des MCP

Une comparaison des propriétés thermo-physiques des trois MCP est proposée dans le Tableau VI-4. Les propriétés sont données à chaque fois pour la phase solide et la phase liquide, à part pour le H105 pour lequel seules les données en phase solide sont connues. Pour la fusion, les valeurs ont été relevées sur les courbes d'enthalpie spécifique obtenues à partir de courbe de capacité calorifique équivalente mesurée sur un C80 à une vitesse de chauffe de 0.02 °C/min. Pour la solidification, les valeurs proviennent des trois caractérisations présentées précédemment. Par ailleurs, la masse volumique du liquide est utilisée pour calculer la densité énergétique. Pour le H105, cette masse volumique est calculée en considérant une expansion volumique de l'ordre de 7 %, qui correspond à l'expansion volumique du NaNO<sub>3</sub>.

**Tableau VI-4 : Comparaison des propriétés thermo-physiques des trois MCP testés sur l'installation expérimentale**

		Unité	Acide sébacique	Erythritol	H105
	C <sub>p</sub> solide	J/(kg.K)	1700	1700	1500
	C <sub>p</sub> liquide	J/(kg.K)	2400	2600	
	ρ <sub>solide</sub>	kg/m <sup>3</sup>	1100	1415	1700
	ρ <sub>liquide</sub>	kg/m <sup>3</sup>	1000	1350	(1588)
	λ <sub>solide</sub>	W/(m.K)	0.09	0.55	0.5
	λ <sub>liquide</sub>	W/(m.K)	0.11	0.37	
<b>Fusion</b>	T <sub>onset</sub>	°C	134.9	120.9	118.4
	T <sub>fusion</sub>	°C	133.4	122.5	123.3
	T <sub>offset</sub>	°C	135.3	123.2	125.6
	Δh <sub>S-L</sub>	J/g	236	339	127
<b>Solidification</b>	T <sub>onset</sub>	°C			92.5
	T <sub>solidification</sub>	°C	125	< 90	93.5
	T <sub>offset</sub>	°C			97.6
	Δh <sub>S-L</sub>	J/g	215		139
<b>Surfusion</b>		°C	8	> 28	> 25
<b>Densité énergétique (à partir de ρ<sub>L</sub>)</b>		kWh/m <sup>3</sup> de MCP	66	127	56

L'érythritol présente des caractéristiques thermo-physiques idéales pour être utilisé en tant que MCP. Sa densité énergétique est deux fois supérieure à celle des deux autres produits, sa plage de fusion est réduite et sa conductivité thermique (0.5 W/(m.K)) est deux fois supérieure à la conductivité thermique des paraffines (≈ 0.2 W/(m.K)). Cependant, la surfusion qu'il présente à la solidification empêche la restitution de la chaleur à une température proche du point de fusion. La surfusion étant très influencée par les germes de solidification, les températures de refroidissement et les masses de produit, une simple caractérisation sur un calorimètre ne suffit pas à éliminer ce produit de la liste des MCP potentiels pour l'application de valorisation de chaleur fatale. Les tests réalisés sur l'installation à plus haute température permettront ainsi de voir l'impact de la masse et de la présence de germes de solidification dans un système de stockage réel.

Par ailleurs, le matériau le moins adapté pour l'application semble être le mélange de sels H105. La masse volumique plus élevée ne suffit pas à compenser la faible enthalpie de changement d'état et la densité énergétique obtenue est assez faible (≈ 56 kWh/m<sup>3</sup>). De plus, la plage de fusion est très étalée pour ce produit (plus de 7 °C) et n'est pas symétrique à la plage de solidification. Le produit présente par ailleurs une surfusion d'au moins 25 °C. Les deux pics sur les courbes de capacité calorifique équivalente témoignent, par ailleurs de la

nature du MCP, qui est un mélange de sels. Ce MCP présente malgré tout une conductivité thermique du même ordre de grandeur que celle de l'érythritol.

Enfin, l'acide sébacique présente une densité énergétique assez élevée ( $\approx 66 \text{ kWh/m}^3$ ) comprise entre celle de l'érythritol et celle du H105. Sa plage de fusion est beaucoup moins étalée que celle du H105 et est symétrique à la plage de solidification. Le produit présente la surfusion la plus faible des trois produits. Cependant, sa conductivité thermique est deux fois plus faible que celle des paraffines et sa masse volumique est beaucoup plus faible que les deux autres produits proposés

### 3. Présentation du dispositif expérimental

#### 3.1. Objectifs

La caractérisation thermo-physique des trois MCP proposés apporte des informations essentielles pour définir rapidement les densités énergétiques et les principales grandeurs utiles au dimensionnement d'une installation. Seulement, le comportement de ces MCP dans un vrai système de stockage en conditions réelles n'est pas connu. Les températures de changement d'état et les quantités de chaleur stockées/restituées peuvent différer des valeurs présentées précédemment en fonction de la vitesse de chauffe/refroidissement et des masses engagées. En outre, certains problèmes comme la surfusion peuvent être résolus grâce à l'augmentation de la masse ou au contact avec des germes de solidification comme les ailettes et les impuretés. L'écart entre la température de fusion et la température de solidification peut être affiné lorsque l'on passe à l'échelle système. Par ailleurs, les questions de cyclabilité des MCP au contact d'ailettes sont rarement investiguées dans la littérature. Pour toutes ces raisons, une installation expérimentale à plus haute température a été développée afin de tester différents matériaux dans un même système de stockage.

#### 3.2. Description détaillée de l'installation

L'installation expérimentale « SLEEP2 » présentée sur la Figure VI-4 et Figure VI-5 permet de charger et de décharger la chaleur dans des échangeurs de stockage latent entre 20 et 250°C. Pour notre étude, les circuits sont utilisés principalement entre 100 et 200 °C.

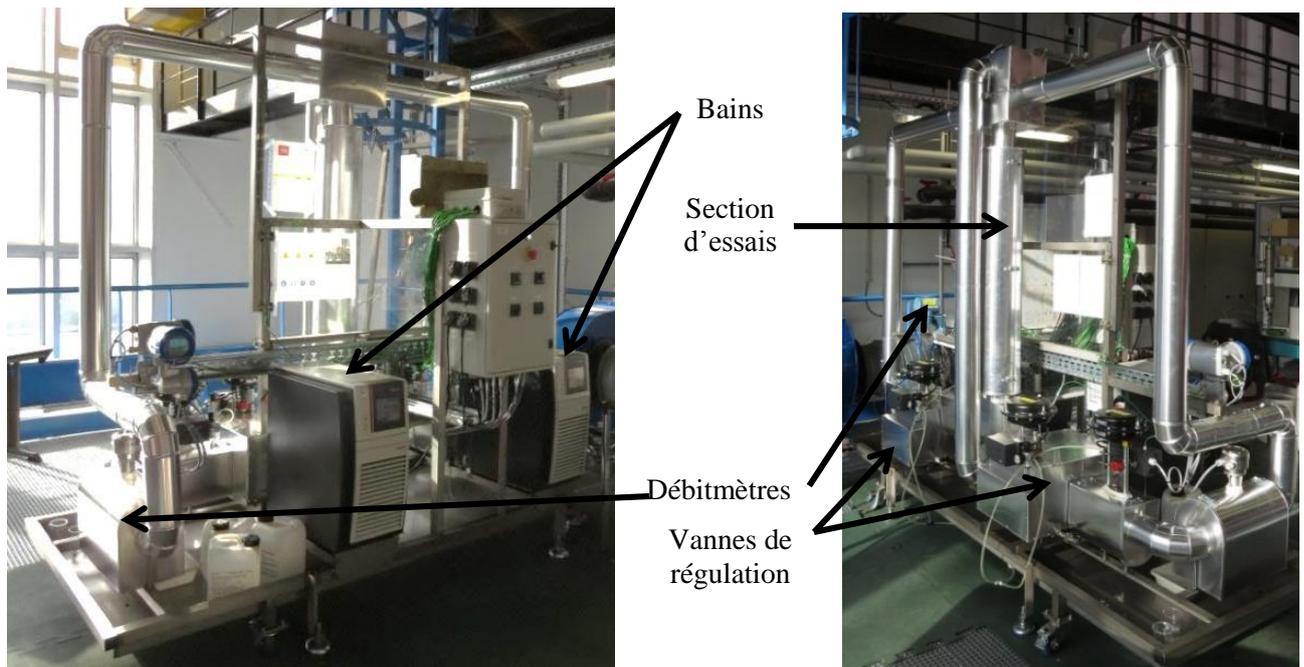


Figure VI-4 : Images et détails des équipements mis en place sur l'installation expérimentale SLEEP2

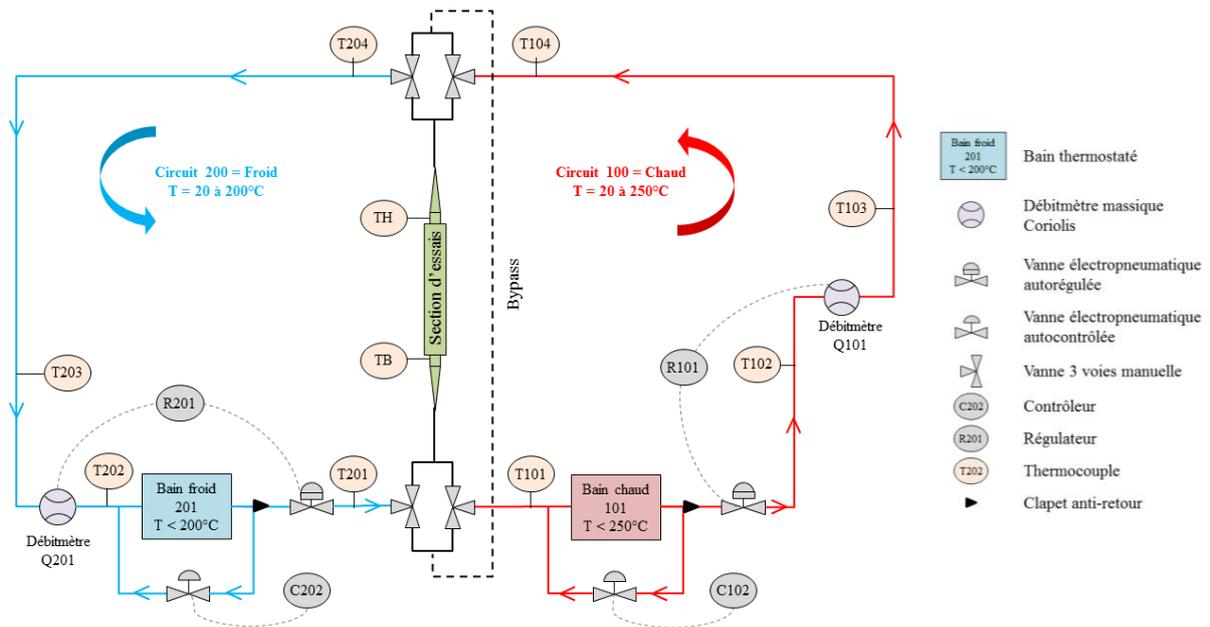


Figure VI-5 : Schéma de principe de l'installation expérimentale SLEEP2

L'installation expérimentale est constituée de 4 parties principales:

- La section d'essais, située au centre de l'installation et dont les caractéristiques sont détaillées au paragraphe suivant.
- Le circuit 100 qui simule la source chaude du procédé et qui amène la chaleur par le haut de la section d'essais, en rouge sur la Figure VI-5.
- Le circuit 200 qui simule la source froide du procédé et qui récupère la chaleur en entrant par le bas de la section d'essais, en bleu sur la Figure VI-5.
- Le bypass, représenté par des tirets noirs sur la Figure VI-5, permet à l'installation de tourner en continu et de pouvoir charger la section d'essais avec le circuit 100 tout en laissant circuler le circuit 200 ou inversement. Cet artifice permet d'ajuster au mieux la température des deux circuits avant de lancer les essais.

Chaque circuit est équipé de :

- Deux bains thermostatés Julabo PRESTO A40 avec pompe intégrée, notés Bain 101 et Bain 201
- un circuit de recirculation avec vanne électropneumatique pilotée par un contrôleur Novus N110 (C102 et C202) qui permet de limiter le débit dans les circuits principaux.
- Les deux circuits principaux sont quant à eux réglés par une vanne électropneumatique couplée aux débitmètres massiques Q101 et Q201 par un régulateur Eurotherm, respectivement R201 et R202.

Le circuit principal est instrumenté avec des thermocouples type K de 1 mm qui mesurent la température du fluide caloporteur et ainsi la température d'injection dans la section d'essais. Il n'y a pas d'autorégulation du circuit thermique. La température de chaque bain est ajustée de telle sorte que le fluide caloporteur entre dans la section d'essais à une température 15 °C supérieure ou inférieure à sa température de fusion pour la charge et la décharge respectivement. Le fluide caloporteur est une huile thermique, Thermal HL40, dont les propriétés thermo-physiques sont présentées en Annexe VI-1.

### 3.3. La section d'essais

La section d'essais est composée d'une unité élémentaire d'un échangeur commercial type tubes-calandre, de marque Hamon type G. Cette section d'essais a déjà été testée en paraffine et les résultats sont présentés succinctement dans le chapitre V. Le tube est équipé d'ailettes hélicoïdales en aluminium et est entouré d'une calandre en inox 304L qui permet de fermer le système de stockage comme présenté sur la Figure VI-6. Le MCP est alors inséré dans l'espace annulaire entre le tube et la calandre.

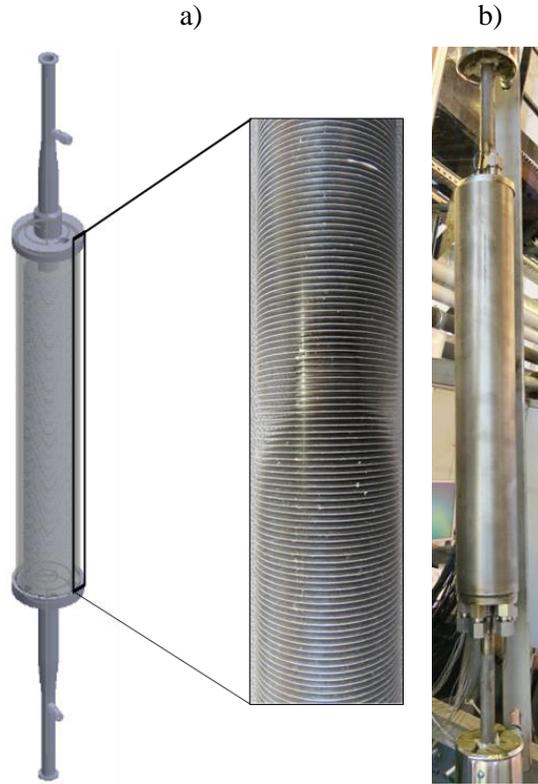


Figure VI-6 : a) Schéma de principe de la section d'essais, b) Image de la section d'essais avant calorifuge

Les dimensions de la section d'essais sont détaillées dans le Tableau VI-5.

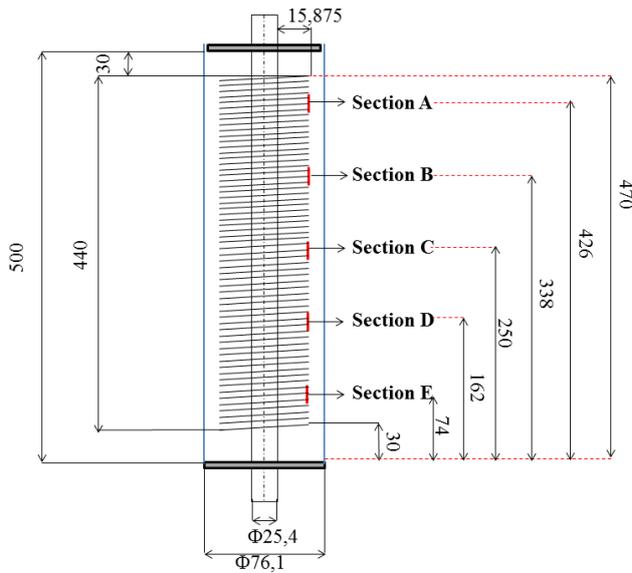
Tableau VI-5 : Caractéristiques de la section d'essais de l'installation expérimentale SLEEP2

	Unité	Valeur	Métal utilisé
$D_{\text{tube, ext}}$	mm	25.4	Acier
$D_{\text{tube, int}}$	mm	20	
$D_{\text{cal, ext}}$	mm	76.1	Inox 304 L
$D_{\text{cal, int}}$	mm	72.2	
$H_{\text{cal}}$	mm	500	
$D_{\text{ailettes}}$	mm	57.15	Aluminium
$H_{\text{ailettes}}$	mm	440	
$e_{\text{ailettes}}$	mm	0.35	
$Pa_{\text{ailettes}}$	mm	2	
$V_{\text{métal, tube}}$	L	0.096	Acier
$V_{\text{métal, ailettes}}$	L	0.122	Aluminium
$V_{\text{MCP}}$	L	1.67	
$V_{\text{cal, métal}}$	L	0.22	Inox
$V_{\text{cal, système}}$	L	2.05	
$S_{\text{ech}}/V_{\text{MCP}}$	$\text{m}^2/\text{m}^3$	496	

### 3.4. Instrumentation

La section d'essais est instrumentée avec quarante thermocouples de type K de diamètre 0.5 mm situés à différentes positions axiales, angulaires et radiales, comme présenté sur la Figure VI-7. Cinq positions axiales espacées de 88 mm, 4 angles espacés de 90°, 2 positions radiales espacées de 5 mm sont alors définies. Les positions axiales sont désignées par une lettre de A à E, une position angulaire est attribuée tous les 90° et la position radiale est désignée par la lettre a pour les thermocouples à 5 mm du bord de l'ailette et b pour les thermocouples à 10 mm du bord de l'ailette.

a)



b)

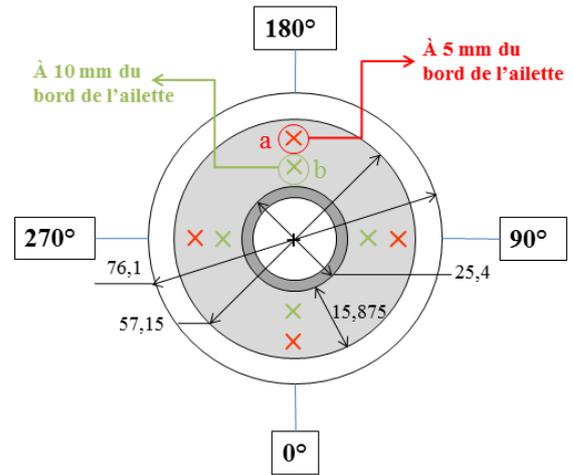
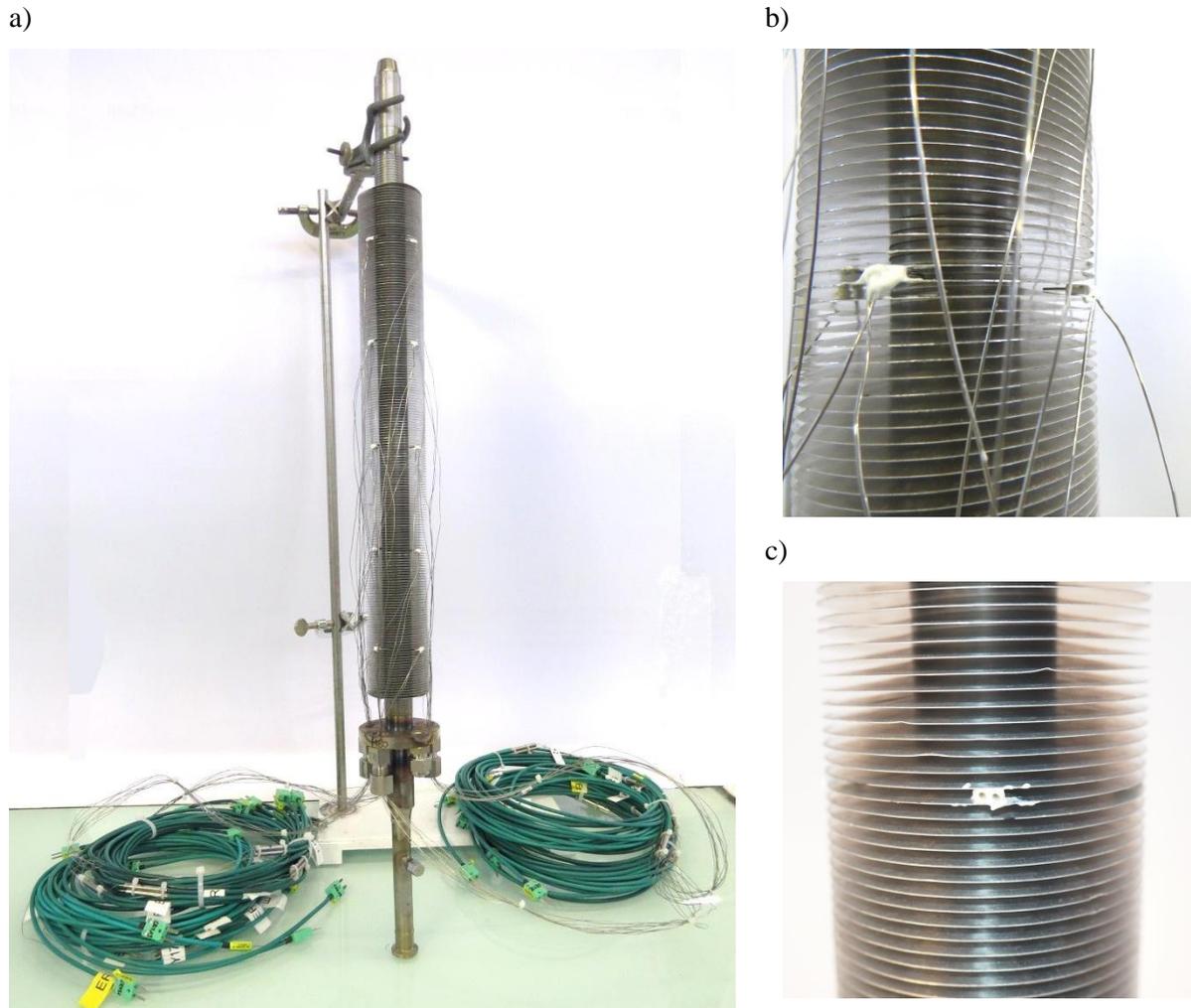


Figure VI-7 : Détail de l'instrumentation de la section d'essais utilisée, a) Division de la section d'essais en cinq sections de hauteur identique, b) positionnement des thermocouples selon la position radiale et angulaire

L'instrumentation est réalisée avant le remplissage et les thermocouples sont collés dans de petites pièces cylindriques en céramique qui permettent de définir au mieux leur position. La section d'essais instrumentée est présentée sur la Figure VI-8 a). On peut voir le détail de la pointe des thermocouples sur la Figure VI-8 b) ainsi que les pièces en céramique qui servent à maintenir les thermocouples sur la Figure VI-8 c).



**Figure VI-8 : Détails de l'instrumentation de la section d'essais, a) Section d'essais instrumentée, b) Pointe d'un thermocouple entre deux ailettes, c) Pièces cylindriques en céramique qui permettent de positionner les thermocouples**

### 3.5. Remplissage

La calandre est soudée à la bride inférieure et la section d'essais est remplie par l'ouverture du haut avec la poudre de MCP à l'aide d'un entonnoir. Pour réaliser le remplissage, la section d'essais est montée sur l'installation et équipée d'un cordon chauffant pour faire fondre la poudre de MCP. Il est solidifié une première fois pour bien répartir le solide entre les ailettes. Le MCP subit alors un premier cycle. La section d'essais est chauffée une deuxième fois pour ajuster le volume jusqu'à atteindre un niveau de MCP liquide à 1 cm environ sous la bride supérieure. Cet espace est laissé vide pour souder la bride supérieure sans dégrader le produit et pour éviter les surpressions dans la section d'essais après fermeture. Une fois que la section d'essais est fermée, un nouveau cycle est réalisé pour ajuster la température d'injection du fluide caloporteur. Le MCP subit donc 3 cycles liés au remplissage avant la campagne d'essais à proprement parler. Quelques images du remplissage ainsi que des trois produits sous forme liquide et solide sont présentées sur la Figure VI-9.

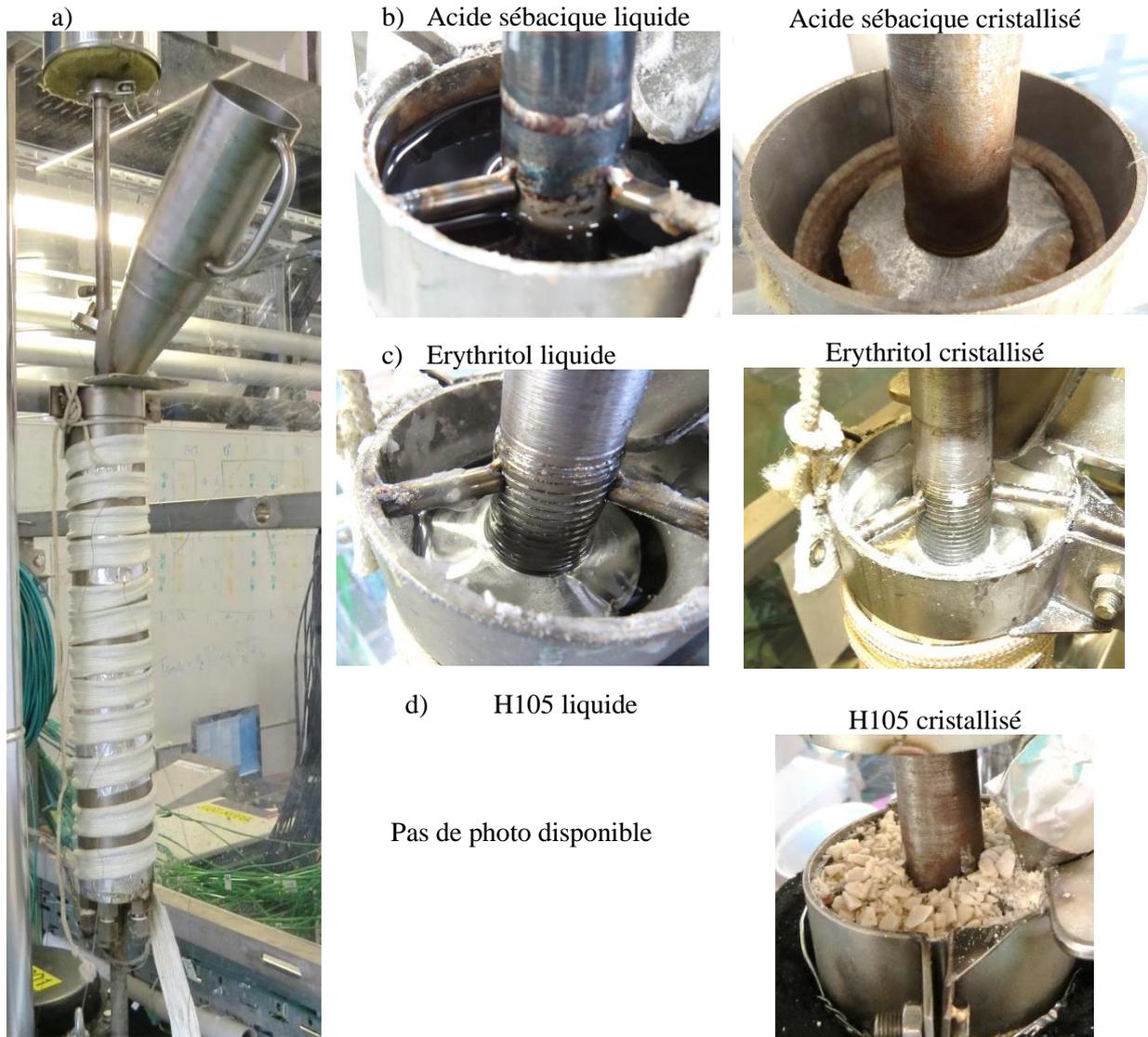


Figure VI-9: Photographies de la section d'essais pendant le remplissage, a) Entonnoir et cordon chauffant, b) Acide sébacique, c) Erythritol et d) H105

La masse de MCP est estimée grâce au volume de la section d'essais et à la masse volumique liquide du produit. Les masses effectivement introduites pour chaque MCP sont récapitulées dans le Tableau VI-6. Pour les deux premiers produits, la masse introduite est inférieure à la masse estimée. Au contraire, pour le H105, la masse introduite est supérieure à la masse estimée et le niveau liquide fondu n'a jamais été observé en haut de la section d'essais. Après avoir introduit plus de la masse maximale de MCP (calculée avec le volume liquide multiplié par la masse volumique du solide) et sans pouvoir observer le produit liquide en haut de la section d'essais, il a été décidé d'arrêter le remplissage pour éviter la surpression dans la section d'essais. Pour expliquer cette différence de masse, plusieurs hypothèses sont faites. Soit la masse volumique du produit a été mal estimée par le fournisseur, soit le produit s'est dégradé au cours du remplissage. Le remplissage de cette section d'essais est considéré comme incomplet.

Tableau VI-6 : Masse de produit introduite dans la section d'essais pour chaque MCP

Produit	$\rho_L$ kg/m <sup>3</sup>	$m_{\text{souhaitée}}$ kg	$m_{\text{introduite}}$ kg
Acide sébacique	1000	1.670	1.520
Erythritol	1350	2.255	2.112
H105	1588	2.653	2.840

## 4. Résultats

### 4.1. Protocole expérimental

Des séries de charges et décharges sont réalisées sur l'installation expérimentale SLEEP2. L'huile est injectée à un débit fixe de 10.52 kg/h correspondant à une vitesse d'écoulement de l'huile de 0.01 m/s dans la section d'essais afin d'avoir un temps de séjour de 50 s, temps suffisamment long pour obtenir un gradient de température entre l'entrée et la sortie. Ce gradient de température entre l'entrée et la sortie permet d'être représentatif d'un système de stockage de chaleur.

Les essais sont tous réalisés dans des conditions similaires. En charge, le fluide caloporteur est injecté par le haut de la section d'essais à une température de 15°C supérieure à la température de fusion du MCP. A l'inverse, en décharge, le fluide caloporteur est injecté par le bas de la section d'essais à une température de 15 °C inférieure à la température de fusion du MCP. Les températures d'injection correspondantes sont récapitulées dans le Tableau VI-7.

Tableau VI-7 : Température d'injection du fluide caloporteur en charge et en décharge pour chaque MCP

	$T_{\text{fusion}}$ °C	$T_{\text{injection}}$ en charge °C	$T_{\text{injection}}$ en décharge °C
<b>Acide sébacique</b>	132	147	117
<b>Erythritol</b>	118	133	103
<b>H105</b>	122	137	107

Deux campagnes d'essais ont été réalisées avec l'acide sébacique. Une première qui a permis de cycler 30 fois le produit et à l'issue de laquelle une fuite importante a été détectée. Les températures de MCP provenant de cette campagne d'essais ne sont ainsi pas exploitables du fait de la grande variation du niveau de liquide. Cependant, le produit restant en bas de la section d'essais a été extrait et analysé sur un calorimètre C80 pour voir si le cyclage thermique a mené à une dégradation du produit. Une deuxième campagne d'essais de 15 cycles a ensuite été réalisée pour obtenir des profils de température corrects dans la section d'essais.

Pour l'érythritol, 11 charges ont été réalisées à 133 °C et 9 décharges à 103 °C. Par ailleurs, l'influence de la température d'injection en décharge a été étudiée lors de 8 cycles supplémentaires. A l'issue de cette campagne d'essais, l'érythritol a été extrait de la section d'essais et caractérisé sur le calorimètre C80.

Enfin, pour le H105, une campagne d'essais de 11 cycles a été menée aux températures et débits cités précédemment. La section d'essais n'a pas été vidangée et le produit après cyclage n'a ainsi pas pu être caractérisé.

Etant donné que les produits subissent 3 cycles de fusion/solidification liés au remplissage de la section d'essais, les essais sont numérotés de 4 à 18 pour la campagne d'essais avec l'acide sébacique, de 4 à 14 pour celle avec l'érythritol et de 4 à 14 pour celle avec le H105. Cette numérotation permet de connaître exactement le nombre de cycles subis par le produit.

## 4.2. Charges

Dans un premier temps, les charges sont analysées en détail dans ce paragraphe.

### 4.2.1. Cyclage thermique

Pour voir l'impact du cyclage thermique sur le comportement du MCP, un thermocouple situé au milieu de la section d'essais (Coupe C) entre deux ailettes et au plus proche du tube (thermocouple C-90°-b) est sélectionné et sa température est suivie au fur et à mesure des cycles. Les profils de température obtenus en charge sont présentés sur la Figure VI-10 pour les trois produits.

Pour l'acide sébacique, à part pour les charges n° 6 et 7 qui ont été réalisées à une température d'injection légèrement supérieure aux autres essais, les courbes de température présentent toutes la même forme et sont superposées au moins jusqu'à la fin du changement de phase. Après le changement de phase, le léger décalage observé entre les courbes est dû aux différences de pertes d'un essai à l'autre. On note par ailleurs que la plage de fusion est située entre 131 et 133 °C, la température du thermocouple se stabilise en effet entre ces deux températures, ce qui concorde avec les températures de changement d'état relevées lors des caractérisations. Comme il y a des pertes thermiques, le MCP atteint n'atteint pas la température d'injection.

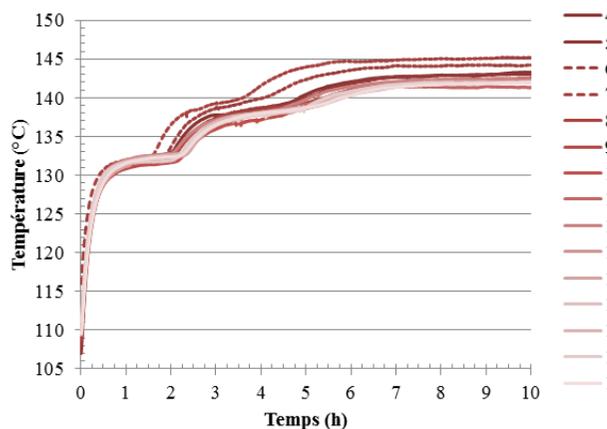
Pour l'érythritol, tout comme l'acide sébacique, la courbe de température est répétable avec les cycles. La plage de fusion est centrée sur 118 °C et l'on observe une vraie stabilisation de température au moment du changement de phase. Le point de fusion est plutôt situé dans la plage de température de la courbe de capacité calorifique équivalente obtenue avec l'appareil micro-SC. On retrouve de même que pour l'acide sébacique un léger décalage en fin d'essais dû aux différences de pertes.

Pour le H105, au contraire, il n'y a pas de stabilisation de la température au moment du changement d'état à part pour le cycle n°4 qui présente une légère inflexion autour de 122 °C, ce qui correspond à peu près aux températures obtenues avec le C80. Pour les cycles suivants, on remarque que le profil de température a la forme d'une courbe de la fonction racine carrée et que la pente de la courbe diminue au fur et à mesure des cycles. Cette absence d'inflexion de la température autour du point de fusion théorique peut s'expliquer de différentes manières :

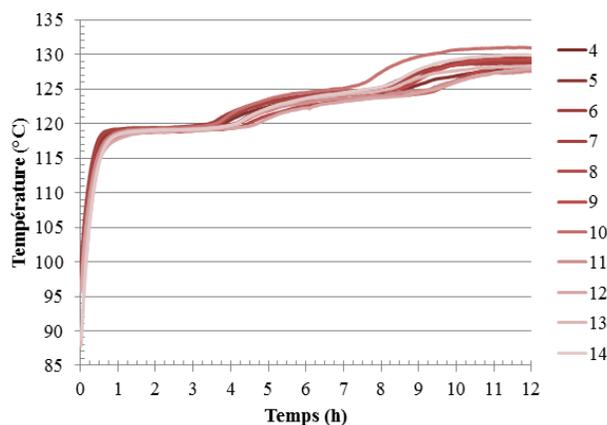
- soit c'est l'étalement en température de la fusion déjà observé sur les courbes de capacité calorifique du H105 qui empêche de voir une inflexion nette de la courbe et un plateau de stabilisation au moment du changement d'état.
- soit le produit est encore liquide au début de la fusion et que donc il ne s'est pas solidifié au cours de la décharge précédente et sa température ne fait qu'augmenter sans se stabiliser.
- soit le produit s'est dégradé et son changement de phase ne se fait plus exactement au même niveau de température et l'essai n'est pas réalisé à assez haute ou assez basse température pour observer la stabilisation de la température liée à la fusion.

Par ailleurs, les courbes de température en fonction de la position axiale sont présentées pour chaque section d'essais sur la Figure VI-11. Tout comme dans le chapitre III, les températures ont une courbe similaire mais décalée dans le temps en fonction de la position axiale. Plus le thermocouple est situé près de l'injection, plus vite sa température augmente et plus courte est la stabilisation due au changement de phase. Pour le H105, le thermocouple A, situé tout en haut de l'échangeur ne présente pas de stabilisation. Cette forme traduit l'absence de MCP due au remplissage incomplet de la section d'essais H105.

a) Acide sébacique : 15 charges à environ 147 °C



b) Erythritol : 11 charges à environ 133 °C



c) H105 : 11 charges à environ 137 °C

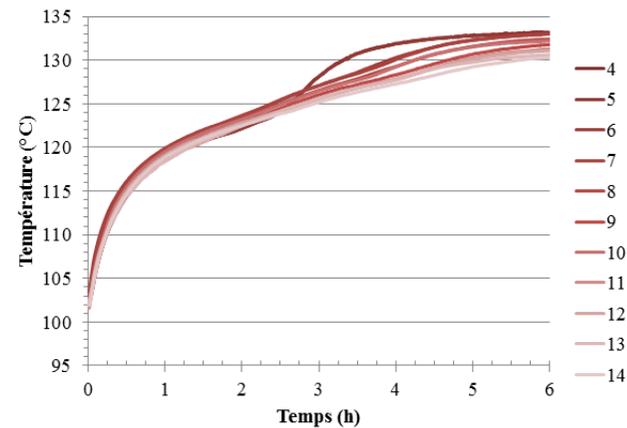
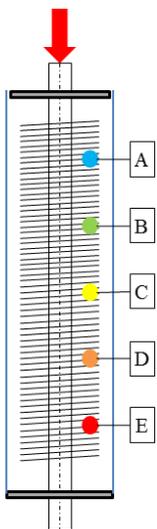
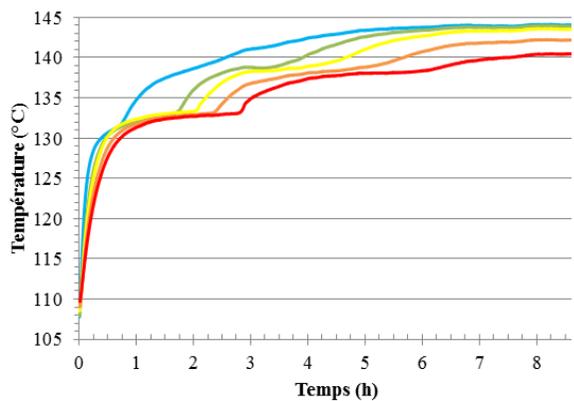


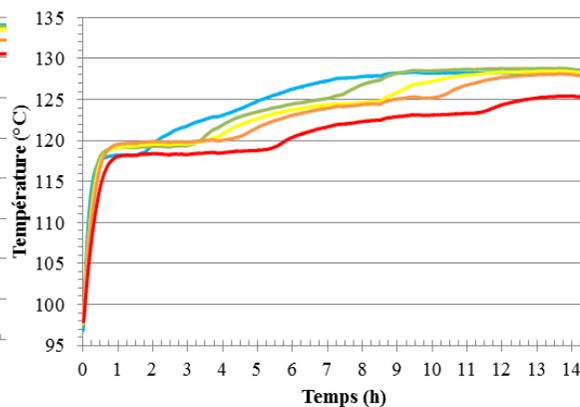
Figure VI-10 : Température du MCP à la position C-90-b pour a) 15 charges avec l'acide sébacique, b) 11 charges avec l'érythritol et c) 11 charges avec le H105



a) Acide sébacique Charge Cycle n°4



b) Erythritol Charge Cycle n°4



c) H105 Charge Cycle n°4

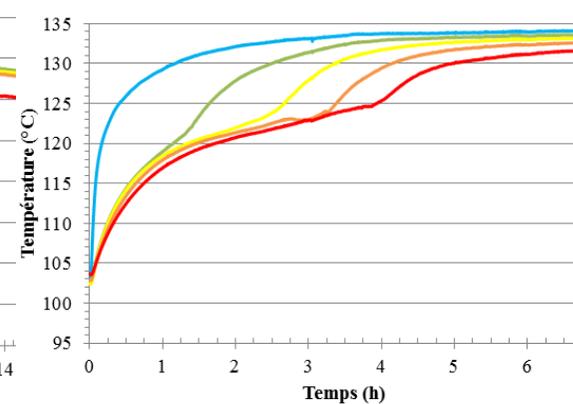


Figure VI-11 : Evolution de la température en fonction de la température axiale pour les trois MCP, thermocouple situé entre deux ailettes au plus proche du tube

#### 4.2.2. Analyse du comportement du MCP

Sur les Figure VI-10 et Figure VI-11, il est à noter que les températures dans les sections d'essais avec l'acide sébacique et l'érythritol subissent deux stabilisations. Une première autour de la température de fusion, 132 °C pour l'acide sébacique et 118 °C pour l'érythritol et une deuxième 6 °C au-dessus du point de fusion, à 138 °C pour l'acide sébacique et 124 °C pour l'érythritol. Pour expliquer ce phénomène, quatre thermocouples situés dans la section d'essais avec l'acide sébacique sont utilisés. Leur température est présentée sur la Figure VI-12. Les quatre sont à la position axiale B. Deux sont placés entre les ailettes (en rouge) et deux se sont décrochés des ailettes et sont situés dans la zone entre le bout de l'ailette et la calandre (en bleu). Cette observation a été faite entre les deux campagnes d'essais lors du deuxième remplissage avec l'acide sébacique.

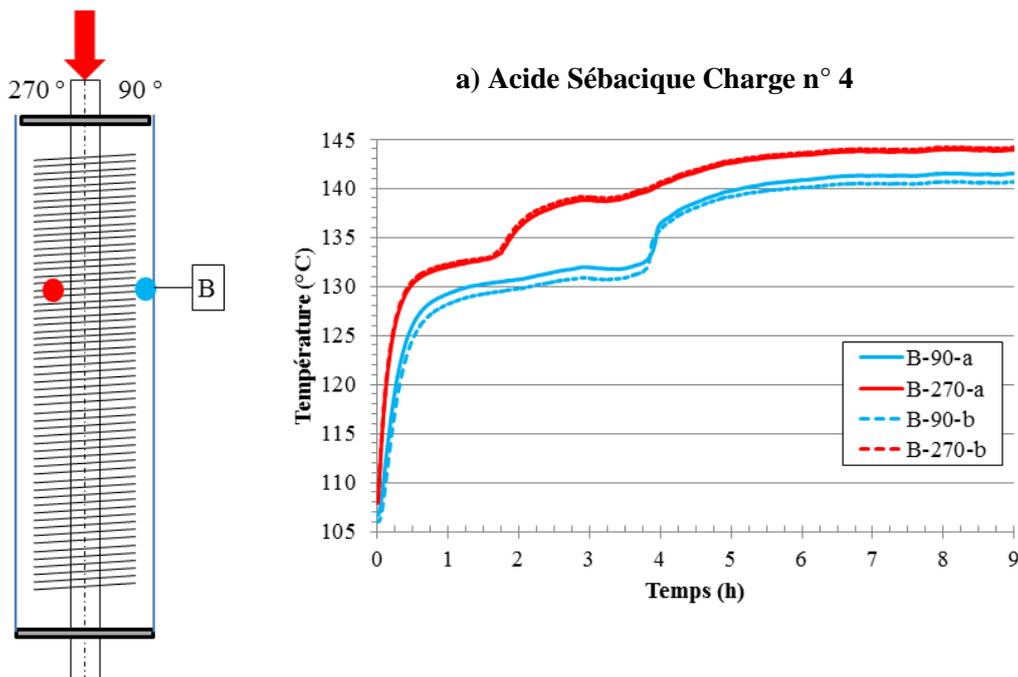


Figure VI-12 : Courbes de température lors de la charge n°4 de l'acide sébacique situé entre les ailettes (en rouge) et dans l'espace annulaire entre le bout de l'ailette et la calandre (en bleu)

On note ainsi que la deuxième stabilisation de la température des thermocouples situés entre les ailettes correspond au changement de phase du MCP situé entre le bout des ailettes et la calandre. Cette deuxième stabilisation n'est ainsi pas propre au MCP mais propre à la construction de l'échangeur et n'est pas due à la convection naturelle comme déjà observé dans le chapitre IV. En effet, étant donné qu'il existe une distance entre le bout de l'ailette et la calandre, la résistance thermique est plus importante dans cette zone sans ailette. Lorsque le front de fusion arrive dans cette zone, le flux est transféré moins vite à cause du changement de résistance thermique. C'est ce qui cause la stabilisation de la température du thermocouple situé en amont du front de fusion entre les ailettes. La distance laissée entre le bout des ailettes et la calandre correspond au jeu nécessaire à l'assemblage d'un faisceau de tubes. Cette deuxième stabilisation est donc caractéristique de la température dans un système de stockage réel et a un impact sur les courbes de sortie du fluide caloporteur en charge. Le passage à l'échelle du tube apporte donc des informations essentielles sur l'interprétation des courbes dans un vrai système de stockage qui ne peuvent pas être mises en évidence avec une simple analyse calorimétrique. Par ailleurs, les températures dans la section d'essais avec H105 ne présentent pas de deuxième stabilisation. Cette deuxième stabilisation n'est certainement pas visible à cause de l'étalement en température du changement de phase du H105, comme déjà montré expliqué précédemment.

## 4.2.3. Temps de fusion

Les courbes de température du thermocouple C-90°-b des charges n° 4 sont utilisées pour comparer la durée de la fusion des trois MCP sélectionnés. Les courbes de température en fonction du temps sont regroupées sur la Figure VI-13.

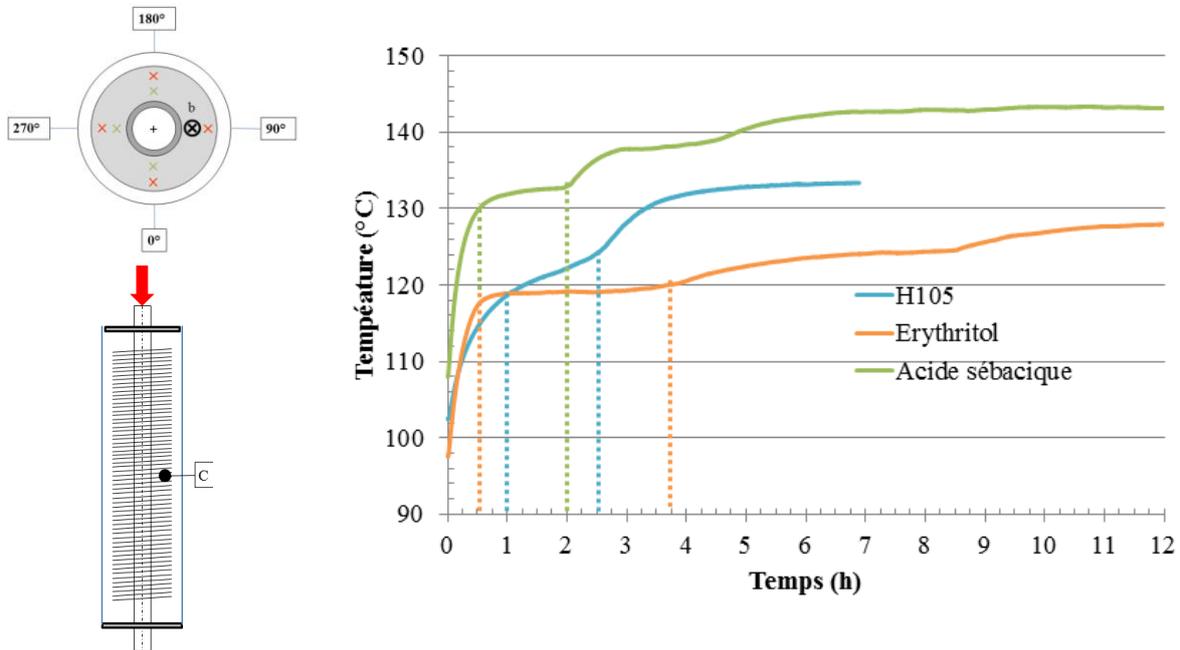


Figure VI-13 : Comparaison de la température locale en charge à la position C-90-b pour l'acide sébacique (en vert), l'érythritol (en orange) et le H105 (en bleu)

La durée du changement de phase est délimitée par les traits pointillés. Pour l'érythritol et l'acide sébacique, les points d'inflexion de la courbe sont faciles à distinguer. Pour le H105 en revanche, il est plus difficile de déterminer le début de la fusion sur la courbe. On relève une durée de fusion d'environ 1h30 pour l'acide sébacique et le H105 et de plus de 3h pour l'érythritol. Il est ainsi vérifié que les temps de fusion sont corrélés avec la chaleur latente. Plus la chaleur latente du MCP est élevée, plus le temps de fusion est grand. L'érythritol qui présente une densité énergétique deux fois plus élevée que l'acide sébacique et le H105 a ainsi un changement de phase qui dure deux fois plus longtemps.

*En conclusion, les essais de charge sont répétables pour l'acide sébacique et l'érythritol. A l'inverse, la température du MCP dans le H105 ne présente pas de stabilisation pendant le changement de phase. Le matériau ne se comporte pas comme un matériau pur et a au contraire une plage de fusion très étalée. De plus, les essais ne sont pas répétables au fur et à mesure des cycles. Les courbes de température ont la forme d'une fonction type  $\sqrt{x}$  à la fin de la campagne d'essais ou non plus la forme typique d'une courbe température de MCP en charge présentée au chapitre III. Il est à noter que les températures de fusion observées pour l'acide sébacique et le H105 correspondent plutôt aux points de fusion obtenus avec le C80 alors que pour l'érythritol, le point de fusion est proche de celui obtenu avec le micro-SC. Cette observation prouve ainsi qu'il est difficile de prévoir le comportement du MCP en conditions réelles avec une simple caractérisation. Par ailleurs, la présence d'un jeu assez important entre le bout des ailettes et la calandre influence la forme des courbes de températures pour les MCP dont la température de changement d'état est peu étalée. Une deuxième stabilisation de la température apparaît ainsi 6 °C au-dessus du point de fusion. Cette deuxième stabilisation ne caractérise pas un changement de phase mais est propre à la construction de la section d'essais. Enfin, les temps de fusion sont directement proportionnels aux densités énergétiques calculées au paragraphe 2.3.*

### 4.3. Décharges

Pour mieux cerner le comportement de chacun des MCP sélectionnés, les décharges sont analysées en détail dans ce paragraphe.

#### 4.3.1. Cyclage thermique

La température du thermocouple C-90 °-b est présentée sur la Figure VI-14 pour les différentes décharges réalisées avec l'acide sébacique, l'érythritol et le H105. Les courbes de l'acide sébacique et du H105 sont répétibles tandis que celles obtenues avec l'érythritol sont nettement différentes. Tous les produits subissent un état de surfusion caractérisé par une descente de la température sous le point de cristallisation. Lorsque l'équilibre métastable est rompu, la température augmente brusquement jusqu'au point de solidification. Pour l'acide sébacique et le H105, la surfusion dure peu de temps et est rompue quelques degrés seulement en-dessous du point de solidification. Pour l'érythritol, en revanche, la surfusion perdure jusqu'à environ 18 °C sous le point de solidification. Même s'il présente un degré de surfusion élevé, l'érythritol finit par se solidifier contrairement aux résultats obtenus avec le micro-SC. Ainsi, le passage à l'échelle système permet de modifier le comportement des matériaux et de réduire le degré de surfusion. Cependant, le temps de surfusion de l'érythritol est aléatoire d'un cycle à l'autre, ce qui montre que la rupture de l'état métastable n'est pas maîtrisée simplement par la présence d'ailettes. L'influence exacte du passage à l'échelle sur les matériaux est analysée en détail dans le paragraphe suivant.

L'évolution de la température en décharge en fonction de la position axiale est présentée pour les trois MCP sur la Figure VI-15. Pour l'acide sébacique et l'érythritol, plus le thermocouple est proche de l'injection, plus sa température diminue rapidement et plus vite la surfusion est rompue. Pour le H105 au contraire, les thermocouples situés en haut de l'échangeur (A et B) ne présentent pas de réelle stabilisation de la température autour du point de solidification, ce qui laisse penser qu'il n'y a pas de MCP à ce niveau à cause du remplissage incomplet avant la campagne d'essais. On note par ailleurs que les autres thermocouples (C-D et E) présentent une quasi-stabilisation autour de 116 °C, ce qui montre que le produit solidifie bien. Ainsi, à la fusion, les courbes devraient aussi présenter une stabilisation autour de 122 °C traduisant le changement d'état solide-liquide. La forme plutôt d'une fonction de type  $\ln(x)$  ou  $\sqrt{x}$  observée en charge pour les derniers cycles est donc certainement due à un changement de nature du produit.

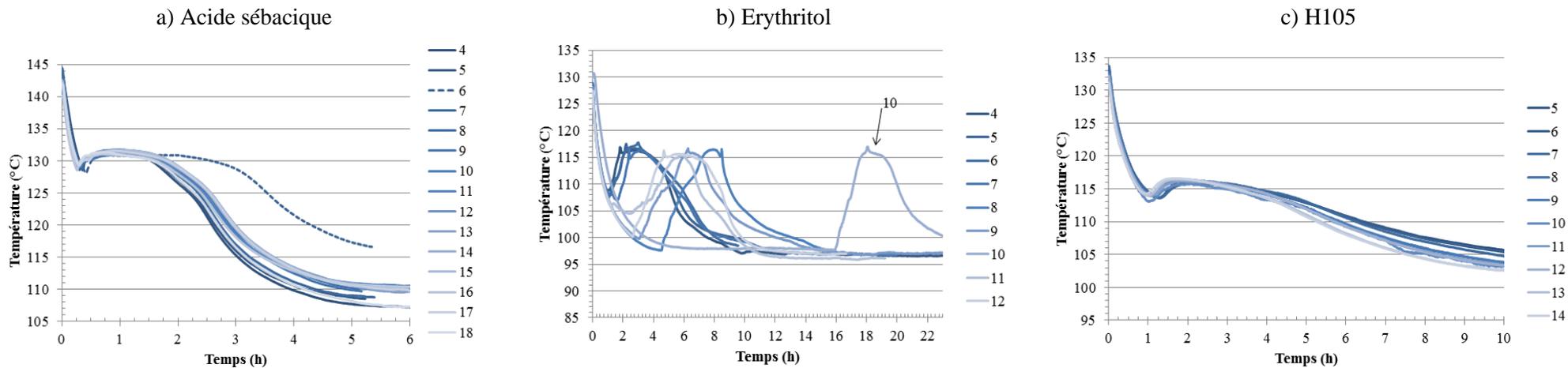


Figure VI-14 : Température du MCP à la position C-90-b pour a) 15 décharges avec l'acide sébacique, b) 9 décharges avec l'érythritol et c) 10 décharges avec le H105

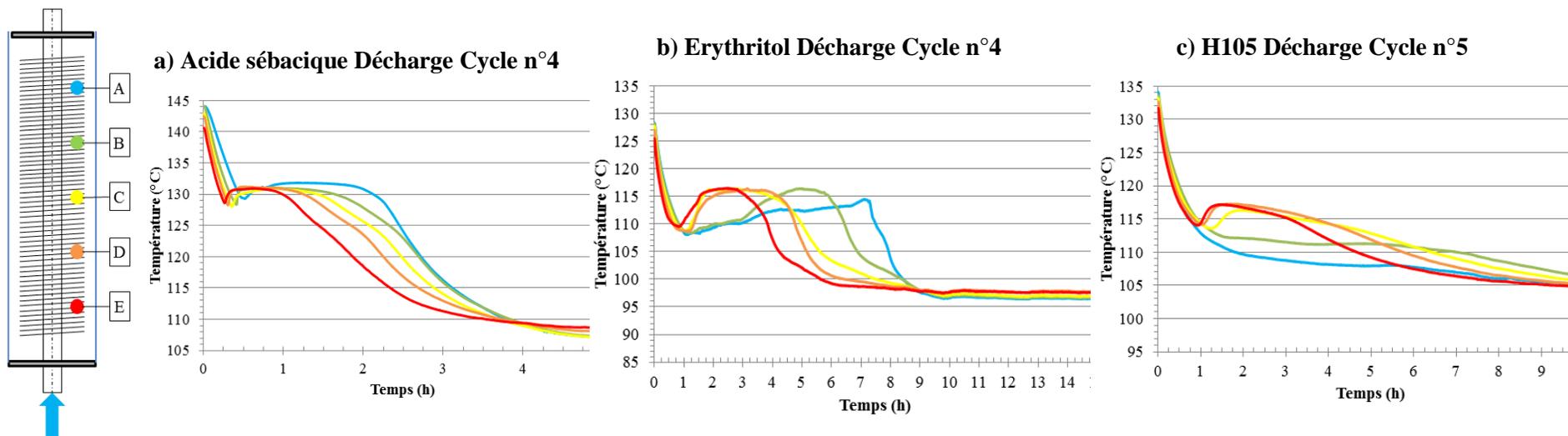


Figure VI-15 : Evolution de la température en fonction de la position axiale en décharge pour les trois MCP, thermocouple situé entre deux ailettes au plus proche du tube

4.3.2. Analyse du comportement du MCP

Un zoom de la Figure VI-14 est réalisé pour chacun des MCP autour du point de changement d'état et est présenté sur la Figure VI-16.

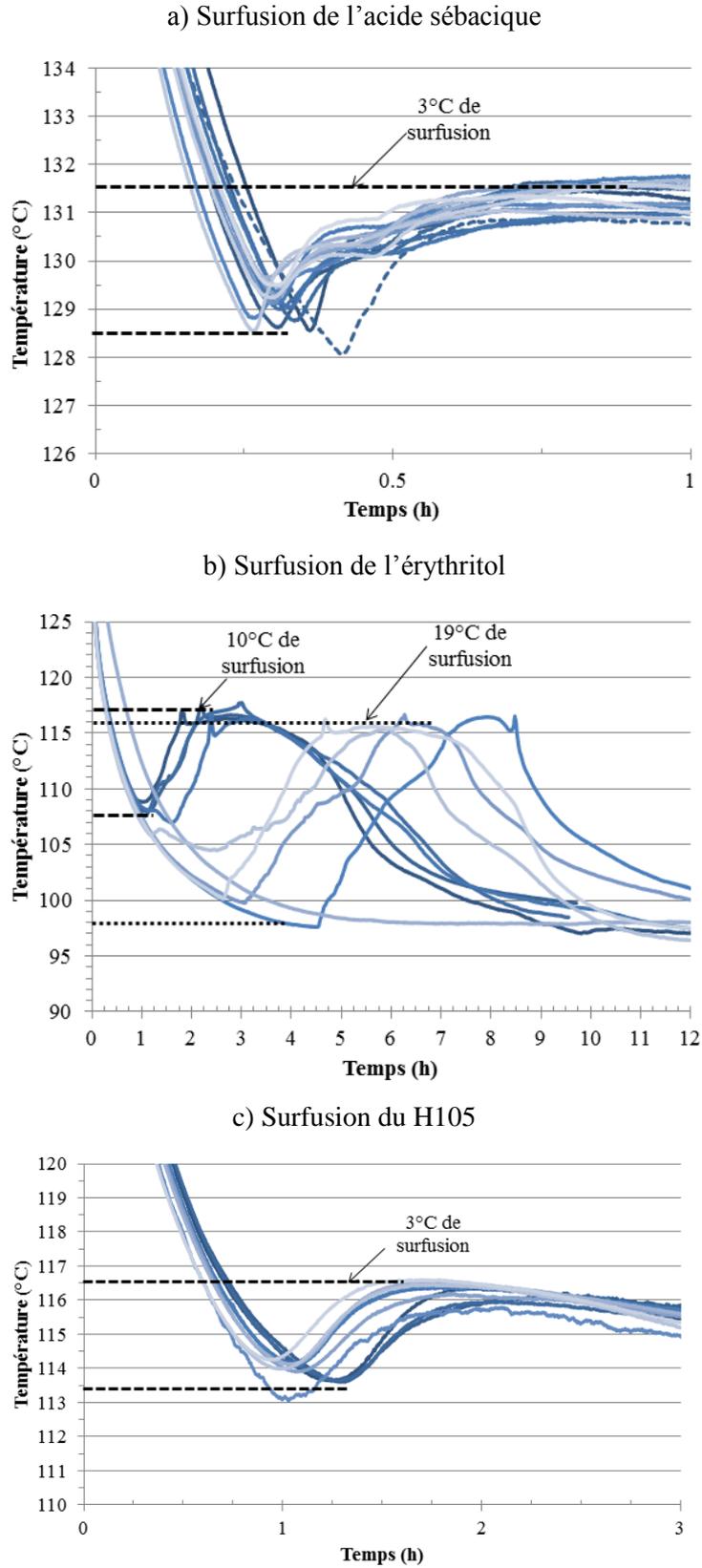


Figure VI-16 : Analyse de la surfusion lors des solidifications sur l'installation expérimentale de a) l'acide sébacique, b) l'érythritol, c) le H105

Pour l'acide sébacique et le H105, la surfusion est de l'ordre de 3 °C. Pour l'acide sébacique, l'état métastable de surfusion est rompu à 128.5 °C pour tous les essais ayant été réalisés à 117 °C et la température augmente de nouveau pour se stabiliser d'abord autour de 130.5 °C puis autour de 131.5 °C. Pour le H105, l'état métastable est rompu autour de 113.5 °C, ce qui est proche de la température de début de solidification obtenue sur la courbe de capacité calorifique équivalente en refroidissement. La température du thermocouple augmente ensuite jusqu'à 116.5 °C. Ainsi, le passage à l'échelle, mais aussi la différence de la vitesse de refroidissement a permis de réduire considérablement la surfusion à laquelle sont soumis le H105 et l'acide sébacique.

L'érythritol présente une surfusion de l'ordre de 10 °C pour les cycles 4 à 6 et de l'ordre de 19 °C pour les cycles suivants alors qu'ils ont tous été réalisés dans les mêmes conditions expérimentales. La durée et le degré de la surfusion est aléatoire confirmant les observations obtenues lors du projet SAM.SSA [135]. Dans ce projet, il a été montré que la probabilité de cristallisation de l'érythritol posé sur différents substrats métalliques dépend de la température de refroidissement de ce substrat. La probabilité de cristallisation spontanée est inférieure à 1 % pour les températures supérieures à 96 °C comme on peut le voir sur la Figure VI-17.

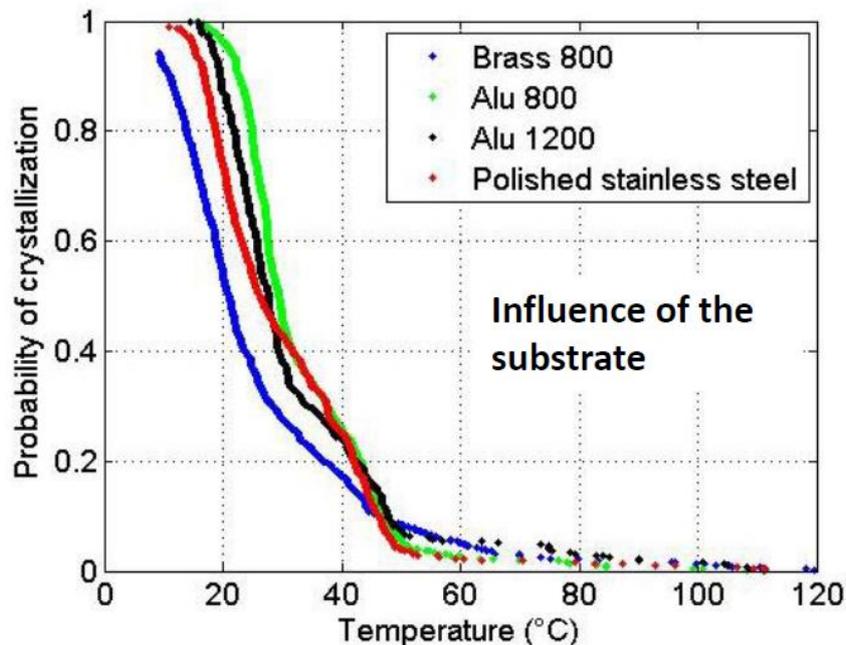


Figure VI-17: Probabilité de cristallisation spontanée de l'érythritol déposé sur un substrat métallique en fonction de la température du substrat [135]

Dans le cadre de notre étude, la température d'injection est d'environ 103 °C mais la température du MCP descend sous cette valeur en raison des pertes thermiques avec l'extérieur et se trouve plutôt autour de 98 °C. Ainsi, la cristallisation spontanée dans l'échangeur a lieu pour certains essais effectivement autour de 98 °C-100 °C. Pour les essais 4 à 6, la rupture de la surfusion a lieu plutôt autour de 107 °C montrant que le comportement de l'érythritol dans un vrai système de stockage n'est pas le même qu'à l'échelle du bécher. Par ailleurs, cette rupture de surfusion n'avait pas été observée à l'échelle du calorimètre, ce qui prouve que la seule caractérisation ne suffit pas à discriminer un matériau par rapport à un autre.

De plus, il n'y a pas de répétabilité dans la rupture de la surfusion même en présence d'ailettes et d'impuretés. Le caractère aléatoire de la cristallisation n'est pas complètement éliminé, ce qui a un impact non négligeable sur la température de sortie comme on peut le voir sur la Figure VI-19 a).

Dans le projet SAM.SSA, pour maîtriser la cristallisation, plusieurs techniques ont été proposées, comme le bullage, l'utilisation d'ultrasons, la germination ou encore l'utilisation d'une agitation mécanique [136]. Toutes ces techniques sont intrusives et paraissent difficiles à mettre en œuvre dans un système de stockage tel que proposé dans ce chapitre. La diminution de la température de la source froide est aussi un moyen d'augmenter la probabilité de nucléation spontanée dans l'érythritol, comme montré précédemment.

Cette technique a donc été testée en diminuant progressivement la température d'injection du système de stockage. L'influence de la température d'injection sur la surfusion a été analysée et est présentée sur la Figure VI-18. Cinq températures d'injection sont testées : 103 °C, 93 °C, 83 °C, 73 °C et 63 °C. Deux décharges sont réalisées pour chaque niveau de température pour s'assurer de la répétabilité.

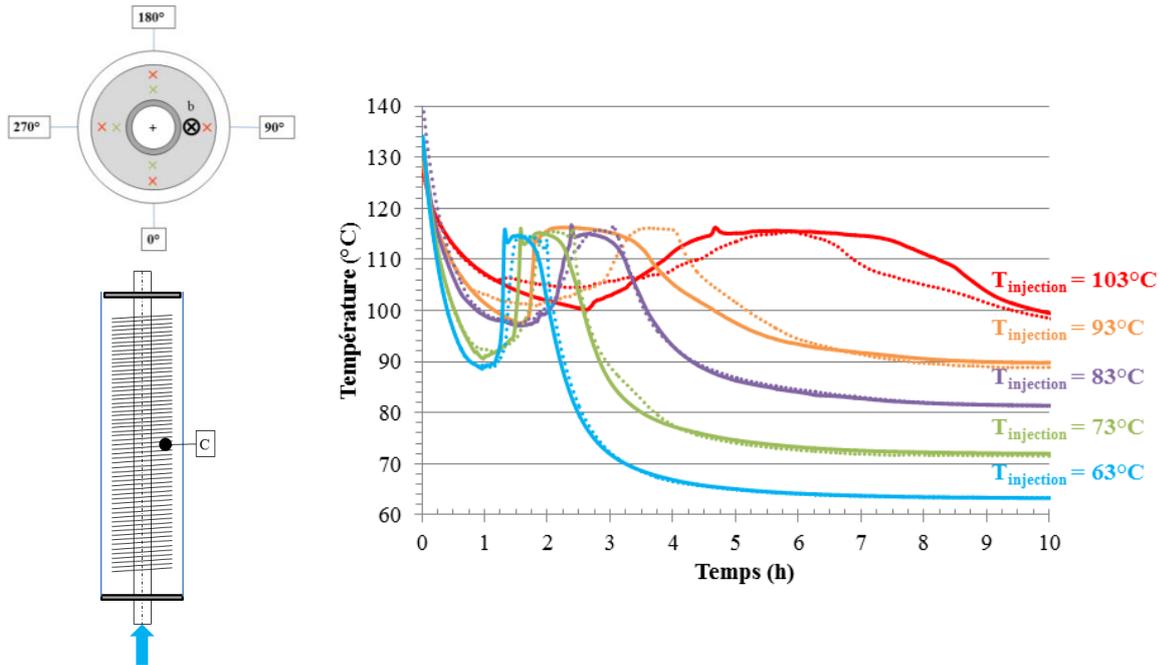
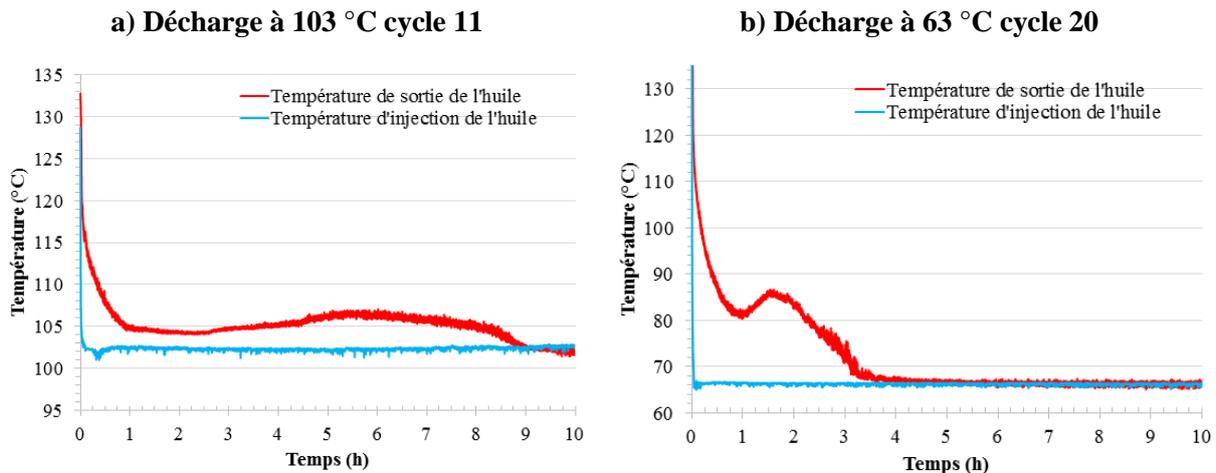


Figure VI-18 : Influence de la température d'injection sur le degré de surfusion de l'érythritol

Pour la température d'injection de 63 °C, la température descend jusqu'à 25 °C sous le point de solidification, qui n'est alors plus qu'à 114 °C. Avec une température d'injection de 103 °C au contraire, la température du MCP descend seulement 15 °C sous le point de solidification qui se situe autour de 116 °C. Ainsi, plus la température d'injection est faible, plus le degré de surfusion est important.

Lorsque le fluide caloporteur est injecté à 63 °C, la surfusion est rompue en à peine une heure alors qu'il faut près de trois heures avec une température d'injection de 103 °C. Ainsi, la durée de la surfusion est réduite lorsque la température d'injection diminue. L'état métastable est rompu beaucoup plus vite lorsque la température d'injection est éloignée du point de solidification. La rupture de la surfusion n'est donc plus aléatoire en augmentant le gradient de température entre le point de solidification et la température d'injection.

La rupture de surfusion non aléatoire a un impact sur la température de sortie de l'échangeur et sur les puissances échangées, comme on peut le voir sur la Figure VI-19.



**Figure VI-19 : Comparaison des températures du fluide caloporteur lors de deux décharges avec l'érythritol : a) Décharge avec injection de l'huile à 103 °C, b) Décharge avec injection de l'huile à 63 °C**

Lorsque la cristallisation est provoquée (cas de droite), la température de sortie du fluide caloporteur est supérieure de 15 °C à la température d'injection après une heure de décharge, ce qui montre que les puissances échangées sont plutôt importantes en début d'essai grâce à la rupture prématurée de la surfusion. Cependant, cette rupture rapide de la surfusion ne permet pas d'obtenir une température de sortie ( $\approx 85$  °C) proche de la température de solidification du MCP (118 °C).

Lorsque la cristallisation est aléatoire, (cas de gauche), l'état de surfusion n'est pas rompu au bout d'une heure, mais plutôt au bout de trois heures de décharge. La température de sortie du fluide caloporteur est alors quasiment stable durant tout l'essai et d'environ 105 °C ce qui est plus proche du point de la température de fusion. Cependant, l'écart entre la température d'injection et la température de sortie est plutôt faible, prouvant que les puissances échangées lors de cet essai sont beaucoup moins importantes qu'avec une température d'injection de 63 °C. L'énergie est ainsi restituée à plus faible puissance sur un temps plus long et avec une température plus élevée que l'essai à plus basse température.

Ainsi, si le cahier des charges du système de stockage est d'obtenir une grande puissance de transfert, la cristallisation à 63 °C est préconisée. Si au contraire, l'intérêt est d'avoir une température de sortie proche de la température de fusion, il vaudra mieux privilégier la décharge à 103 °C. Pour obtenir à la fois une grande puissance de transfert et une température de sortie proche de la température de solidification, il serait intéressant de tester une combinaison entre ces deux types de décharges. Par exemple, de commencer par une décharge à 63 °C pour lancer la nucléation de l'érythritol et d'augmenter la température d'injection ensuite pour garantir un niveau de température plus élevé. Pour faire de tels tests, il est nécessaire de passer à une échelle plus grande pour tester un prototype intégré dans un procédé plus complet que l'installation expérimentale utilisée dans cette thèse.

En conclusion, si la cristallisation de l'érythritol n'est pas maîtrisée par la température de refroidissement ou l'utilisation d'éléments extérieurs comme le bullage, les ultrasons, l'ensemencement, sa surfusion empêche la chaleur d'être restituée à une température proche du point de solidification et limite ainsi les puissances échangées. Par ailleurs, pour que la température du MCP puisse de nouveau augmenter après la rupture de l'état métastable, une partie de l'énergie stockée dans le MCP est utilisée, diminuant ainsi la quantité de chaleur restituée au fluide caloporteur.

## 4.3.3. Temps de solidification

Les temps de solidification sont relevés sur la Figure VI-20 où sont tracées les températures des thermocouples de la position C-90 °-b en fonction du temps pour les trois MCP.

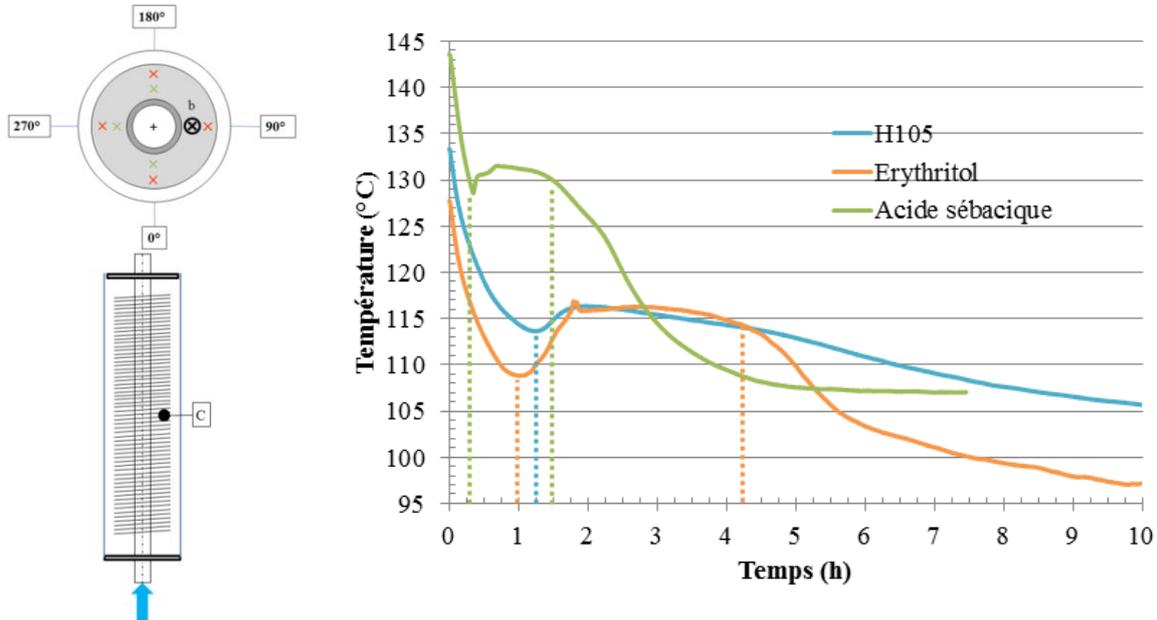


Figure VI-20 : Comparaison de la température locale en décharge à la position C-90-b pour l'acide sébacique (en vert), l'érythritol (en orange) et le H105 (en bleu)

Tout comme en charge, les temps de solidification sont facilement distinguables sur les courbes de l'acide sébacique et de l'érythritol mais pas sur la courbe du H105. Le temps de solidification est d'environ 1h30 pour l'acide sébacique, de 3h15 pour l'érythritol et n'est pas relevé pour le H105. Ces temps sont approximativement les mêmes que ceux relevés en charge et sont encore une fois corrélés à la densité énergétique. Cependant, la surfusion peut décaler dans le temps ce changement de phase, notamment pour l'érythritol.

*En conclusion, alors que l'érythritol présente une chaleur latente élevée confirmée par un temps de solidification plus long que les autres produits, l'état de surfusion auquel il est soumis empêche la chaleur d'être restituée à une température proche du point de solidification et avec une puissance d'échange élevée. Même si les ailettes permettent la solidification, elles ne suffisent cependant pas à maîtriser la rupture de l'état métastable de la surfusion. La diminution de la température d'injection dans le système est une solution pour maîtriser cette cristallisation : l'énergie est alors restituée à puissance élevée mais à une température plus faible que le point de solidification. Il conviendrait donc de tester sur un système de stockage plus grand et intégré sur un procédé, deux types de décharges successives: une première à basse température qui permettrait de rompre la barrière énergétique de la surfusion puis une deuxième à température plus proche du point de solidification pour garantir des niveaux de température plus élevés en sortie du système de stockage.*

*Les deux autres MCP testés ont un degré de surfusion nettement plus faible, de l'ordre de 3 °C, ce qui est inférieur à celui observé par les caractérisations. Le H105 présente cependant une plage de solidification plus étalée et difficile à déterminer montrant le caractère impur de ce produit. L'acide sébacique, au contraire, a un comportement répétable au fur et à mesure des cycles et une température de solidification uniquement autour de 131.5 °C.*

#### 4.4. Caractérisation après cyclage sur l'installation

Après avoir cyclé sur l'installation expérimentale, l'acide sébacique et l'érythritol ont été prélevés dans la section d'essais et caractérisés sur un calorimètre C80 à une vitesse de chauffe de 0.02 °C/min pour voir l'influence du cyclage thermique sur les chaleurs latentes et les points de fusion.

##### 4.4.1. Acide sébacique

L'acide sébacique qui a cyclé sur la boucle SLEEP 2 a subi un changement de couleur notable. Il semblerait que le produit se colore lorsqu'il est maintenu longtemps en température. Les photos de l'acide sébacique qui a été extrait de la section d'essais après les 30 cycles de la première campagne d'essais sont présentées sur la Figure VI-21.

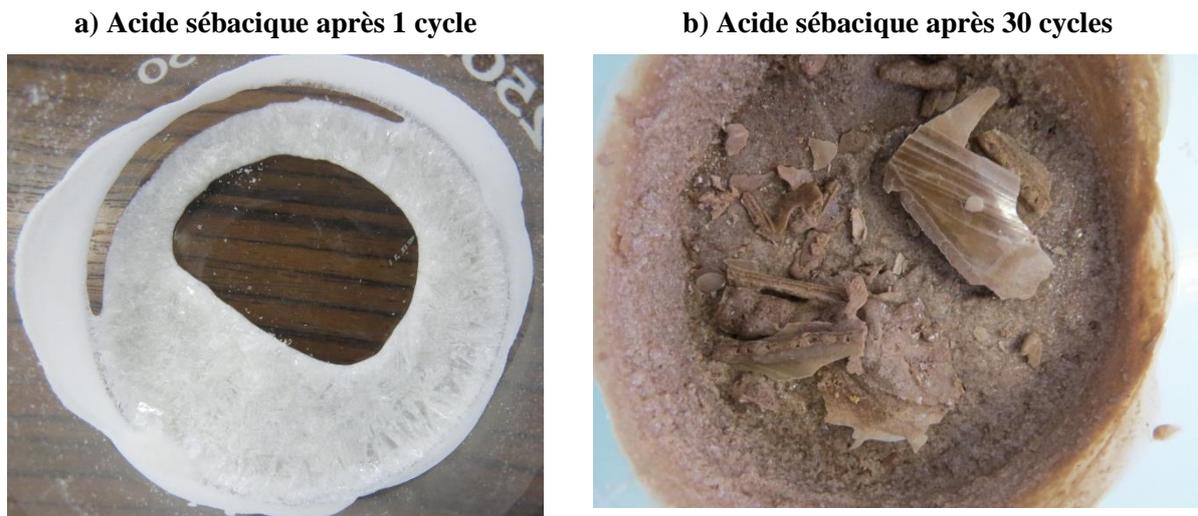


Figure VI-21 : Photos de l'acide sébacique après a) 1 cycle réalisé à l'aide d'une plaque chauffante et b) 30 cycles réalisés sur l'installation expérimentale

Les résultats obtenus à la suite de la caractérisation sur le calorimètre C80 sont présentés sur la Figure VI-22. Les résultats sont présentés sous forme d'enthalpie spécifique afin de déterminer facilement les points d'onset et d'offset ainsi que la chaleur latente entre ces deux points.

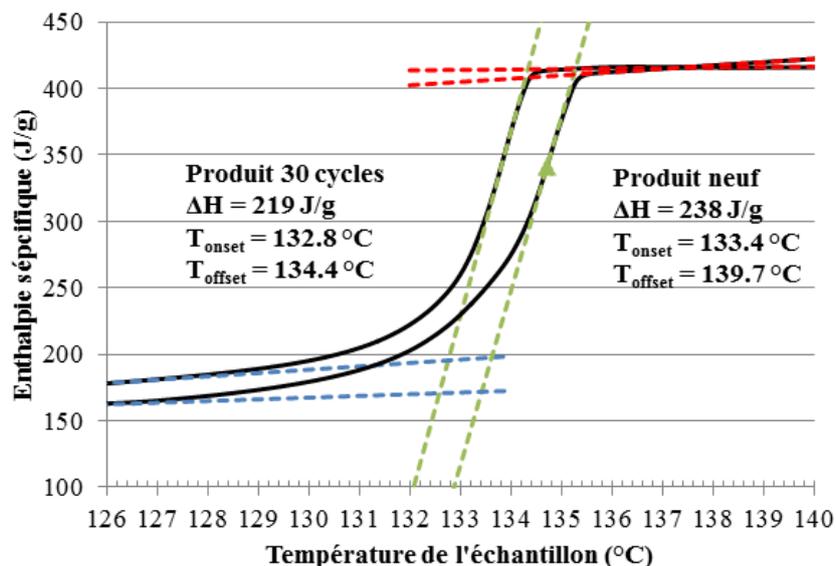


Figure VI-22 : Enthalpie spécifique de l'acide sébacique neuf (sur la droite du graphe) et du produit cyclé sur l'installation expérimentale (sur la gauche du graphe) réalisé sur un calorimètre C80 à une vitesse de chauffe de 0.02 °C/min

Un très léger décalage entre les deux courbes d'enthalpie spécifique est remarqué. Les points d'onset et d'offset du produit cyclé sont alors situés autour de 133 et 134 °C respectivement, valeurs plus proches de celles citées dans la littérature. Il est à noter que malgré l'altération de la couleur du produit, la chaleur latente du produit ne se dégrade pas considérablement et que les valeurs se rapprochent au contraire de celles trouvées dans la littérature.

#### 4.4.2. Erythritol

La même caractérisation est réalisée sur l'érythritol ayant subi 20 cycles sur l'installation expérimentale et est présentée sur la Figure VI-23.

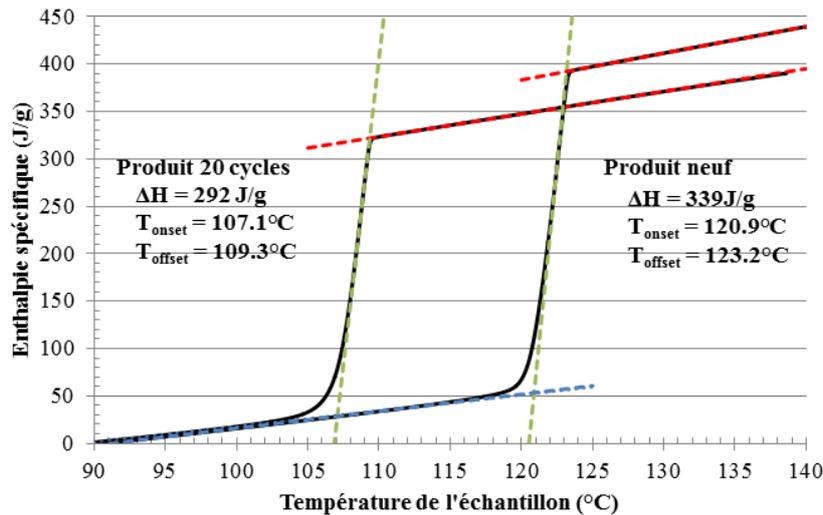


Figure VI-23 : Enthalpie spécifique de l'érythritol neuf (sur la droite du graphe) et du produit cyclé sur l'installation expérimentale (sur la gauche du graphe) réalisé sur un calorimètre C80 à une vitesse de chauffe de 0.02 °C/min

Ainsi, on remarque que le produit cyclé 20 fois sur l'installation au cours des cycles s'est dégradé au cours du temps. Son enthalpie de changement d'état a en effet diminué de 13.8% par rapport à la valeur de départ. Les températures d'onset et d'offset ont diminué de 13.8 °C et 13.9 °C respectivement. Le point de fusion, est alors de 108.7 °C environ contre 122.5 °C pour le produit neuf. Le produit a donc subi une dégradation au fur et à mesure des cycles soit dans l'installation, soit quand il a été extrait de la section d'essais. Pourtant, on remarque sur la Figure VI-24 que la température de fusion est toujours située autour de 118 °C pour la dernière charge réalisée sur l'installation et le temps de fusion est toujours d'environ trois heures pour le thermocouple de la position C. La dégradation est probablement due à la vidange de l'installation. Dans la littérature, les sources de dégradations de l'érythritol connues sont celles dues à la présence d'oxygène.

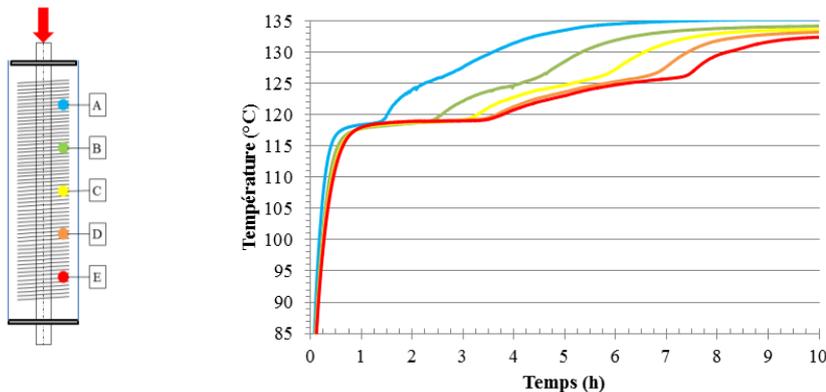


Figure VI-24 : Température de l'érythritol en fonction de la position axiale lors de la charge n° 20 à 133 °C

#### 4.5. Densité énergétique et temps caractéristique adimensionnel

Le calcul d'énergie et de temps caractéristique proposé au chapitre V est appliqué dans ce chapitre pour vérifier si la méthode permet de comparer aussi les matériaux entre eux. Les calculs ont été réalisés pour les charges de l'acide sébacique et de l'érythritol pour lesquelles les essais sont répétables et les courbes d'enthalpie spécifique en fonction de la température sont représentatives du comportement du MCP. Les temps caractéristiques adimensionnels moyens et les densités énergétiques moyennes sont synthétisés dans le Tableau VI-8.

**Tableau VI-8 : Comparaison des valeurs moyennes des temps caractéristiques adimensionnels et des densités énergétiques obtenus pour les charges avec l'acide sébacique et l'érythritol**

Charge n°	Acide sébacique		Erythritol	
	Densité énergétique (kWh/m <sup>3</sup> )	$\tau_{90}^*$ (-)	Densité énergétique (kWh/m <sup>3</sup> )	$\tau_{90}^*$ (-)
<b>moyenne</b>	72	4.3	124	5.4

Les densités énergétiques obtenues en charge sont proches des densités énergétiques calculées théoriquement avec la chaleur latente et la masse volumique liquide dans le Tableau VI-4. Pour l'acide sébacique, la densité énergétique calculée est de 72 kWh/m<sup>3</sup>, valeur supérieure de 9 % à celle de la littérature. Cette valeur est calculée en prenant compte le volume global de calandre et non uniquement le volume de MCP et est donc plus représentative d'un vrai système de stockage. Si la densité énergétique calculée est supérieure à celle de la littérature, c'est aussi parce qu'elle tient compte de la quantité d'énergie stockée sous forme sensible dans le MCP mais aussi dans les parties métalliques du système de stockage. Pour l'érythritol, en revanche, la densité énergétique calculée est inférieure de 2 % à la valeur théorique. Etant donné que la chaleur latente de l'érythritol est élevée, elle représente une grande part d'énergie stockée et la quantité d'énergie sensible stockée dans les parties métalliques ne suffit pas à contrebalancer le volume qu'elles occupent.

Pour ce qui concerne les temps caractéristiques, l'acide sébacique présente le temps caractéristique adimensionnel le plus faible. Pour rappel, le temps caractéristique adimensionnel correspond au temps que met l'échangeur à stocker 90 % de l'énergie maximale stockable divisé par un temps optimal qui varie en fonction du matériau et de la puissance d'échange maximale. Les temps caractéristiques adimensionnels apportent donc des informations sur le temps de charge de l'échangeur et non réellement sur les puissances de transfert entre le fluide caloporteur et le MCP. Il est vrai que le système de stockage avec l'érythritol met 25% plus de temps à se charger que le système avec l'acide sébacique, mais il stocke 72 % plus d'énergie. Ainsi, le temps caractéristique ne permet pas de discriminer un produit en fonction d'un autre.

*Pour conclure, la méthode proposée au chapitre V est adaptée pour comparer les échangeurs entre eux en termes de puissance et d'énergie lorsque l'on utilise toujours le même MCP. Lorsque l'on change de MCP, la méthode permet de calculer précisément la chaleur stockée via le calcul de d'énergie à partir du maillage expérimental mais ne permet pas de discriminer les puissances échangées entre deux essais.*

## 5. Synthèse du chapitre

Dans ce chapitre, trois MCP ayant une température de changement d'état comprise entre 100 et 150 °C ont été testés sur installation expérimentale en conditions réelles : l'acide sébacique, un acide gras ayant un point de fusion de 132 °C et une enthalpie de changement de phase d'environ 220 J/g ; l'érythritol, un alcool de sucre ayant une température de changement de phase de 118 °C et une chaleur latente de 340 J/g ; et le H105, un mélange de nitrates de sels ayant une température de changement de phase de 122 °C et une chaleur latente d'environ 130 J/g.

Des caractérisations préalables ont permis de synthétiser les caractéristiques thermo-physiques des trois MCP avant de les tester sur l'installation expérimentale pour voir l'influence du passage à l'échelle du système sur le comportement des MCP. Les caractérisations sur deux calorimètres (le C80 et le micro-SC) ont montré que la vitesse de chauffe et la masse d'échantillon n'ont pas d'impact sur les chaleurs latentes mesurées mais influencent la position des courbes de capacité calorifique équivalente en fonction de la température. Ainsi, plus la vitesse est faible, et plus la masse est petite, plus les températures de changement d'état ont tendance à diminuer. Toute la difficulté réside donc dans la détermination de courbes de capacité calorifique équivalente indépendantes de la vitesse de chauffe/refroidissement et de la masse de l'échantillon et des efforts de recherche supplémentaires sont à fournir pour déterminer ces courbes.

Sur l'installation expérimentale, une même section d'essais et des thermocouples placés à des positions identiques sont utilisés pour comparer le comportement des MCP entre eux. A la fusion, les températures de changement d'état de l'acide sébacique et du H105 sont les mêmes que celles obtenues avec le C80. Pour l'érythritol, en revanche, la température de fusion est plutôt proche de celle obtenue avec le micro-SC. La caractérisation sur un seul appareil n'est pas suffisante pour établir précisément le point de fusion d'un matériau. A la solidification, la mise en place des MCP dans un système de stockage réel a permis de réduire considérablement le degré de surfusion de l'acide sébacique et du H105 et de provoquer la cristallisation de l'érythritol, alors que ce dernier ne se solidifiait pas du tout dans le calorimètre, ce qui prouve l'intérêt du passage à l'échelle d'un système de stockage comme celui utilisé dans le cadre de cette thèse.

L'ensemble des informations obtenues dans ce chapitre amène aux conclusions suivantes. Malgré une conductivité thermique plutôt élevée ( $\approx 0.5 \text{ W/(m.K)}$ ), le H105 est le matériau le moins adapté pour l'application. La masse volumique plus élevée ne suffit pas à compenser la plus faible enthalpie de changement d'état et la densité énergétique obtenue est assez faible ( $\approx 56 \text{ kWh/m}^3$ ) en comparaison des autres matériaux. De plus, la plage de fusion est très étalée pour ce produit (plus de 7 °C) et n'est pas symétrique à la plage de solidification. Cet étalement de la plage de fusion et solidification se retrouve par ailleurs sur les essais réalisés sur l'installation expérimentale. Il rend la lecture des profils de température du MCP compliquée. Il est alors difficile de savoir si le produit s'est dégradé ou si les profils de températures sont répétables. Une caractérisation en fin de campagne d'essais aurait pu apporter des informations supplémentaires sur la cyclabilité de ce produit.

Par ailleurs, l'érythritol présente des caractéristiques thermo-physiques idéales pour être utilisé en tant que MCP. Sa densité énergétique ( $\approx 127 \text{ kWh/m}^3$ ) est deux fois supérieure à celle des deux autres produits, sa plage de fusion est réduite et sa conductivité thermique ( $0.5 \text{ W/(m.K)}$ ) est deux fois supérieure à la conductivité thermique des paraffines ( $\approx 0.2 \text{ W/(m.K)}$ ). Cependant, la surfusion qu'il présente à la solidification empêche la restitution de la chaleur à une température proche du point de fusion. La présence de germes de solidification sur l'installation expérimentale, comme les impuretés ou les ailettes, permettent de casser la surfusion mais n'empêche pas la rupture aléatoire de l'état métastable. La nucléation peut être déclenchée prématurément en diminuant la température d'injection du

fluide caloporteur. Cependant, cette diminution de la température d'injection entraîne la diminution de la température de sortie du fluide caloporteur, abaissant ainsi les niveaux d'énergie utilisable. Il serait ainsi intéressant de combiner deux types de décharges : une à faible température d'injection pour provoquer la nucléation du produit et de l'enchaîner avec une décharge à plus haute température pour garantir des niveaux d'exergie plus élevés. Si la surfusion est problématique à la décharge, l'érythritol présente un comportement répétable en charge et une chaleur latente très élevée qui se dégrade de 14% avec les cycles ( $\approx 300 \text{ J/g}$ ). La maîtrise de la cristallisation est donc un enjeu clé pour utiliser l'érythritol comme matériau de stockage.

Enfin, l'acide sébacique présente une densité énergétique assez élevée ( $\approx 66 \text{ kWh/m}^3$ ) comprise entre celle de l'érythritol et celle du H105. Sa plage de fusion est beaucoup moins étalée que celle du H105 et est symétrique à la plage de solidification. Le matériau cyclé sur l'installation a un comportement stable en charge et décharge. Le produit ne présente par ailleurs qu'un très faible degré de surfusion ( $\approx 3 \text{ }^\circ\text{C}$ ) et son enthalpie de changement d'état et ses températures de début et de fin de changement d'état se stabilisent avec les cycles autour des valeurs trouvées dans la littérature. Ce produit semble ainsi bien adapté à une application de valorisation de chaleur fatale industrielle.

En outre, la méthode d'adimensionnement présentée au chapitre V permet de calculer précisément l'énergie stockée dans les sections d'essais avec l'acide sébacique et l'érythritol et de savoir quel système de stockage se charge le plus rapidement. Cependant, étant donné que les chaleurs latentes entre ces deux produits sont très différentes, les temps caractéristiques adimensionnels obtenus ne permettent pas de présager des puissances échangées dans un système de stockage à l'échelle 1.

Pour conclure, des essais supplémentaires dans un système de stockage à l'échelle du prototype sont encore nécessaires pour en tester sa faisabilité et sa viabilité. La mise en place d'un vrai assemblage de tubes avec des longueurs représentatives permettrait de calculer les puissances réelles échangées entre le fluide caloporteur et le MCP et d'affiner le contrôle du système de stockage à l'échelle d'un procédé.

---

# Chapitre VII: Conclusion et Perspectives

## 1. Conclusion

Les travaux menés dans cette thèse concernent la compréhension des mécanismes de transfert et le développement d'un système de stockage de chaleur pour l'application de valorisation de la chaleur fatale industrielle. L'étude bibliographique a montré l'intérêt d'utiliser les Matériaux à Changement de Phase en comparaison aux autres systèmes de stockage de chaleur, notamment par leur densité énergétique élevée et la possibilité de restituer la chaleur à température constante. Cependant, leur faible conductivité thermique mène à développer des technologies visant à améliorer le transfert thermique au sein de ces matériaux. Les différentes solutions proposées dans la littérature ont été synthétisées dans le **chapitre II**. Une des techniques consiste à améliorer le transfert conductif dans le MCP en augmentant les surfaces de transfert en utilisant des échangeurs ailetés ou de type tubes et calandre. Cette solution permet d'employer des échangeurs déjà commercialisés dont les techniques de fabrication et d'assemblage sont maîtrisées. Les matières employées (acier, aluminium, inox, cuivre) sont généralement plus faciles à mettre en œuvre et moins nobles que celles utilisées dans le cas de l'ajout de structures métalliques (graphite, carbone). La mise en œuvre facile, la disponibilité et l'avantage économique associés à ces échangeurs rendent cette solution technologique adéquate pour une application industrielle et est sélectionnée dans le cadre de cette thèse.

Si les efficacités de tels échangeurs sont bien connues lorsqu'ils sont employés en régime permanent avec des fluides caloporteurs classiques, comme l'eau ou l'air, leurs performances thermiques sont plus difficiles à évaluer lorsqu'ils sont employés avec des MCP en régime transitoire.

Dans le **chapitre III**, une installation expérimentale à basse température avec l'eau comme fluide caloporteur et dont la section d'essais est constituée d'un monotube intégrée dans une calandre remplie d'une paraffine RT35-HC, a permis d'analyser quatre types d'échangeurs à surface augmentée : un tube lisse en inox, un faisceau de sept tubes en inox, un tube acier avec des ailettes longitudinales et un tube en cuivre avec des ailettes circulaires. La possibilité de corréler la visualisation des fronts de fusion/solidification aux températures du MCP ainsi que de voir l'impact de l'orientation de l'échangeur, horizontale ou verticale aussi bien à la charge qu'à la décharge a permis de dégager les phénomènes de transfert thermique prépondérants pour chaque section d'essais et chaque configuration d'injection. Les principaux résultats sont les suivants :

A la **charge**, dans les systèmes de stockage ne bloquant pas les mouvements de MCP liquide, comme le faisceau de tubes ou la section d'essais à ailettes longitudinales, la convection naturelle s'établit et permet de stratifier la température dès qu'une quantité suffisante de liquide est présente. De plus, le mouvement de circulation dans le liquide, amplifié par le gradient de température avec le MCP solide, améliore le coefficient d'échange et apporte du MCP liquide chaud dans les zones supérieures de la section d'essais aidant ainsi à rogner le MCP solide par le haut. Les effets de l'expansion volumique, bien que visibles dans l'évolution des fronts de fusion expérimentaux, ne sont pas aussi importants que ceux de la convection naturelle. Dans la section d'essais à ailettes circulaires, où la convection naturelle est localisée entre les ailettes, la surpression engendrée par l'expansion volumique, combinée

aux effets de la gravité, permet toutefois d'apporter du liquide plus chaud dans les zones supérieures de la section d'essais, par remontée autour des ailettes hélicoïdales.

A la **décharge**, la présence de MCP liquide en début d'essais permet de rétablir une stratification thermique ou de l'accentuer, quels que soient le sens de l'injection et l'orientation du design. Si, à la verticale, cette répartition thermique accélère la progression du front de solidification, à l'horizontale, la différence de température entre la moitié inférieure et supérieure de la section d'essais ralentit considérablement la progression du front de solidification. Par ailleurs, l'effet de la contraction volumique à la solidification est beaucoup plus important à la décharge en comparaison à l'effet de l'expansion volumique à la charge. Un deuxième front de solidification apparaît ainsi au niveau de la surface libre de liquide et progresse vers le bas de la section d'essais, et ce, pour toutes les décharges par le bas ou à l'horizontale lors desquelles la contraction volumique a le temps de jouer un rôle. A la décharge avec injection de froid par le haut, le front de solidification évolue essentiellement de haut en bas dès le début de l'essai empêchant la baisse du niveau liquide.

Pour sélectionner la meilleure configuration d'injection, plusieurs critères ont été pris en compte comme :

- Le temps d'essai, qui doit être le plus court possible pour garantir une puissance thermique suffisante.
- L'évolution du front de fusion/solidification de type piston pour simplifier la gestion thermique des réservoirs de stockage. L'avancée régulière du front permet de limiter les contraintes mécaniques dans l'échangeur, notamment celles liées à l'expansion volumique et d'autre part de contrôler le niveau de remplissage thermique lors de charge/décharge partielles.
- Pour les mêmes raisons, une répartition de la température assez marquée en fonction de la position axiale sera préférée. La simple analyse des courbes de température permettra alors de connaître la position du front de fusion/solidification et donc l'état de charge/décharge du réservoir.
- Enfin, les décharges utilisant un maximum de surface d'échange sans la création de vides permettent un meilleur échange lors de la charge suivante.

Les deux configurations d'injection préférentielles sont donc la charge par le haut et la décharge par le bas, qui remplissent tous les critères cités précédemment.

Dans le **chapitre IV**, une modélisation CFD de la charge par le haut et la décharge par le bas ont permis d'identifier clairement les phénomènes de transfert thermique et de juger de leur importance dans la section d'essais à faisceau de tubes. Après validation du modèle par les résultats expérimentaux, les vitesses liées à la convection naturelle ont pu être extraites aussi bien en charge qu'à la décharge. A la charge, la convection naturelle est essentielle pour obtenir des puissances échangées représentatives de la réalité. A la décharge, au contraire, la conduction est prépondérante par rapport à la convection naturelle, qui n'a d'influence qu'en tout début d'essai. La prise en compte de la contraction volumique et la connaissance précise des propriétés thermo-physiques des MCP sont par ailleurs essentielles pour améliorer la concordance entre les courbes de puissance numérique et expérimentale. La modélisation proposée apporte ainsi une compréhension complémentaire des phénomènes de transfert thermique déjà évoquée au chapitre III mais ne fournit pas un outil de dimensionnement simple en raison de préparation, ajustement et validation fastidieux. C'est pourquoi les performances des différents systèmes de stockage présentés dans le chapitre III ne sont pas comparées au moyen d'une modélisation.

Ainsi, une méthode expérimentale de comparaison des performances a été proposée dans le **chapitre V** et s'appuie sur un calcul d'énergie grâce à un maillage expérimental autour des thermocouples existants. L'utilisation des températures de MCP réelles permet de tenir compte à la fois de l'influence des différences de conductivité thermique des matériaux

d'ailettes, mais aussi de la convection naturelle ou de l'expansion/contraction volumique sur l'évolution de la courbe d'énergie. La notion de temps caractéristique adimensionnel est introduite pour permettre les comparaisons en termes de puissances, et ce, quelles que soient les conditions expérimentales et les masses de MCP et de métal engagées. Les sections d'essais à ailettes ont montré leur intérêt en comparaison de la section d'essais à tube lisse. Par ailleurs, à surface d'échange équivalente, la section d'essais à ailettes longitudinales en acier présente le même temps caractéristique que la section d'essais à ailettes circulaires en cuivre à la charge. Cette bonne performance en charge est attribuée à la convection naturelle et aux mouvements de liquide dus à l'expansion volumique lors de la fusion. A la décharge, le temps caractéristique est cependant plus long étant donné que la conduction est prépondérante en solidification et que la dimension caractéristique, à savoir l'écart maximal entre les deux pointes des ailettes longitudinales est deux fois plus grand que l'écart entre les ailettes circulaires. L'utilisation d'ailettes circulaires en cuivre est plus pertinente d'un point de vue des performances mais son coût est rédhibitoire pour une application industrielle. Il convient donc de trouver un métal peu cher et dont les performances thermiques proches de celles du cuivre. L'aluminium est un bon candidat avec une conductivité thermique d'environ 200 W/(m.K) et un coût de 1700 \$/t.

Une section d'essais de type tube en inox à ailettes circulaires en aluminium est sélectionnée dans le **chapitre VI** pour tester des matériaux à la température de l'application de valorisation de chaleur fatale industrielle. Trois MCP commercialisés, ayant une température de changement d'état comprise entre 100 et 150 °C ont été caractérisés sur des calorimètres/DSC et leur comportement au contact de l'échangeur avec les ailettes en aluminium été analysé. Les conclusions suivantes ont été établies :

Le H105, un mélange de nitrates de sels ayant une température de changement de phase de 122 °C et une chaleur latente d'environ 130 J/g est le matériau le moins adapté pour l'application. Malgré une conductivité thermique plutôt élevée ( $\approx 0.5$  W/(m.K)), la masse volumique élevée ne suffit pas à compenser sa faible chaleur latente et la densité énergétique obtenue est assez faible ( $\approx 56$  kWh/m<sup>3</sup>) en comparaison des autres MCP. De plus, la plage de fusion est très étalée pour ce produit (plus de 7 °C) et n'est pas identique à la plage de solidification.

L'érythritol, un alcool de sucre, dont le point de fusion est situé autour de 118 °C et la chaleur latente autour de 340 J/g, présente des caractéristiques thermo-physiques idéales pour être utilisé en tant que MCP. Sa densité énergétique ( $\approx 127$  kWh/m<sup>3</sup>) est deux fois supérieure à celle des deux autres produits, sa plage de fusion est réduite et sa conductivité thermique (0.5 W/(m.K)) est deux fois supérieure à la conductivité thermique des paraffines ( $\approx 0.2$  W/(m.K)). Cependant, la surfusion qu'il présente à la solidification empêche la restitution de la chaleur à une température proche du point de fusion. La présence de germes de solidification sur l'installation expérimentale, comme les impuretés ou les ailettes, permettent de casser la surfusion mais n'empêche pas la rupture aléatoire de l'état métastable. La nucléation peut être déclenchée prématurément en diminuant la température d'injection du fluide caloporteur. La maîtrise de la cristallisation est donc un enjeu clé pour utiliser l'érythritol comme matériau de stockage.

Enfin, l'acide sébacique, dont le point de fusion est situé autour de 132 °C et la chaleur latente autour de présente 235 J/g, présente une densité énergétique assez élevée ( $\approx 66$  kWh/m<sup>3</sup>) comprise entre celle de l'érythritol et celle du H105. Sa plage de fusion est beaucoup moins étalée que celle du H105 et est symétrique à la plage de solidification. Le matériau cyclé sur l'installation a un comportement stable en charge et décharge. Le produit ne présente par ailleurs qu'un très faible degré de surfusion ( $\approx 3$  °C) et sa température et son enthalpie de changement d'état se stabilisent avec les cycles autour des valeurs trouvées dans la littérature. Ce produit semble ainsi bien adapté à une application de valorisation de chaleur fatale

industrielle malgré des performances thermique inférieures à celles atteignables avec l'érythritol, si sa solidification était maîtrisée.

## 2. Perspectives

Ce travail de thèse, qui a mené à une compréhension plus précise des phénomènes de transfert thermique et du comportement de certains MCP en conditions réelles, ouvre également de nombreuses perspectives qui peuvent être regroupées en trois grands axes :

Le **premier axe** concerne l'amélioration des systèmes de stockage par l'optimisation des échangeurs. Plusieurs pistes sont possibles : l'orientation et la forme des ailettes, ses dimensions caractéristiques et son matériau.

Si le croisement des résultats des chapitres III et IV a permis de mettre en évidence que la convection naturelle à la fusion et la contraction volumique à la solidification pouvaient accélérer les processus de charge et décharge respectivement, ces mouvements peuvent être utilisés pour améliorer les performances des systèmes de stockage latent. A la charge, étant donné que la convection naturelle est un des phénomènes prépondérants, pourquoi la limiter dans des géométries à ailettes circulaires ? L'utilisation d'ailettes longitudinales pourrait au contraire intensifier les mouvements de liquide et permettre d'augmenter le coefficient d'échange global. Par ailleurs, comme observé dans le chapitre V, étant donné que c'est plutôt la conduction qui domine les transferts à la décharge, l'espace inter-ailettes et la forme des ailettes seront des paramètres clés pour l'optimisation des performances. Le choix et la quantité de matériau est aussi un critère primordial. Les mousses pourraient être envisagées à la décharge pour augmenter le transfert conductif dans le MCP solide.

Ainsi, des tests complémentaires sur d'autres géométries d'échangeurs à basse température pourront apporter des premiers éléments de comparaison. L'idéal serait de faire une étude paramétrique en ne modifiant qu'un critère à la fois, comme le matériau de l'ailette ou le pas. Le travail de modélisation pourrait être approfondi et adapté à d'autres sections d'essais, comme la section d'essais à ailettes longitudinales afin de réaliser cette étude paramétrique par le calcul. L'implantation de l'expansion et la contraction volumique dans ces modèles permettrait de mieux représenter ce qu'il se passe en expérimental.

Le **deuxième axe** concerne l'implantation de ces petits échangeurs dans un assemblage de tubes avec des longueurs représentatives dans l'optique de calculer des puissances de transfert et de maîtriser le passage à l'échelle prototype pour une application industrielle.

Le chapitre V a démontré la difficulté à prévoir les puissances de transfert de systèmes de stockage à petite échelle. Des essais complémentaires avec un assemblage de tubes sont donc nécessaires pour prévoir les puissances de transfert, les problématiques de distribution de fluide caloporteur et en ayant des pertes thermiques relatives plus faibles. Par ailleurs, l'implantation de l'érythritol dans un réservoir plus grand, intégré à un procédé serait un moyen de tester différents types de décharge et voir l'impact sur la surfusion du produit et les courbes de puissance. Il serait intéressant par exemple de réaliser une décharge à faible température d'injection pour provoquer la nucléation du produit suivie d'une décharge à plus haute température pour garantir des niveaux d'énergie valorisable plus élevés.

De plus, si les modélisations réalisées et validées à petite échelle dans le chapitre IV permettent d'extraire des résistances globales de transfert, celles-ci ne sont pas forcément applicables pour calculer les puissances de transfert d'un système de stockage plus grand. En effet, l'augmentation des longueurs de tubes et donc des gradients thermiques permettra certainement d'intensifier la convection naturelle à la charge notamment et de modifier radicalement ces résistances globales de transfert.

Une étude sur la modélisation multi-échelle des systèmes de stockage est donc nécessaire pour savoir quand et comment les résultats à petite échelle sont extrapolables aux gros

réservoirs. Cette réflexion amènera à discriminer les phénomènes déterminants pour les différents types d'essai et à obtenir un outil de dimensionnement fiable quels que soient le type d'échangeur et le MCP utilisé.

Le **troisième axe** concerne la caractérisation précise des MCP.

Tout au long de la thèse, les questions de la détermination de propriétés thermo-physiques adéquates et indépendantes des conditions de caractérisation se sont posées.

Dans le chapitre IV, la dépendance à la vitesse de chauffe/refroidissement et à la masse d'échantillon des courbes de capacité calorifique équivalente a été montrée.

Cette tendance s'est confirmée dans le chapitre VI, lorsque les MCP envisagés pour l'application de valorisation de chaleur fatale industrielle ont été caractérisés. Par ailleurs, les caractérisations des MCP sur des appareils type calorimètres ou DSC apportent des informations préliminaires pour connaître les température et enthalpie de changement d'état mais ne permettent pas de prédire le comportement des MCP à l'échelle du système.

Ainsi, une analyse comparative des différents appareils de caractérisation permettra de choisir l'appareil le plus adéquat pour mesurer les propriétés thermo-physiques des MCP. Une pré-étude a déjà été réalisée dans le cadre de cette thèse et les appareils à capteurs tridimensionnels avaient été sélectionnés.

Enfin, il conviendra d'adopter une méthode standardisée de détermination des courbes d'enthalpie spécifique par DSC afin de rendre les résultats répétables et comparables. Un travail dans ce sens a été mené par les partenaires de la tâche 4229 de l'Agence Internationale de l'Energie et les premiers résultats ont abouti à la création d'une base de données commune concernant les propriétés thermo-physiques des MCP [115].



---

# Références

- [1] ADEME, "La chaleur fatale industrielle: connaître pour agir, <http://www.ademe.fr/sites/default/files/assets/documents/chaleur-fatale-industrielle-201503-8445.pdf>", 2015.
- [2] M. Dupont et E. Sapora, "The heat recovery potential in the French industry: which opportunities for heat pump systems," 2009, pp. 1115-1123.
- [3] D. Laing, C. Bahl, T. Bauer, D. Lehmann, et W. D. Steinmann, "Thermal energy storage for direct steam generation", *Sol. Energy*, vol. 85, no. 4, pp. 627-633, 2011.
- [4] H.Mehling et L.F.Cabeza, *Heat and cold storage with PCM*, Springer - Verlag Berlin Heidelberg ed 2008.
- [5] E. Oro, A. Gil, A. de Gracia, D. Boer, et L. F. Cabeza, "Comparative life cycle assessment of thermal energy storage systems for solar power plants", *Renewable Energy*, vol. 44, pp. 166-173, 2012.
- [6] A. Gil, M. Medrano, I. Martorell, A. Lazaro, P. Dolado, B. Zalba, et L. F. Cabeza, "State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1-Concepts, materials and modellization", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 1, pp. 31-55, 2010.
- [7] M. Medrano, A. Gil, I. Martorell, X. Potau, et L. F. Cabeza, "State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part 2-Case studies", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 1, pp. 56-72, 2010.
- [8] T. Bauer, D. Laing, et R. Tamme, "Characterization of Sodium Nitrate as Phase Change Material", *Int J Thermophys*, vol. 33, no. 1, pp. 91-104, 2012.
- [9] D. Haillot, T. Bauer, U. Kröner, et R. Tamme, "Thermal analysis of phase change materials in the temperature range 120-150°C", *Thermochimica Acta*, vol. 513, no. 1-2, pp. 49-59, Jan.2011.
- [10] H. Mehling et L. F. Cabeza, *Heat and cold storage with PCM*, Springer - Verlag Berlin Heidelberg ed 2008.
- [11] NREL, "Survey of thermal storage for parabolic trough power plants,"NREL/SR-550-27925, 2000.
- [12] R. Pilar, L. Svoboda, P. Honcova, et L. Oravova, "Study of magnesium chloride hexahydrate as heat storage material", *Thermochimica Acta*, vol. 546, pp. 81-86, Oct.2012.
- [13] H. Zhang, R. M. J. Van Wissen, S. V. Nedeia, et C. C. M. Rindt, "Characterisation of sugar alcohols as seasonal heat storage media - experimental and theoretical investigations," 2014.
- [14] A. Kaizawa, H. Kamano, A. Kawai, T. Jozuka, T. Senda, N. Maruoka, et T. Akiyama, "Thermal and flow behaviors in heat transportation container using phase change material", *Energy Conversion and Management*, vol. 49, no. 4, pp. 698-706, Apr.2008.
- [15] T. Nomura, N. Okinaka, et T. Akiyama, "Waste heat transportation system, using phase change material (PCM) from steelworks to chemical plant", *Resources, Conservation and Recycling*, vol. 54, no. 11, pp. 1000-1006, Sept.2010.
- [16] Latherm, "Société allemande de camion-stockeur pour la valorisation de la chaleur fatale industrielle: <http://www.latherm.de/index.php?id=home&L=0>", 2015.
- [17] J. N. W. Chiu, B. H. Meany, et V. Martin, "Industrial Surplus Heat Utilization through Mobile Thermal Energy Storage with Enhanced Operating Strategy," 2015.

- 
- [18] Stiral, "Société française développant une batterie thermique latente BatTherm©: <http://www.stiral.com/lancement-batterie-stockage-thermique-battherm-119-100/>", 2015.
- [19] M. Johnson, J. Vogel, M. Hempel, B. Hachmann, et A. J. Dengel, "Design of High Temperature Thermal Energy Storage for High Power Levels," 2015.
- [20] A. Gil, E. Oro, G. Peiro, S. Alvarez, et L. F. Cabeza, "Material selection and testing for thermal energy storage in solar cooling", *Renewable Energy*, vol. 57, no. 0, pp. 366-371, Sept.2013.
- [21] M. M. Kenisarin, "High-temperature phase change materials for thermal energy storage", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 3, pp. 955-970, Apr.2010.
- [22] S. Khare, M. Dell'Amico, C. Knight, et S. McGarry, "Selection of materials for high temperature latent heat energy storage", *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 107, no. 0, pp. 20-27, Dec.2012.
- [23] H. Mehling, S. Hiebler, et E. Gunther, "New method to evaluate the heat storage density in latent heat storage for arbitrary temperature ranges", *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, no. 17-18, pp. 2652-2657, Dec.2010.
- [24] A. Sharma, V. V. Tyagi, C. R. Chen, et D. Buddhi, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, no. 2, pp. 318-345, Feb.2009.
- [25] A. Abhat, "Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials", *Sol. Energy*, vol. 30, no. 4, pp. 313-332, 1983.
- [26] K. Pielichowska et K. Pielichowski, "Phase change materials for thermal energy storage", *Progress in Materials Science*, vol. 65, no. 0, pp. 67-123, Aug.2014.
- [27] N. S. Y. U. K. Himran, A. R. Y. A. Suwaono, et G. A. Mansoori, "Characterization of Alkanes and Paraffin Waxes for Application as Phase Change Energy Storage Medium", *Energy Sources*, vol. 16, no. 1, pp. 117-128, Jan.1994.
- [28] M. Hadjieva, S. Kanev, et J. Argirov, "Thermophysical properties of some paraffins applicable to thermal energy storage", *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 27, no. 2, pp. 181-187, July1992.
- [29] C. Alkan, "Enthalpy of melting and solidification of sulfonated paraffins as phase change materials for thermal energy storage", *Thermochimica Acta*, vol. 451, no. 1-2, pp. 126-130, Dec.2006.
- [30] S. M. Hasnain, "Review on sustainable thermal energy storage technologies, Part I: heat storage materials and techniques", *Energy Conversion and Management*, vol. 39, no. 11, pp. 1127-1138, Aug.1998.
- [31] M. Akgün, O. Aydin, et K. Kaygusuz, "Experimental study on melting/solidification characteristics of a paraffin as PCM", *Energy Conversion and Management*, vol. 48, no. 2, pp. 669-678, Feb.2007.
- [32] M. K. Rathod et J. Banerjee, "Thermal stability of phase change materials used in latent heat energy storage systems: A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 18, pp. 246-258, Feb.2013.
- [33] Y. Yuan, N. Zhang, W. Tao, X. Cao, et Y. He, "Fatty acids as phase change materials: A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 29, pp. 482-498, Jan.2014.
- [34] K. Muraishi, Y. Suzuki, et A. Kikuchi, "Kinetics of the thermal decomposition of dicarboxylic acids", *Thermochimica Acta*, vol. 239, no. 0, pp. 51-59, July1994.
- [35] SAMSSA Newsletter, "Sugar Alcohol based Materials for Seasonal Storage Applications", 2015.
- [36] A. Kaizawa, N. Maruoka, A. Kawai, H. Kamano, T. Jozuka, T. Senda, et T. Akiyama, "Thermophysical and heat transfer properties of phase change material candidate for

- waste heat transportation system", *Heat Mass Transfer*, vol. 44, no. 7, pp. 763-769, 2008.
- [37] A. Kaizawa, N. Maruoka, A. Kawai, H. Kamano, T. Jozuka, T. Senda, et T. Akiyama, "Thermophysical and heat transfer properties of phase change material candidate for waste heat transportation system", *Heat Mass Transfer*, vol. 44, no. 7, pp. 763-769, 2008.
- [38] A. Gil, C. Barreneche, P. Moreno, C. Solé, A. Inés Fernandez, et L. F. Cabeza, "Thermal behaviour of d-mannitol when used as PCM: Comparison of results obtained by DSC and in a thermal energy storage unit at pilot plant scale", *Applied Energy*, vol. 111, pp. 1107-1113, Nov.2013.
- [39] A. Solé, H. Neumann, S. Niedermaier, I. Martorell, P. Schossig, et L. F. Cabeza, "Stability of sugar alcohols as PCM for thermal energy storage", *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 126, no. 0, pp. 125-134, July2014.
- [40] J. Gasia, A. Gutierrez, G. Peiro, L. Miro, M. Grageda, S. Ushak, et L. F. Cabeza, "Thermal performance evaluation of bischofite at pilot plant scale", *Applied Energy*, vol. 155, pp. 826-833, Oct.2015.
- [41] M. M. Farid, A. M. Khudhair, S. A. Razack, et S. Al-Hallaj, "A review on phase change energy storage: materials and applications", *Energy Conversion and Management*, vol. 45, no. 9–10, pp. 1597-1615, June2004.
- [42] A. A. El-Sebaï, S. Al-Heniti, F. Al-Agel, A. A. Al-Ghamdi, et F. Al-Marzouki, "One thousand thermal cycles of magnesium chloride hexahydrate as a promising PCM for indoor solar cooking", *Energy Conversion and Management*, vol. 52, no. 4, pp. 1771-1777, Apr.2011.
- [43] L. F. Cabeza, J. Roca, M. Nogues, H. Mehling, et S. Hiebler, "Immersion corrosion tests on metal-salt hydrate pairs used for latent heat storage in the 48 to 58°C temperature range", *Materials and Corrosion*, vol. 53, no. 12, pp. 902-907, Dec.2002.
- [44] J. P. Kotzé, T. W. Von Backström, et P. J. Erens, "A combined latent thermal energy storage and steam generator concept using metallic phase change materials and metallic heat transfer fluids for concentrated solar power," 2011.
- [45] H. Ge, H. Li, S. Mei, et J. Liu, "Low melting point liquid metal as a new class of phase change material: An emerging frontier in energy area", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 21, no. 0, pp. 331-346, May2013.
- [46] B. Zalba, J. M. Marin, L. F. Cabeza, et H. Mehling, "Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications", *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, no. 3, pp. 251-283, Feb.2003.
- [47] F. Roget, C. Favotto, et J. Rogez, "Study of the KNO<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> and KNO<sub>3</sub>-NaNO<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> eutectics as phase change materials for thermal storage in a low-temperature solar power plant", *Sol. Energy*, vol. 95, no. 0, pp. 155-169, Sept.2013.
- [48] G. Diarce, I. Gandarias, A. Campos-Celador, A. Garcia-Romero, et U. J. Griesser, "Eutectic mixtures of sugar alcohols for thermal energy storage in the 50–90 °C temperature range", *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 134, pp. 215-226, Mar.2015.
- [49] A. Sari, H. Sari, et A. Önal, "Thermal properties and thermal reliability of eutectic mixtures of some fatty acids as latent heat storage materials", *Energy Conversion and Management*, vol. 45, no. 3, pp. 365-376, Feb.2004.
- [50] M. Liu, W. Saman, et F. Bruno, "Review on storage materials and thermal performance enhancement techniques for high temperature phase change thermal storage systems", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 4, pp. 2118-2132, 2012.
- [51] R. Velraj, R. V. Seeniraj, B. Hafner, C. Faber, et K. Schwarzer, "Heat transfer enhancement in latent heat storage system", *Sol. Energy*, vol. 65, no. 3, pp. 171-180, Feb.1999.

- 
- [52] F. Agyenim, N. Hewitt, P. Eames, et M. Smyth, "A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS)", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 2, pp. 615-628, 2010.
- [53] Y. Hamada, W. Ohtsu, et J. Fukai, "Thermal response in thermal energy storage material around heat transfer tubes: effect of additives on heat transfer rates", *Sol. Energy*, vol. 75, no. 4, pp. 317-328, Oct.2003.
- [54] A. Siahpush, J. O'Brien, et J. Crepeau, "Phase Change Heat Transfer Enhancement Using Copper Porous Foam", *Journal of Heat Transfer*, vol. 130, no. 8, pp. 082301-082311, Aug.2008.
- [55] Y. Tian et C. Y. Zhao, "Thermal and exergetic analysis of Metal Foam-enhanced Cascaded Thermal Energy Storage (MF-CTES)", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 58, no. 1-2, pp. 86-96, Mar.2013.
- [56] C. Y. Zhao, W. Lu, et Y. Tian, "Heat transfer enhancement for thermal energy storage using metal foams embedded within phase change materials (PCMs)", *Sol. Energy*, vol. 84, no. 8, pp. 1402-1412, 2010.
- [57] X. Xiao, P. Zhang, et M. Li, "Effective thermal conductivity of open-cell metal foams impregnated with pure paraffin for latent heat storage", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 81, pp. 94-105, July2014.
- [58] W. Q. Li, Z. G. Qu, Y. L. He, et W. Q. Tao, "Experimental and numerical studies on melting phase change heat transfer in open-cell metallic foams filled with paraffin", *Applied Thermal Engineering*, vol. 37, no. 0, pp. 1-9, May2012.
- [59] Z. Liu, Y. Yao, et H. Wu, "Numerical modeling for solid-liquid phase change phenomena in porous media: Shell-and-tube type latent heat thermal energy storage", *Applied Energy*, no. 0 2013.
- [60] E. Fleming, S. Wen, L. Shi, et A. K. da Silva, "Experimental and theoretical analysis of an aluminum foam enhanced phase change thermal storage unit", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 82, pp. 273-281, Mar.2015.
- [61] B. Cardenas et N. Leon, "High temperature latent heat thermal energy storage: Phase change materials, design considerations and performance enhancement techniques", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 27, no. 0, pp. 724-737, Nov.2013.
- [62] M. Li, "A nano-graphite/paraffin phase change material with high thermal conductivity", *Applied Energy*, vol. 106, no. 0, pp. 25-30, June2013.
- [63] W. D. Steinmann, D. Laing, et R. Tamme, "Latent heat storage systems for solar thermal power plants and process heat applications", *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 132, pp. 021003-1-021003-5, 2010.
- [64] A. Elgafy et K. Lafdi, "Effect of carbon nanofiber additives on thermal behavior of phase change materials", *Carbon*, vol. 43, no. 15, pp. 3067-3074, Dec.2005.
- [65] J. N. Shi, M. D. Ger, Y. M. Liu, Y. C. Fan, N. T. Wen, C. K. Lin, et N. W. Pu, "Improving the thermal conductivity and shape-stabilization of phase change materials using nanographite additives", *Carbon*, vol. 51, no. 0, pp. 365-372, Jan.2013.
- [66] E. B. S. Mettawee et G. M. R. Assassa, "Thermal conductivity enhancement in a latent heat storage system", *Sol. Energy*, vol. 81, no. 7, pp. 839-845, 2007.
- [67] A. Karaipekli, A. Sari, et K. Kaygusuz, "Thermal conductivity improvement of stearic acid using expanded graphite and carbon fiber for energy storage applications", *Renewable Energy*, vol. 32, no. 13, pp. 2201-2210, Oct.2007.
- [68] E. Palomo del Barrio, "Rapport de projet HTP-STOCK: "Matériaux graphite/sel pour le stockage d'énergie à haute température", "2006.
- [69] S. Jegadheeswaran et S. D. Pohekar, "Performance enhancement in latent heat thermal storage system: A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, no. 9, pp. 2225-2244, 2009.
-

- 
- [70] F. Dinter, M. Geyer, et R. Tamme, *Thermal energy storage for commercial applications (TESCA), a feasibility study on economic storage systems*, Springer-Verlag, Berlin ed 1991.
- [71] T. Watanabe, H. Kikuchi, et A. Kanzawa, "Enhancement of charging and discharging rates in a latent heat storage system by use of PCM with different melting temperatures", *Heat Recovery Systems and CHP*, vol. 13, no. 1, pp. 57-66, 1993.
- [72] H. Michels et R. Pitz-Paal, "Cascaded latent heat storage for parabolic trough solar power plants", *Sol. Energy*, vol. 81, no. 6, pp. 829-837, 2007.
- [73] G. Peiro, J. Gasia, L. Miro, et L. F. Cabeza, "Experimental evaluation at pilot plant scale of multiple PCMs (cascaded) vs. single PCM configuration for thermal energy storage", *Renewable Energy*, vol. 83, pp. 729-736, Nov.2015.
- [74] N. H. S. Tay, M. Belusko, et F. Bruno, "An effectiveness-NTU technique for characterising tube-in-tank phase change thermal energy storage systems", *Applied Energy*, vol. 91, no. 1, pp. 309-319, Mar.2012.
- [75] J. Alario, R. Kosson, et R. Haslett, "Active heat exchange system development for latent heat thermal energy storage,"1979.
- [76] J. Alario et R. Haslett, "Active heat exchange system development for latent heat thermal energy storage,"1980.
- [77] M. C. Riofrio Almeida, "Conception d'un système de stockage de chaleur pour centrale solaire à concentration", 2013.
- [78] J. Alario, R. Kosson, et R. Haslett, "Active heat exchange system development for latent heat thermal energy storage,"1979.
- [79] R. T. Lefrois, G. R. Knowles, A. K. Mathur, et J. Budimi, "Active heat exchange system development for latent heat thermal energy storage,"1979.
- [80] J. Alario, R. Kosson, et R. Haslett, "Active heat exchange system development for latent heat thermal energy storage,"1979.
- [81] V. Zipf, A. Neuhäuser, D. Willert, P. Nitz, S. Gschwander, et W. Platzer, "High temperature latent heat storage with a screw heat exchanger: Design of prototype", *Applied Energy*, no. 0 2013.
- [82] N. H. S. Tay, F. Bruno, et M. Belusko, "Experimental investigation of dynamic melting in a tube-in-tank PCM system", *Applied Energy*, vol. 104, no. 0, pp. 137-148, Apr.2013.
- [83] M. Delgado, A. Lazaro, J. Mazo, et B. Zalba, "Review on phase change material emulsions and microencapsulated phase change material slurries: Materials, heat transfer studies and applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 1, pp. 253-273, Jan.2012.
- [84] Z. Chen et G. Fang, "Preparation and heat transfer characteristics of microencapsulated phase change material slurry: A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 9, pp. 4624-4632, Dec.2011.
- [85] P. Zhang, Z. W. Ma, et R. Z. Wang, "An overview of phase change material slurries: MPCs and CHS", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 2, pp. 598-614, Feb.2010.
- [86] C. Y. Zhao et G. H. Zhang, "Review on microencapsulated phase change materials (MEPCMs): Fabrication, characterization and applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 8, pp. 3813-3832, Oct.2011.
- [87] L. Vorbeck, S. Gschwander, P. Thiel, B. Lüdemann, et P. Schossig, "Pilot application of phase change slurry in a 5 m<sup>3</sup> storage", *Applied Energy*, vol. 109, no. 0, pp. 538-543, Sept.2013.
- [88] A. Mathur, "Heat transfer and latent heat storage in inorganic molten salts for concentrating solar power plants", 2011.

- 
- [89] T. Nomura, M. Tsubota, A. Sagara, N. Okinaka, et T. Akiyama, "Performance analysis of heat storage of direct-contact heat exchanger with phase-change material", *Applied Thermal Engineering*, vol. 58, no. 1–2, pp. 108-113, Sept.2013.
- [90] T. Nomura, M. Tsubota, T. Oya, N. Okinaka, et T. Akiyama, "Heat storage in direct-contact heat exchanger with phase change material", *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, no. 1, pp. 26-34, Jan.2013.
- [91] A. F. Regin, S. C. Solanki, et J. S. Saini, "Heat transfer characteristics of thermal energy storage system using PCM capsules: A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 12, no. 9, pp. 2438-2451, 2008.
- [92] W. D. Steinmann et R. Tamme, "Latent Heat Storage for Solar Steam Systems", *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 130 2008.
- [93] T. E. Alam, J. S. Dhau, D. Y. Goswami, et E. Stefanakos, "Macroencapsulation and characterization of phase change materials for latent heat thermal energy storage systems", *Applied Energy*, vol. 154, pp. 92-101, Sept.2015.
- [94] A. F. Regin, S. C. Solanki, et J. S. Saini, "Latent heat thermal energy storage using cylindrical capsule: Numerical and experimental investigations", *Renewable Energy*, vol. 31, no. 13, pp. 2025-2041, Oct.2006.
- [95] Greth, "Manuel Technique du Greth", 2004.
- [96] M. Medrano, M. O. Yilmaz, M. Nogués, I. Martorell, J. Roca, et L. F. Cabeza, "Experimental evaluation of commercial heat exchangers for use as PCM thermal storage systems", *Applied Energy*, vol. 86, no. 10, pp. 2047-2055, 2009.
- [97] K. A. R. Ismail et F. A. M. Lino, "Fins and turbulence promoters for heat transfer enhancement in latent heat storage systems", *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 35, no. 6, pp. 1010-1018, Sept.2011.
- [98] J. Kragbaek et N. P. Reinholdt, "Heat storage based on PCM for concentrated solar power applications,"2012.
- [99] J. N. W. Chiu et V. Martin, "Submerged finned heat exchanger latent heat storage design and its experimental verification", *Applied Energy*, vol. 93, no. 0, pp. 507-516, May2012.
- [100] N. H. S. Tay, M. Belusko, A. Castell, L. F. Cabeza, et F. Bruno, "An effectiveness-NTU technique for characterising a finned tubes PCM system using a CFD model", *Applied Energy*, vol. 131, no. 0, pp. 377-385, Oct.2014.
- [101] F. Agyenim, P. Eames, et M. Smyth, "A comparison of heat transfer enhancement in a medium temperature thermal energy storage heat exchanger using fins", *Sol. Energy*, vol. 83, no. 9, pp. 1509-1520, Sept.2009.
- [102] A. A. Al-Abidi, S. Mat, K. Sopian, M. Y. Sulaiman, et M. T. Abdulrahman, "Internal and External Fin Heat Transfer Enhancement Technique for Latent Heat Thermal Energy Storage in Triplex Tube Heat Exchangers", *Applied Thermal Engineering*, no. 0 2013.
- [103] S. Mat, A. A. Al-Abidi, K. Sopian, M. Y. Sulaiman, et A. T. Mohammad, "Enhance heat transfer for PCM melting in triplex tube with internal and external fins", *Energy Conversion and Management*, vol. 74, no. 0, pp. 223-236, Oct.2013.
- [104] H. Shokouhmand et B. Kamkari, "Numerical simulation of phase change thermal storage in finned double-pipe heat exchanger", *Applied Mechanics and Materials*, vol. 232, pp. 742-746, 2012.
- [105] M. K. Rathod et J. Banerjee, "Thermal performance enhancement of shell and tube Latent Heat Storage Unit using longitudinal fins", *Applied Thermal Engineering*, vol. 75, pp. 1084-1092, Jan.2015.
- [106] A. Sciacovelli, F. Gagliardi, et V. Verda, "Maximization of performance of a PCM latent heat storage system with innovative fins", *Applied Energy*, vol. 137, pp. 707-715, Jan.2015.
-

- 
- [107] G. R. Solomon et R. Velraj, "Analysis of the heat transfer mechanisms during energy storage in a Phase Change Material filled vertical finned cylindrical unit for free cooling application", *Energy Conversion and Management*, vol. 75, no. 0, pp. 466-473, Nov.2013.
- [108] E. M. Sparrow, E. D. Larson, et J. W. Ramsey, "Freezing on a finned tube for either conduction-controlled or natural-convection-controlled heat transfer", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 24, no. 2, pp. 273-284, Feb.1981.
- [109] A. Gil, E. Oro, L. Miro, G. Peiro, A. Ruiz, J. M. Salmeron, et L. F. Cabeza, "Experimental analysis of hydroquinone used as phase change material (PCM) to be applied in solar cooling refrigeration", *International Journal of Refrigeration*, vol. 39, pp. 95-103, 2013.
- [110] A. Castell, M. Belusko, F. Bruno, et L. F. Cabeza, "Maximisation of heat transfer in a coil in tank PCM cold storage system", *Applied Energy*, vol. 88, no. 11, pp. 4120-4127, Nov.2011.
- [111] N. H. S. Tay, M. Belusko, et F. Bruno, "Experimental investigation of tubes in a phase change thermal energy storage system", *Applied Energy*, vol. 90, no. 1, pp. 288-297, Feb.2012.
- [112] N. H. S. Tay, F. Bruno, et M. Belusko, "Experimental validation of a CFD model for tubes in a phase change thermal energy storage system", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, no. 4, pp. 574-585, Jan.2012.
- [113] N. H. S. Tay, M. Belusko, et F. Bruno, "Designing a PCM storage system using the effectiveness-number of transfer units method in low energy cooling of buildings", *Energy and Buildings*, vol. 50, no. 0, pp. 234-242, July2012.
- [114] J. C. Kurnia, A. P. Sasmito, S. V. Jangam, et A. S. Mujumdar, "Improved design for heat transfer performance of a novel phase change material (PCM) thermal energy storage (TES)", *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, no. 1, pp. 896-907, Jan.2013.
- [115] S. Gschwander, T. Haussmann, G. Hagelstein, A. Solé, L. F. Cabeza, G. Diarce, W. Hohenauer, D. Lager, A. Ristic, C. Rathgeber, P. Hennemann, H. Mehling, C. Penalosa, et A. Lazaro, "Standardization of PCM Characterization via DSC," 2015.
- [116] J. P. Dumas, "Stockage du froid par chaleur latente", *Techniques de l'ingénieur Nouvelles technologies, Energies renouvelables et stockage*, vol. base documentaire : TIB594DUO, no. ref. article : be9775 July2002.
- [117] M. Longeon, A. Soupart, J.-F. Fourmigué, A. Bruch, et P. Marty, "Experimental and numerical study of annular PCM storage in the presence of natural convection", *Applied Energy*, vol. 112, no. 0, pp. 175-184, Dec.2013.
- [118] S. R. Idelsohn, M. A. Storti, et L. A. Crivelli, "Numerical methods in phase-change problems", *Computational methods in engineering*, vol. 1, pp. 49-74, 1994.
- [119] V. R. Voller, M. Cross, et N. C. Markatos, "An enthalpy method for convection/diffusion phase change", *Int. J. Numer. Meth. Engng.*, vol. 24, no. 1, pp. 271-284, 1987.
- [120] D. Sun, S. R. Annapragada, S. V. Garimella, et S. K. Singh, "Analysis of Gap Formation in the Casting of Energetic Materials", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 51, no. 5, pp. 415-444, Feb.2007.
- [121] A. Mosaffa, F. Talati, M. A. Rosen, et B. A. S. I. TABRIZI, "Phase change material solidification in a finned cylindrical shell thermal energy storage - An approximate analytical approach", *Thermal Science*, vol. 17, no. 2, pp. 407-418, June2013.
- [122] E. Guelpa, A. Sciacovelli, et V. Verda, "Entropy generation analysis for the design improvement of a latent heat storage system", *Energy*, vol. 53, no. 0, pp. 128-138, May2013.
- [123] A. A. Al-Abidi, S. Bin Mat, K. Sopian, M. Y. Sulaiman, et M. T. Abdulrahman, "CFD applications for latent heat thermal energy storage: a review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 20, no. 0, pp. 353-363, Apr.2013.
-

- 
- [124] A. A. Al-Abidi, S. Mat, K. Sopian, M. Y. Sulaiman, et M. T. Abdulrahman, "Numerical study of PCM solidification in a triplex tube heat exchanger with internal and external fins", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 61, no. 0, pp. 684-695, June 2013.
- [125] R. Velraj, R. V. Seeniraj, B. Hafner, C. Faber, et K. Schwarzer, "Experimental analysis and numerical modelling of inward solidification on a finned vertical tube for a latent heat storage unit", *Sol. Energy*, vol. 60, no. 5, pp. 281-290, June 1997.
- [126] K. A. R. Ismail, C. L. F. Alves, et M. S. Modesto, "Numerical and experimental study on the solidification of PCM around a vertical axially finned isothermal cylinder", *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, no. 1, pp. 53-77, Jan. 2001.
- [127] T. Kousksou, A. Jamil, K. El Omari, Y. Zeraoui, et Y. Le Guer, "Effect of heating rate and sample geometry on the apparent specific heat capacity: DSC applications", *Thermochimica Acta*, vol. 519, no. 1-2, pp. 59-64, May 2011.
- [128] E. Franquet, S. Gibout, J. P. Bédécarrats, D. Haillot, et J. P. Dumas, "Inverse method for the identification of the enthalpy of phase change materials from calorimetry experiments", *Thermochimica Acta*, vol. 546, pp. 61-80, Oct. 2012.
- [129] M. J. Huang, S. J. McCormack, P. C. Eames, et B. Norton, "The Effect of Phase Change Material Crystalline Segregation on the Building Integrated Photovoltaic System Thermal Performance," A. Sayigh, Ed. 2008.
- [130] E. Pernot, E. Franquet, A. Lomonaco, et J. P. Bédécarrats, "Latent heat thermal energy storage system: numerical analysis of the influence of the enthalpy function on the charge/discharge processes," dans *IEA-ECES-Greenstock 2015*.
- [131] A. Sari et K. Kaygusuz, "Thermal performance of palmitic acid as a phase change energy storage material", *Energy Conversion and Management*, vol. 43, no. 6, pp. 863-876, Apr. 2002.
- [132] Journal du Net, "Prix des métaux en 2015: <http://www.journaldunet.com/economie/industrie/prix-des-metaux.shtml#prix-acier>", 2015.
- [133] S. Wang, P. Qin, X. Fang, Z. Zhang, S. Wang, et X. Liu, "A novel sebacic acid/expanded graphite composite phase change material for solar thermal medium-temperature applications", *Sol. Energy*, vol. 99, pp. 283-290, Jan. 2014.
- [134] B. Cornils et P. Lappe, "Dicarboxylic Acids, Aliphatic," in *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry* Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2000.
- [135] A. Godin, "FP7 project SAM.SSA workshop: "Sugar alcohols properties and performances", <http://samssa.eu/workshop/>", 2015.
- [136] M. Duquesne, "FP7 project SAM.SSA workshop: "Activation of the crystallisation and integration into the system", <http://samssa.eu/workshop/>", 2015.

# Annexes

Dans les numéros d'annexe, le chiffre romain indique le chapitre correspondant tandis que le chiffre arabe indique l'ordre d'apparition de l'annexe dans ce chapitre.

## **Annexe III-1 : Analyse de la répétabilité des courbes de température dans le MCP**

Pour vérifier la répétabilité des courbes de température, les essais de charges ont été sélectionnés pour le design à ailettes longitudinales en acier.

Les charges n° 1, 2 3 et 4 ont été sélectionnées pour la configuration d'injection par le haut. Les courbes de température dans le MCP en fonction de la position axiale sont présentées sur la Figure A- 1.

Les charges n° 1, 2 3 et 4 ont été sélectionnées pour la configuration d'injection par le bas. Les courbes de température dans le MCP en fonction de la position axiale sont présentées sur la Figure A- 2.

Les charges n° 1, 5 et 6 ont été sélectionnées pour la position horizontale. Les courbes de température dans le MCP en fonction de la position axiale sont présentées sur la Figure A- 3.

On remarque ainsi qu'en dehors des niveaux de température initiale et finale, les formes des courbes sont répétables d'un essai à un autre. Par exemple, la répartition de la température en fonction de la position axiale est toujours marquée pour les essais de charge par le haut. On retrouve aussi une stabilisation de la température pour le thermocouple G après le changement de phase.

Pour les charges par le bas, on constate également que les courbes sont confondues pendant tout l'essai et que l'inversion de la température a lieu après le changement de phase pour toutes les charges par le bas.

En charge à l'horizontale, la répétabilité des essais est aussi confirmée. L'allure des courbes est la même. Seuls les niveaux de température finale et initiale évoluent d'un essai à l'autre et par la même occasion les temps d'essai.

En résumé, la répétabilité des essais a été vérifiée sur les sections d'essais c en charge. Cette répétabilité est aussi valable pour les sections d'essais b et d et également en décharge. Toutes les courbes ne sont cependant pas présentées.

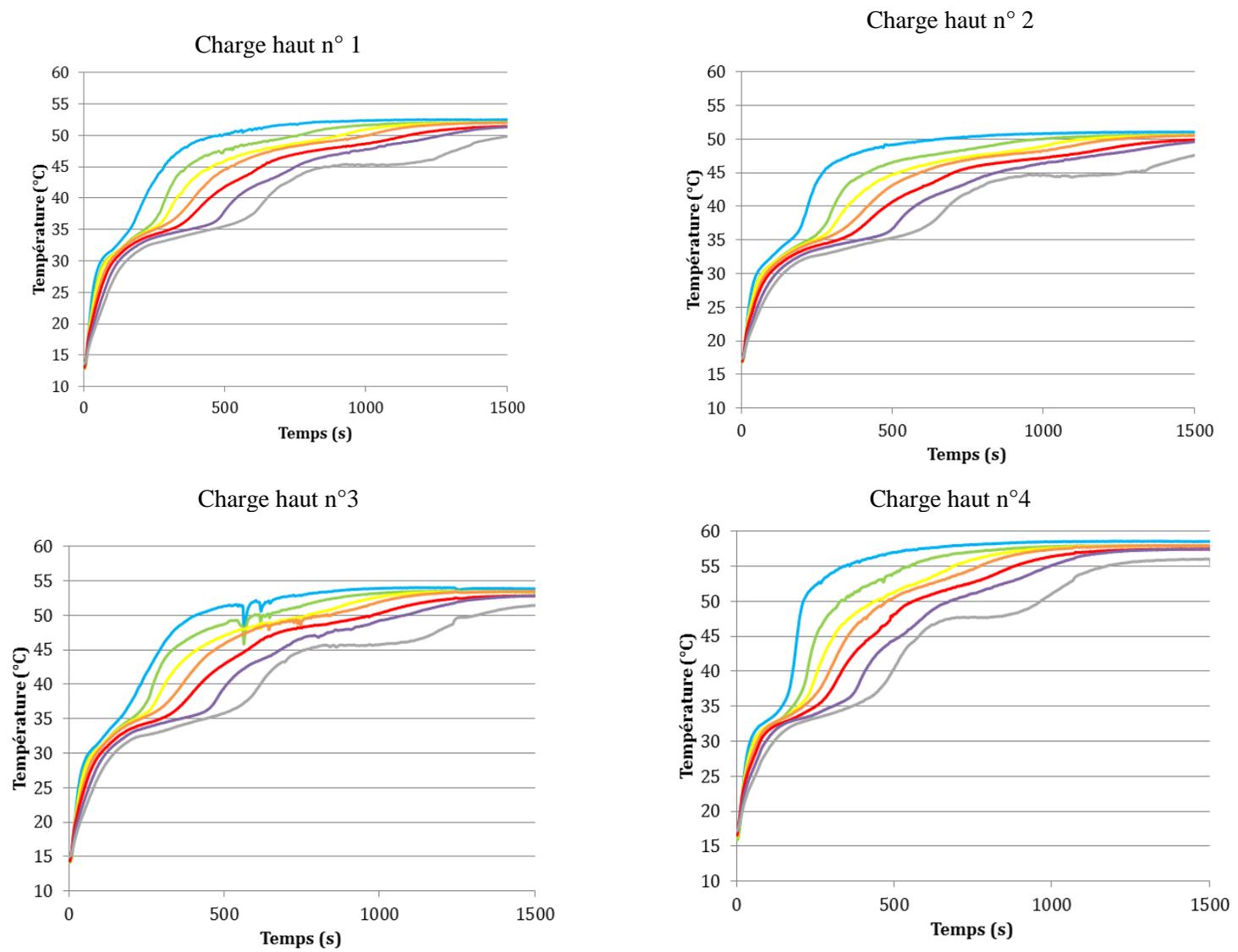
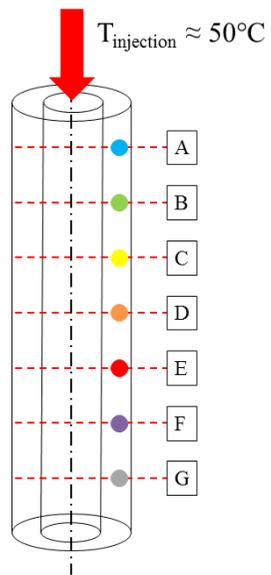


Figure A- 1 : Test de la répétabilité des courbes de température dans le MCP pour la charge par le haut dans le design c

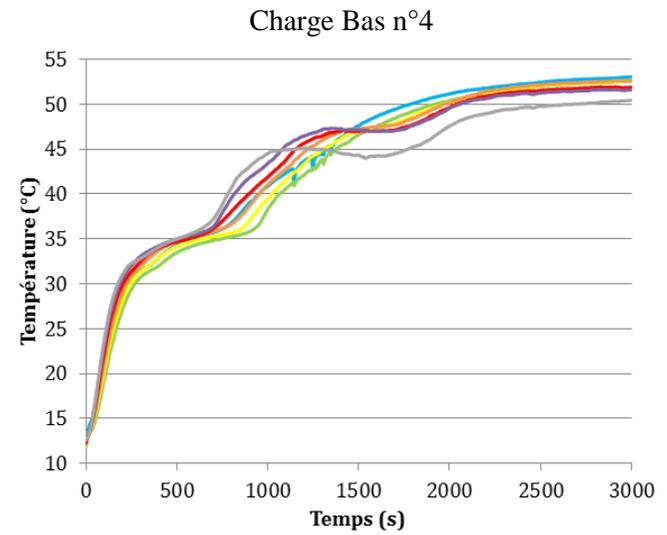
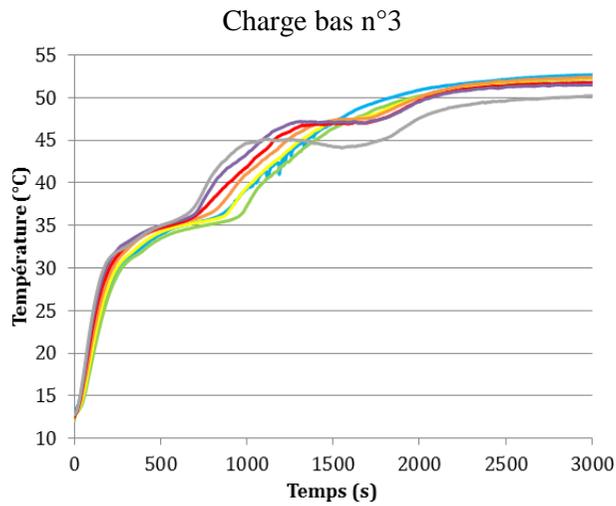
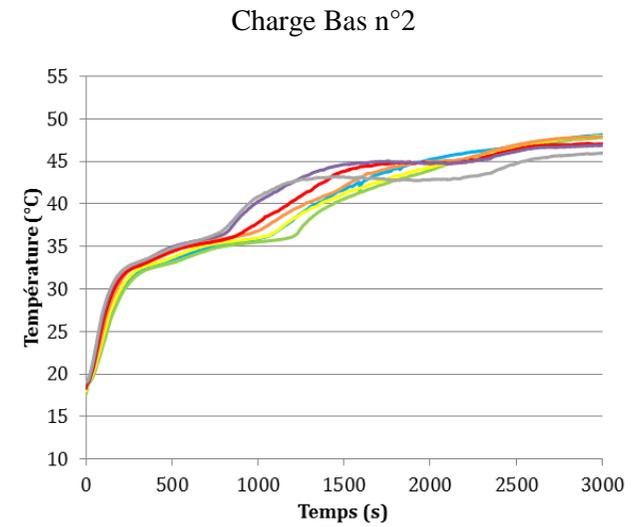
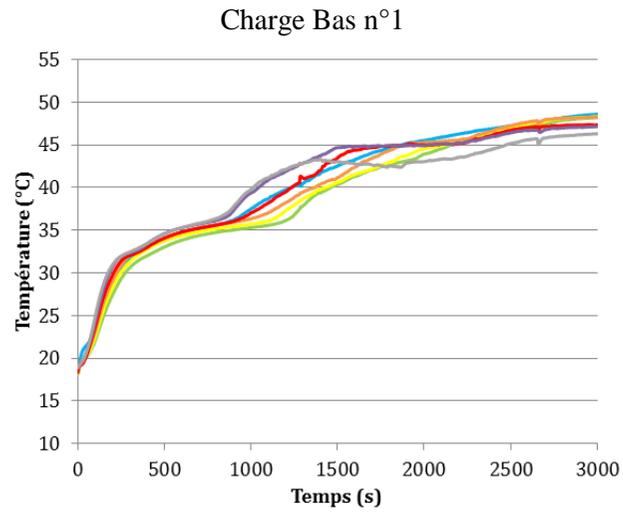
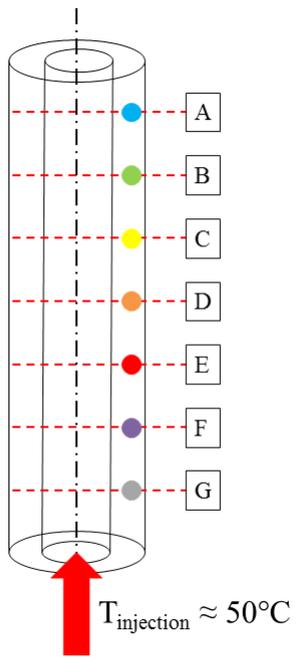


Figure A- 2 : Test de la répétabilité des courbes de température dans le MCP pour la charge par le bas dans le design c

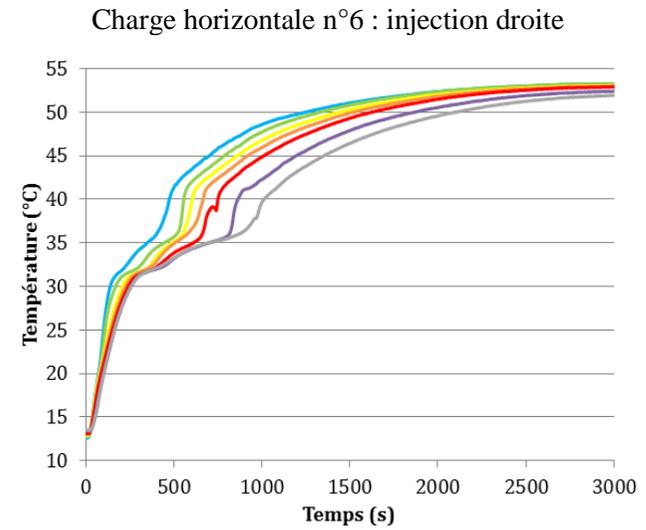
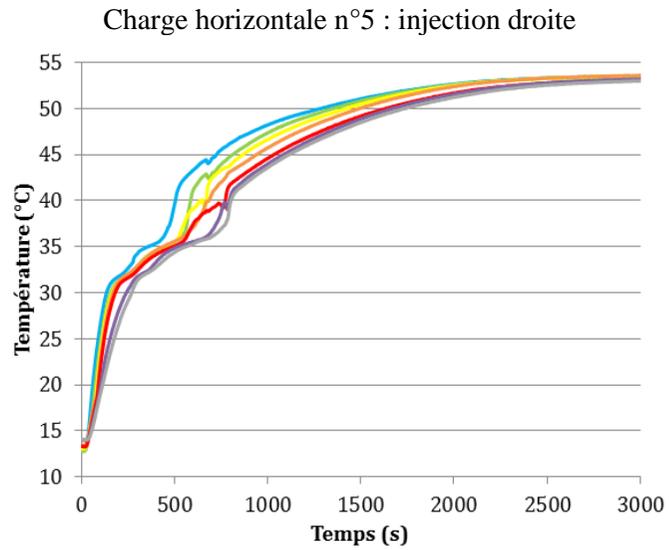
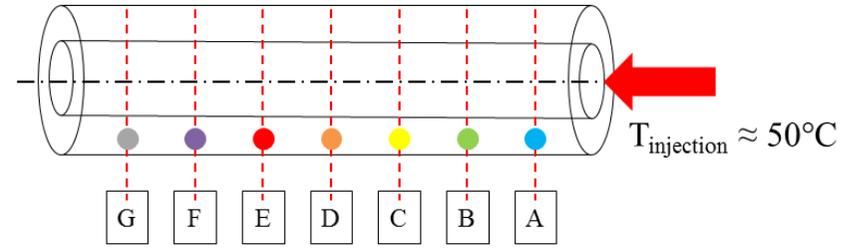
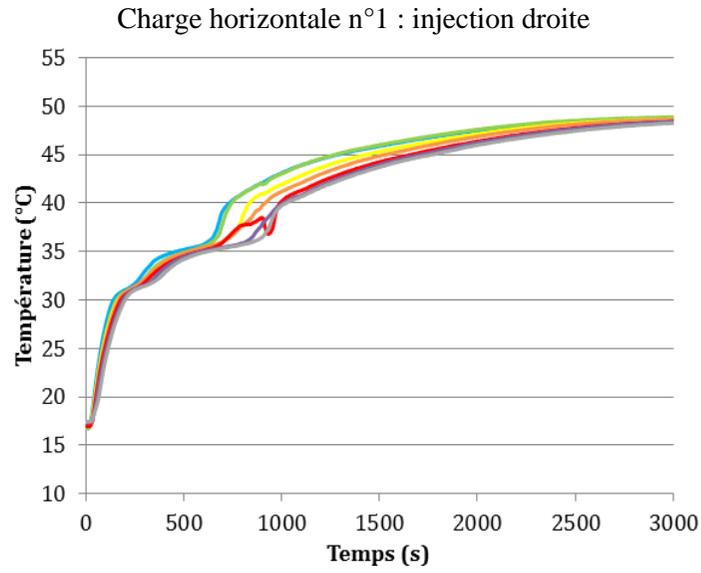


Figure A- 3 : Test de la répétabilité des courbes de température dans le MCP pour la charge horizontale dans le design c

---

## **Annexe III-2      Analyse des profils de température dans le fluide caloporteur**

### **Charge par le bas**

Pour commencer, les courbes de température d'injection et de sortie côté fluide caloporteur sont regroupées sur la Figure A- 4 pour les quatre sections d'essais

Pour ces essais, l'eau est injectée dans la section d'essais par le bas à environ 50 °C. La température de sortie correspond cette fois-ci à la température en haut de l'échangeur.

Pour les trois designs b), c) et d), la température de sortie du fluide caloporteur est bruitée, traduisant un mouvement dans le fluide caloporteur. Ce mouvement est attribué à la convection mixte côté fluide caloporteur. Etant donné que le régime d'écoulement est laminaire et que le fluide chaud est injecté en bas de la section d'essais, une circulation côté fluide caloporteur peut se mettre en place dans le tube. En effet, dans cette situation, le fluide chaud injecté en bas se refroidit en montant dans le tube ce qui est contraire à la gravité, plaçant les fluides chauds plus légers au-dessus des fluides froids plus lourds. La mise en place de la convection mixte mélange ainsi le fluide caloporteur, ce qui contribue à bruite la température de sortie et peut d'autre part limiter l'échange côté fluide caloporteur.

### **Charge à l'horizontale**

Les courbes de la température du fluide caloporteur en entrée et en sortie de la section d'essais pour la charge à l'horizontale en fonction du temps sont présentées sur la Figure A- 5.

Les formes des courbes de la température d'injection sont assez similaires à celles rencontrées lors des charges à la verticale. On notera cependant que pour les designs ailetés, c) et d), les courbes de la température de sortie sont très proches, ce qui laisse penser que le système est assez peu efficace lors d'une charge à l'horizontale.

### **Décharge par le bas**

Les courbes de la température du fluide caloporteur en entrée et en sortie de la section d'essais lors d'une décharge par le bas à 50 °C sont présentées sur la Figure A- 6.

Les courbes de la température de sortie sont encore plus proches que lors des essais de décharge par le haut. Malgré l'incertitude de mesure dans un profil de température laminaire, il semble que les essais de décharge par le bas soient moins performants que les essais de décharge par le haut. Pour les designs c) et d), la température de sortie semble bruitée, ce qui laisse penser que de la convection mixte peut éventuellement se mettre en place côté fluide caloporteur.

### **Décharge à l'horizontale**

Les courbes de température du fluide caloporteur en entrée et en sortie de la section d'essais en fonction du temps sont présentées sur la Figure A- 7 pour les décharges à l'horizontale.

Les courbes présentent une forme similaire à celles de la décharge par le haut. On remarque que pour les designs b) et c), la température de sortie décroît telle une exponentielle inverse jusqu'à la température de sortie. Pour le design d), deux points d'inflexion peuvent être dégagés. Un premier autour de 30 °C qui semble correspondre à la stabilisation de la température de solidification dans le MCP. Un deuxième autour de 22.5 °C qui peut être dû au changement de résistance dans le transfert global lorsque la température du MCP se stabilise à environ 27 °C.

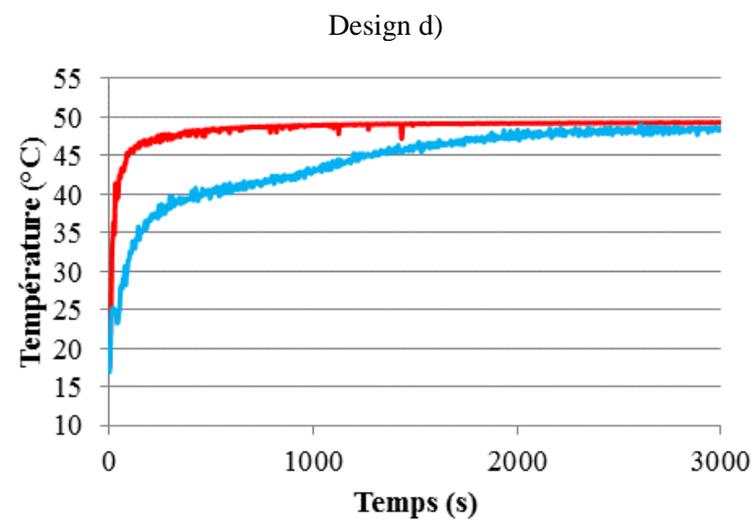
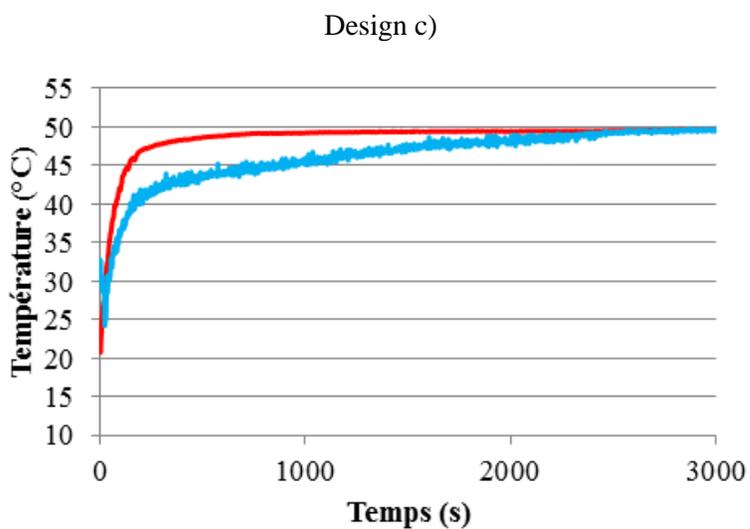
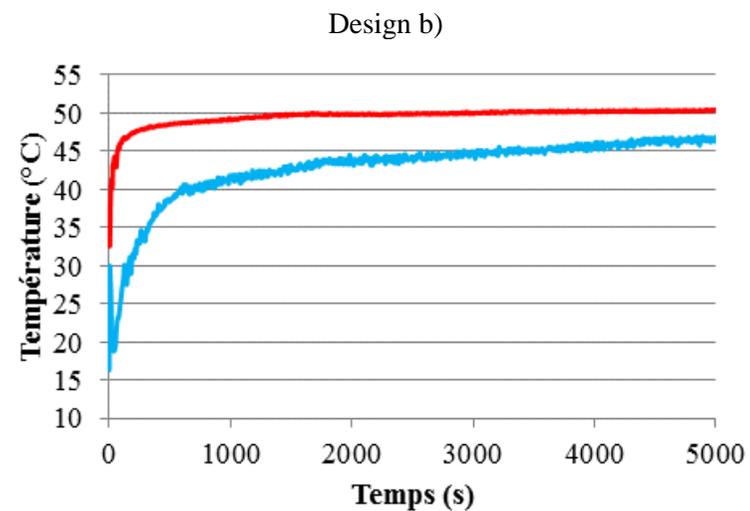
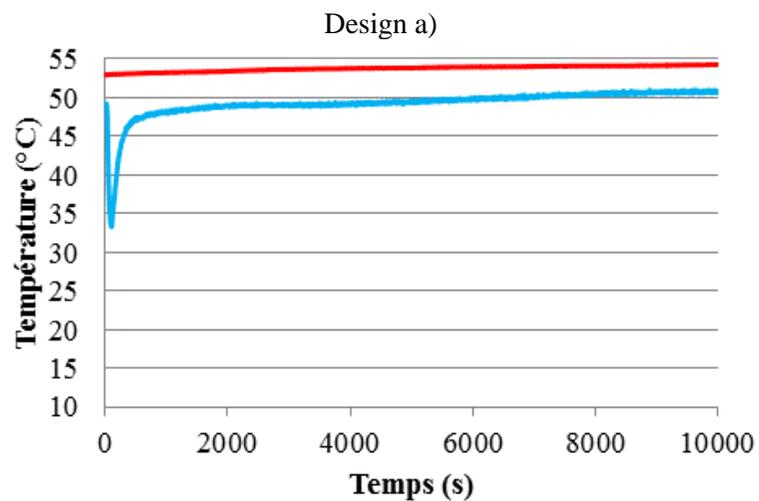
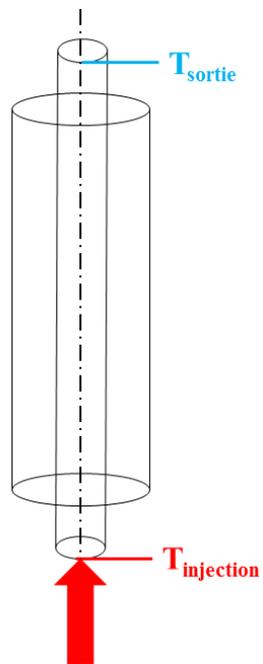


Figure A- 4 : Evolution temporelle de la température d'injection et de sortie du fluide caloporteur lors d'une charge par le bas

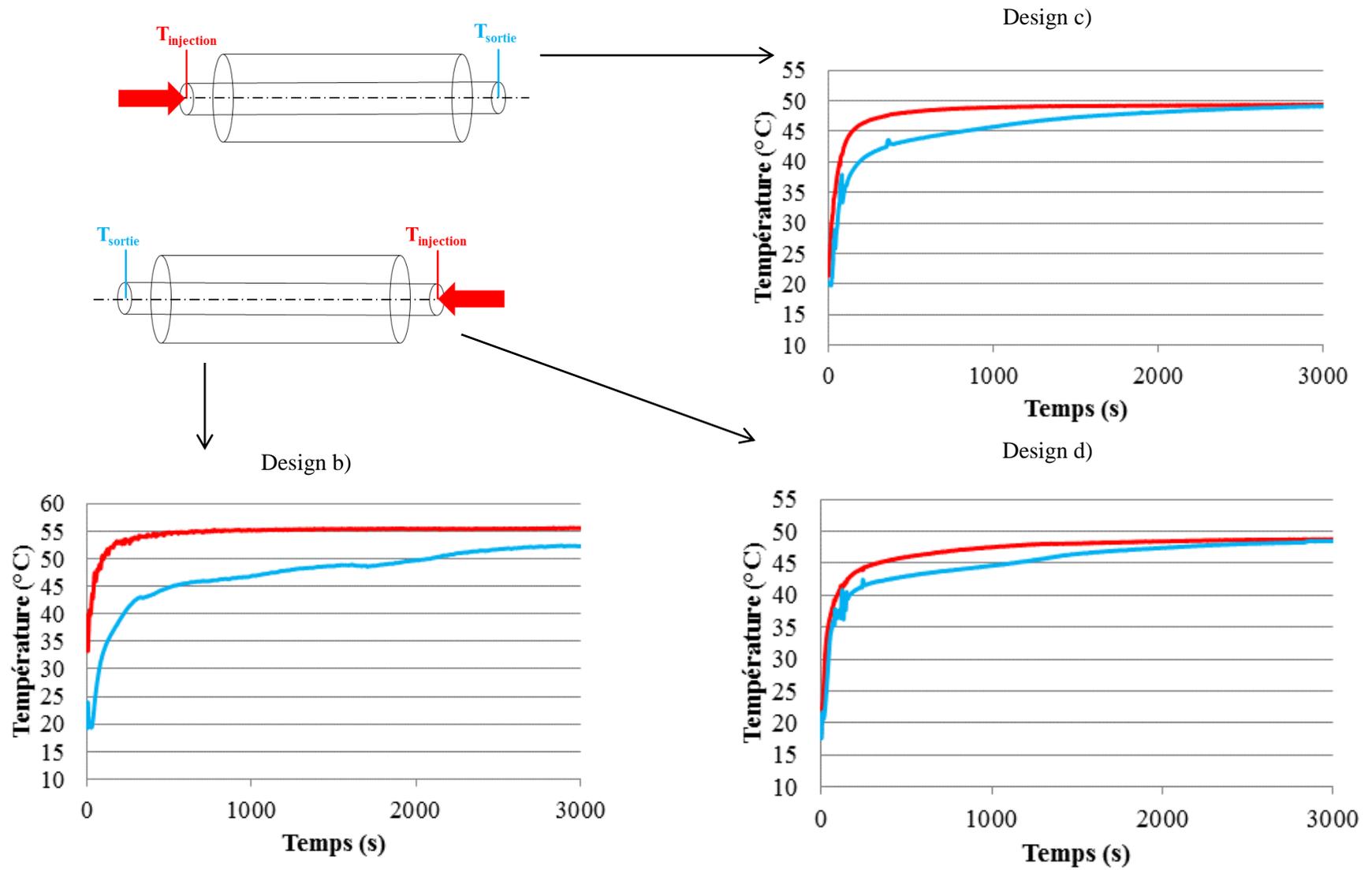


Figure A- 5 : Evolution temporelle de la température d'injection et de sortie du fluide caloporteur lors d'une charge à l'horizontale

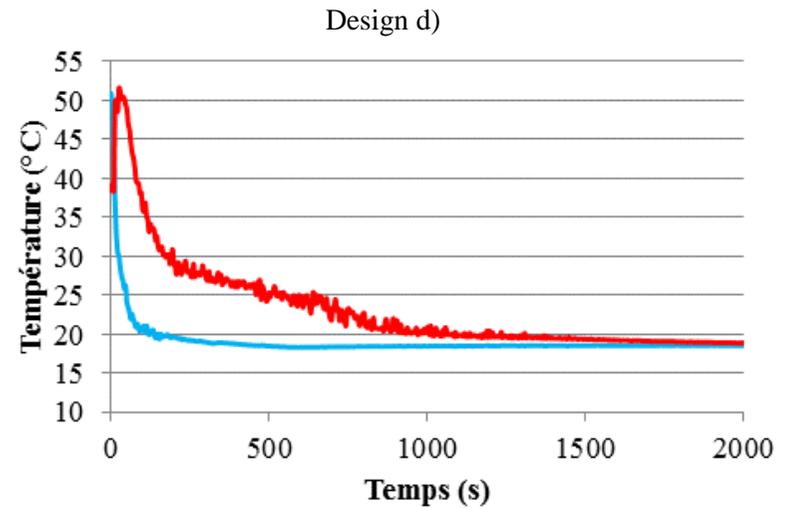
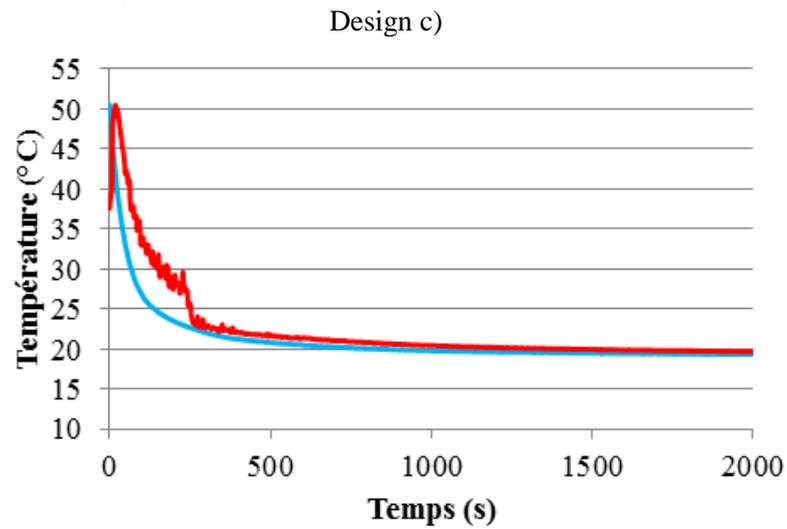
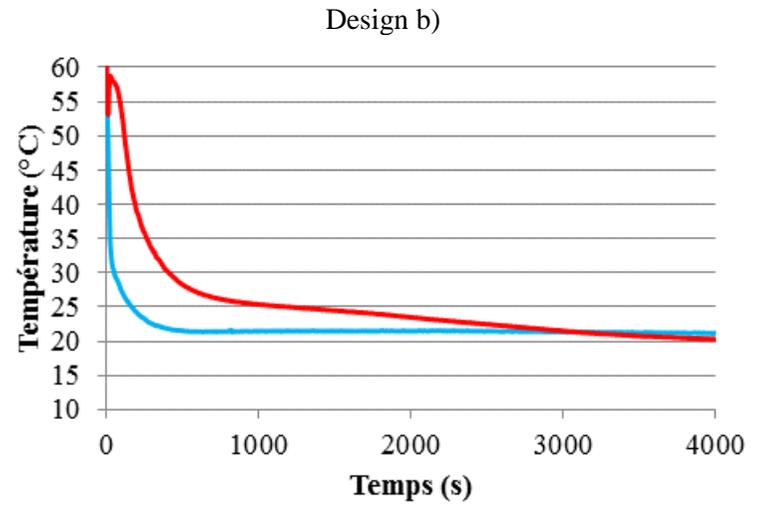
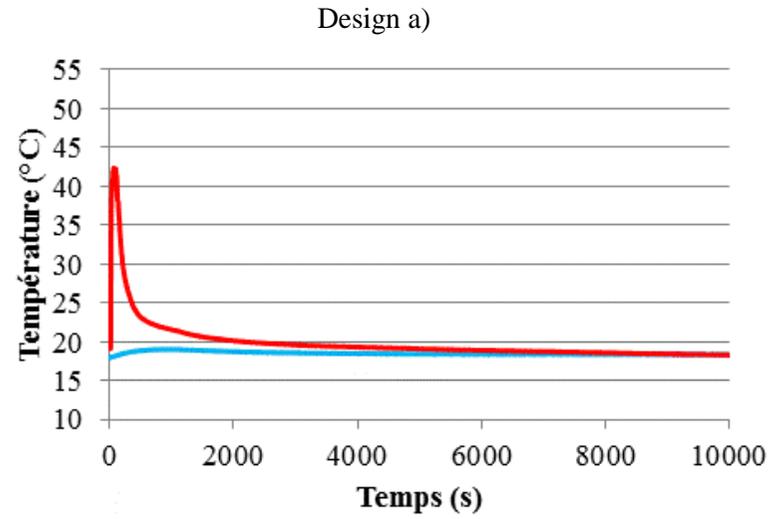
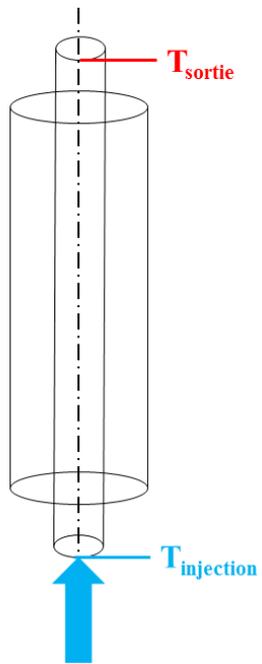


Figure A- 6 : Evolution temporelle de la température d'injection et de sortie d fluide caloporteur lors d'une décharge par le bas

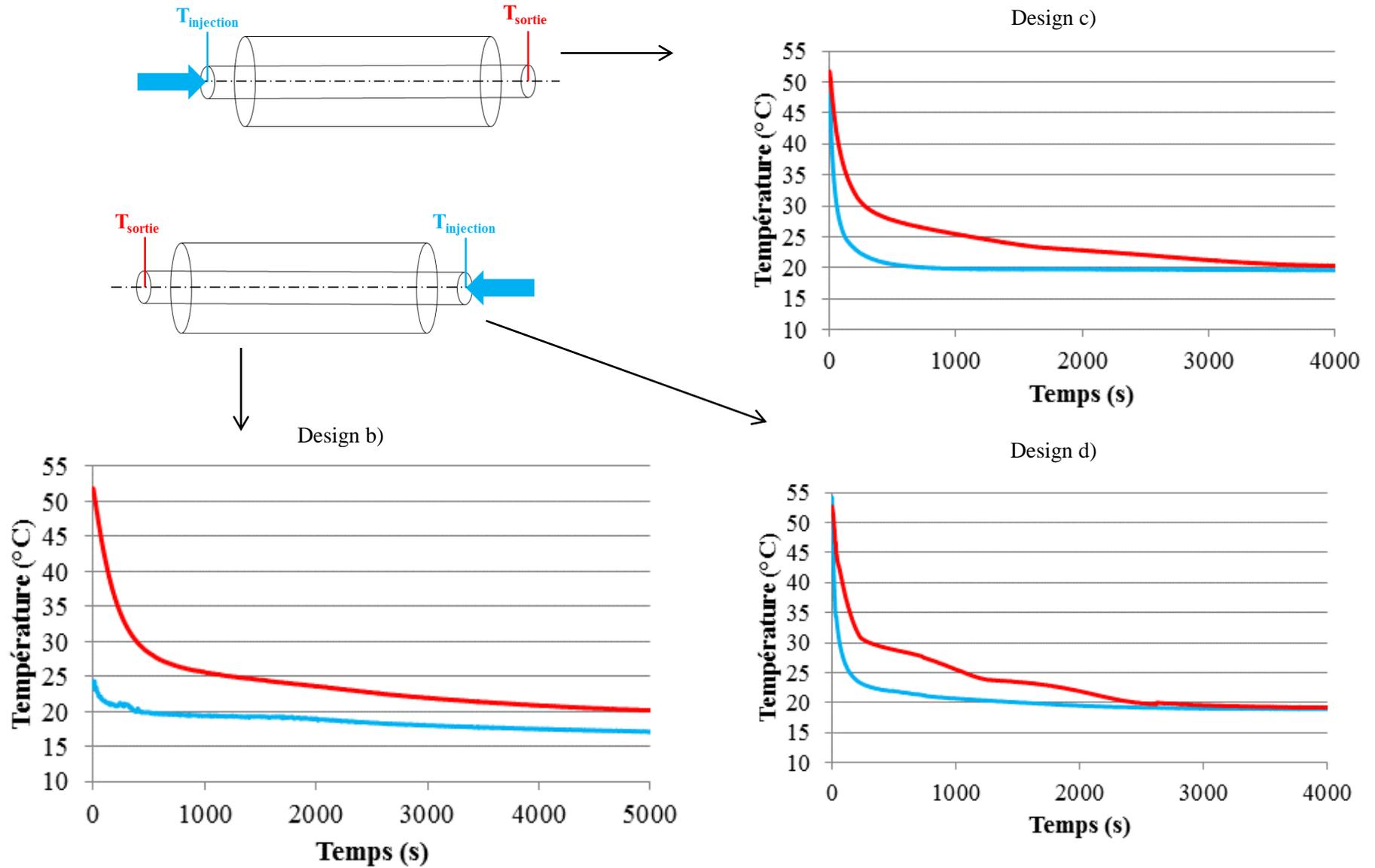
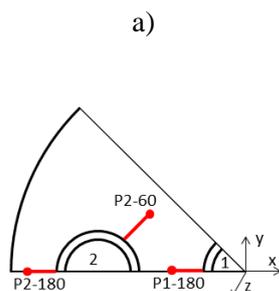


Figure A-7 : Evolution temporelle de la température d'injection et de sortie du fluide caloporteur lors d'une décharge à l'horizontale

### Annexe IV-1 : Position des points utilisés pour faire la comparaison entre les températures expérimentales et les températures numériques

Les points utilisés pour mesurer la température dans les calculs numériques sont répertoriés par leurs noms expliqués sur la Figure A- 8 a). Leurs coordonnées sont précisées dans le tableau sur la Figure A- 8 b).



b)

Nom du point	x (m)	y (m)	z(m) Charge haut	z(m) Décharge bas
<b>A2-60°</b>	-0.0105	0.0060622	0.04	0.36
<b>B1-180°</b>	-0.007	0	0.09	0.31
<b>B2-180°</b>	-0.019	0	0.09	0.31
<b>B2-60°</b>	-0.0105	0.0060622	0.09	0.31
<b>C2-60°</b>	-0.0105	0.0060622	0.14	0.26
<b>D1-180°</b>	-0.007	0	0.19	0.19
<b>D2-60°</b>	-0.0105	0	0.19	0.19
<b>E2-60°</b>	-0.0105	0.0060622	0.26	0.14
<b>F1-180°</b>	-0.0035	0.0060622	0.31	0.09
<b>F2-180°</b>	-0.019	0	0.31	0.09
<b>F2-60°</b>	-0.0105	0.0060622	0.31	0.09
<b>G2-60°</b>	-0.0105	0.0060622	0.36	0.04

Figure A- 8 : a) Schéma d'explication du nom numérique et b) coordonnées exactes des points utilisés pour mesurer la température

**Annexe IV-2 : UDF de température d'injection en charge**

```
DEFINE_PROFILE(unsteady_tempinj, thread, position)
{
    face_t f;
    real t = CURRENT_TIME;

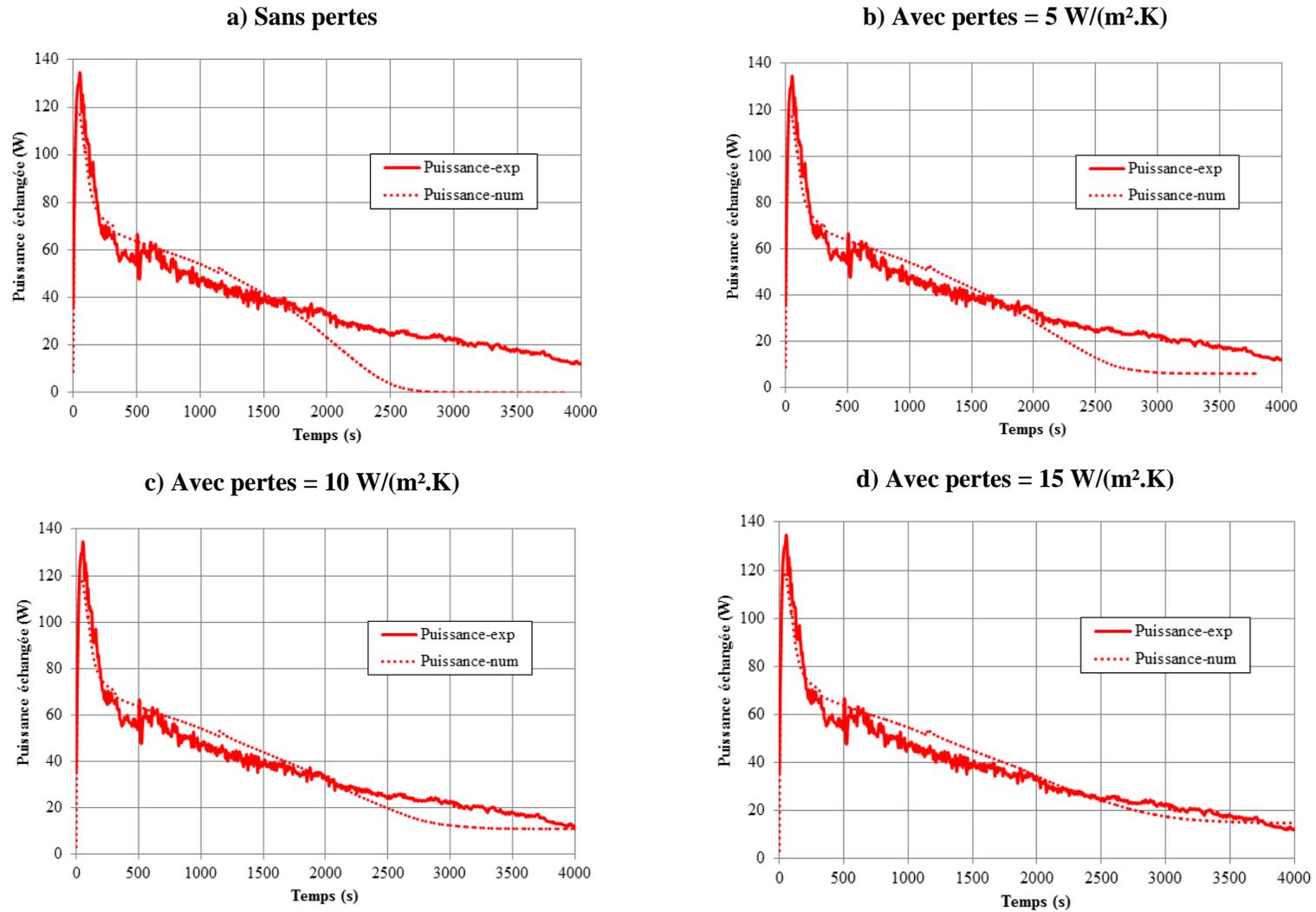
    begin_f_loop(f, thread)
    {
        if (t < 26)
        {
            F_PROFILE(f, thread, position) = -0.01373*pow(t,2)+0.8107*t+294.1571;
        }
        if ((t >= 26) && (t < 52))
        {
            F_PROFILE(f, thread, position) = -0.00071*pow(t,2)+0.2104*t+301.3537;
        }
        if ((t >= 52) && (t < 93.593))
        {
            F_PROFILE(f, thread, position) = -0.00077*pow(t,2)+0.1923*t+302.5213;
        }
        if ((t >= 93.593) && (t < 312))
        {
            F_PROFILE(f, thread, position) = -1.8955*pow(10,-5)*pow(t,2)+2.3126*pow(10,-2)*t+312.1997;
        }
        if ((t >= 312) && (t < 1149.203))
        {
            F_PROFILE(f, thread, position) = -5.4911*pow(10,-6)*pow(t,2)+1.2828*pow(10,-2)*t+313.7964;
        }
        if ((t >= 1149.203) && (t < 4165.203))
        {
            F_PROFILE(f, thread, position) = -4.7623*pow(10,-8)*pow(t,2)+3.5149*pow(10,-4)*t+321.2610;
        }
        if (t >= 4165.203)
        {
            F_PROFILE(f, thread, position) = 1.9696*pow(10,-4)*t+321.3486;
        }
    }
    end_f_loop(f, thread)
}
```

**Annexe IV-3 : UDF de température d'injection en décharge**

```
DEFINE_PROFILE(unsteady_tempinj_dech_bas, thread, position)
{
    face_t f;
    real t = CURRENT_TIME;

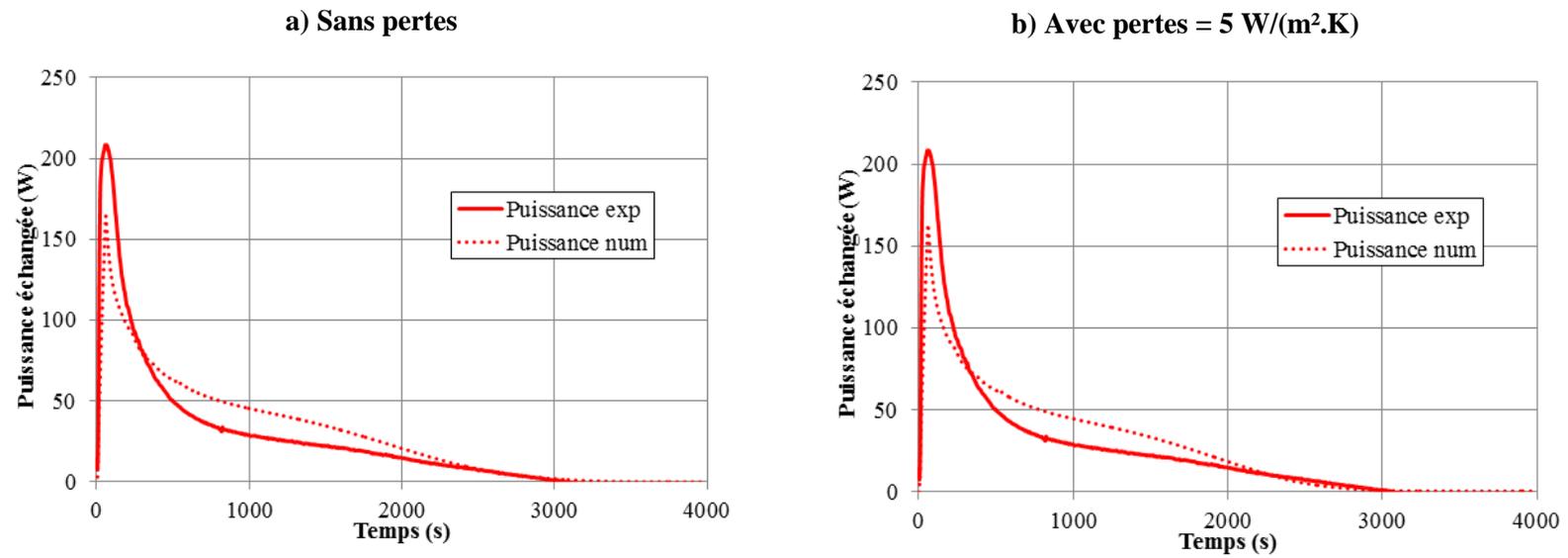
    begin_f_loop(f, thread)
    {
        if (t <= 59.093)
        {
            F_PROFILE(f, thread, position) = -0.49587938*t+331.413;
        }
        if ((t > 59.093) && (t <= 236))
        {
            F_PROFILE(f, thread, position) = -0.03141764*t+303.966562;
        }
        if ((t > 236) && (t <= 376.39))
        {
            F_PROFILE(f, thread, position) = -0.01047795*t+299.024797;
        }
        if ((t > 376.39) && (t <= 516.796))
        {
            F_PROFILE(f, thread, position) = -0.00341866*t+296.367748;
        }
        if (t > 516.796)
        {
            F_PROFILE(f, thread, position) = 294.45;
        }
    }
    end_f_loop(f, thread)
}
```

**Annexe IV-4 : Etude de sensibilité aux pertes thermiques. Courbes de puissance échangée obtenue à la charge par le haut.**



**Figure A- 9 : Analyse de l'impact des pertes thermiques sur les courbes de puissance instantanée lors de la charge par le haut**

**Annexe IV-5 : Etude de sensibilité aux pertes thermiques. Courbes de puissance échangée obtenue à la décharge par le bas**



**Figure A- 10 : Analyse de l'impact des pertes thermiques sur les courbes de puissance instantanée lors de la décharge par le bas**

### Annexe V-1 : Conditions des essais avec ailettes longitudinales utilisés pour la validation de la méthode expérimentale de calcul d'énergie et d'adimensionnement du temps caractéristique

Les essais de charges par le haut et de décharge par le bas réalisés sur la section d'essais à ailettes longitudinales sont présentés dans le Tableau A- 1. On y retrouve les conditions d'essais ainsi que les calculs énergétiques détaillés dans le paragraphe 4 du Chapitre V.

- $T_{\text{initial}}$  et  $T_{\text{final}}$  en °C sont les températures à l'état initial et final et sont calculées à partir des équations (V-11) et (V-12)
- $\dot{m}$  en kg/h, le débit massique du fluide caloporteur donnant une vitesse de 1 cm/s
- $E_{\text{max}}$  en J, l'énergie maximale stockable/restituable pour chaque essai (équation (V-13))
- $P_{\text{opt}}$  en W, la puissance optimale de transfert (équation (V-15))
- $t_{\text{opt}}$  en s, le temps optimal correspondant (équation (V-16))
- $E_{\text{métal}}$  en J, l'énergie sensible stockée/restituée par les parties métalliques (équation (V-9))
- $E(t_{\text{final}})$  en J, l'énergie sensible et latente stockée/restituée dans les parties métalliques et le MCP en fin d'essai (équation (V-10))
- Et la densité énergétique, calculée grâce à l'énergie  $E(t_{\text{final}})$  convertie en kWh divisée par le volume intérieur de la calandre. Pour la section d'essais à ailettes longitudinales, ce volume de référence est égal à 0.498 L.

**Tableau A- 1 : Détails des conditions d'essais et des grandeurs issues du calcul énergétique par maillage expérimental pour le design c) à ailettes longitudinales pour les charges par le haut et les décharges par le bas**

	$T_{\text{initial}}$	$T_{\text{final}}$	$\Delta T$	$\dot{m}$	$E_{\text{max}}$	$P_{\text{max}}$	$t_{\text{opt}}$	$E_{\text{métal}}$	$E(t_{\text{final}})$	$\frac{E(t_{\text{final}})}{V_{\text{cal}}}$
	°C	°C	°C	kg/h	kJ	W	s	kJ	J	kWh/m <sup>3</sup>
<b>Charge n°1</b>	13	53	40	7.2	88.9	336	265	19.8	88.3	49.3
<b>Charge n°2</b>	17	51	34	7.3	83.7	291	288	17.0	83.2	46.5
<b>Charge n°3</b>	16	59	43	7.0	92.0	351	262	21.2	91.1	50.9
<b>Charge n°4</b>	14	54	40	7.4	89.0	344	259	19.7	88.3	49.3
<b>Décharge n°1</b>	54	19	35	7.4	-84.3	301	280	-17.3	-83.9	-46.8
<b>Décharge n°2</b>	53	18	35	7.5	-84.3	308	274	-17.4	-83.9	-46.8
<b>Décharge n°3</b>	59	14	45	7.6	-93.3	392	238	-22.1	-92.8	-51.8
<b>Décharge n°4</b>	59	17	43	7.4	-91.4	368	248	-21.0	-90.8	-50.7

Dans un premiers temps, il est à noter que les températures initiales et finales ne sont pas tout à fait les mêmes d'un essai à l'autre, prouvant la difficulté à répéter les essais bien que le design soit le même et montrant la nécessité de développer un modèle qui soit indépendant des conditions initiales et finales. On remarque ainsi que les charges n°1 et 2 sont plutôt répétables en termes de température finale mais pas en termes de température initiale. La température finale des charges n°3 et 4 n'est pas non plus tout à fait la même. On peut voir que la charge n°1 a des conditions d'essais assez similaires la charge n° 3. Concernant les décharges, on remarque que la répétabilité des températures initiales et finales est respectée entre les deux décharges n°1 et 2 et les deux décharges n°3 et 4. Par ailleurs, les débits de tous les essais sont réalisés à environ 7.5 kg/h à part pour la charge par le haut n°3 qui a un débit de 7 kg/h.

## Annexe V-2 : Conditions des essais avec ailettes circulaires utilisés pour la validation de la méthode expérimentale de calcul d'énergie et d'adimensionnement du temps caractéristique

Les conditions d'essais des charges par le haut et des décharges par le bas réalisées sur la section d'essais à ailettes circulaires sont récapitulées dans le Tableau A- 2. La densité énergétique correspond à l'énergie finale divisée par le volume de référence, c'est-à-dire la somme des volumes de stockage, comme le métal et le MCP. Pour le design à ailettes circulaires, ce volume est de 0.498 L, tout comme pour la section d'essais à ailettes longitudinales. Les débits obtenus donnent à chaque une vitesse d'environ 1 cm/s.

**Tableau A- 2 : Détails des conditions d'essais et des grandeurs issues du calcul énergétique par maillage expérimental pour le design d) à ailettes circulaires lors des charges par le haut et des décharges par le bas**

	$T_{\text{initial}}$	$T_{\text{final}}$	$\Delta T$	$\dot{m}$	$E_{\text{max}}$	$P_{\text{max}}$	$t_{\text{opt}}$	$E_{\text{métal}}$	$E(t_{\text{final}})$	$\frac{E(t_{\text{final}})}{V_{\text{cal}}}$
	°C	°C	°C	kg/h	kJ	W	s	kJ	kJ	kWh/m <sup>3</sup>
<b>Charge n°1</b>	15	50	36	7.2	87.3	299	292	14.6	86.7	48.4
<b>Charge n°2</b>	19	50	31	7.2	82.9	258	321	12.6	82.3	45.9
<b>Charge n°3</b>	17	54	37	7.2	89.1	314	283	15.3	88.4	49.3
<b>Charge n°4</b>	20	57	36	7.5	88.3	318	277	14.9	87.6	48.9
<b>Décharge n°1</b>	55	21	35	7.3	-86.3	294	294	-14.1	-85.6	-47.8
<b>Décharge n°2</b>	57	21	36	7.2	-87.7	302	290	-14.8	-87.0	-48.6
<b>Décharge n°3</b>	62	15	47	7.5	-97.2	406	240	-19.1	-96.5	-53.9
<b>Décharge n°4</b>	63	17	47	7.4	-97.2	401	243	-19.1	-96.3	-53.7
<b>Décharge n°5</b>	64	18	46	7.5	-96.5	403	239	-18.8	-95.7	-63

De même que pour le design à ailettes longitudinales, les charges n°1 et 2 présentent des températures finales similaires mais des températures initiales légèrement différentes. Pour les charges n°3 et 4, les températures initiales et finales sont différentes mais la différence entre les deux est égale à 37 °C dans les deux cas.

Pour les décharges n°1 et n°2, les températures finales sont identiques alors que l'on relève un écart de 2 °C pour les températures initiales. Au contraire, pour les décharges n°3, 4 et 5, les températures initiales et finales sont disparates mais la différence de température entre l'état finale est de 47 ou 46 °C.

### Annexe V-3 : Conditions des essais utilisés dans le paragraphe Chapitre V6 pour comparer les essais entre eux

Les caractéristiques des charges par le haut sélectionnées sont synthétisées dans le Tableau A-3.

**Tableau A-3 : Détails des conditions d'essais et des grandeurs issues du calcul énergétique par maillage expérimental lors d'une charge par le haut à 50 °C**

	$T_{\text{initial}}$	$T_{\text{final}}$	$\Delta T$	$\dot{m}$	$E_{\text{max}}$	$P_{\text{max}}$	$t_{\text{opt}}$	$E_{\text{metal}}$	$E(t_{\text{final}})$	$\frac{E(t_{\text{final}})}{V_{\text{cal}}}$	$\alpha$
	°C	°C	°C	kg/h	kJ	W	s	kJ	kJ	kWh/m <sup>3</sup>	W/(m <sup>2</sup> .K)
<b>a</b>	22	54	31	6.68	96.2	243	395	8.9	93.6	49.2	190
<b>b</b>	14	49	36	6.64	110.4	274	402	6.0	108.4	57.0	325
<b>c</b>	17	51	34	7.26	83.7	291	288	17.0	83.2	46.5	206
<b>d</b>	19	50	31	7.23	82.9	258	321	12.6	82.3	45.9	199

Les caractéristiques des décharges par le bas sélectionnées sont récapitulées dans le Tableau A-4.

**Tableau A-4 : Détails des conditions d'essais et des grandeurs issues du calcul énergétique par maillage expérimental pour les designs a, c et d lors d'une décharge par le bas à 20 °C**

	$T_{\text{initial}}$	$T_{\text{final}}$	$\Delta T$	$\dot{m}$	$E_{\text{max}}$	$P_{\text{max}}$	$t_{\text{opt}}$	$E_{\text{metal}}$	$E(t_{\text{final}})$	$\frac{E(t_{\text{final}})}{V_{\text{cal}}}$	$\alpha$
	°C	°C	°C	kg/h	kJ	W	s	kJ	kJ	kWh/m <sup>3</sup>	W/(m <sup>2</sup> .K)
<b>a</b>	49	18	31	6.55	-95.8	236	405	-8.8	-90.0	47.3	186
<b>b</b>	59	18	40.6	6.37	-115.0	301	382	-6.9	-113.0	59.4	549
<b>c</b>	54	19	35	7.37	-84.3	301	280	-17.3	-83.9	46.8	188
<b>d</b>	55	21	35	7.30	-86.3	294	294	-14.1	-85.6	47.8	186

### Annexe VI-1 : Propriétés thermo-physiques de l'huile Thermal HL 40

Les propriétés thermo-physiques de l'huile Thermal HL40 sont synthétisées dans le Tableau A- 5. La capacité calorifique a été mesurée au CEA sur le calorimètre C80 de la marque Setaram. La conductivité thermique a également été mesurée au CEA sur un conductimètre.

Tableau A- 5 : Caractéristiques de l'huile thermique Thermal HL40

Symbole	Valeur moyenne	Unité	Précisions
$\rho$	930	kg/m <sup>3</sup>	
$\nu$	2.15E-06	m <sup>2</sup> :s	
$\lambda$	0.12	W/(m.K)	$\lambda$ [W/(m.K)] = $3.20 \cdot 10^{-7} T^2 - 3.94 \cdot 10^{-4} T + 1.67 \cdot 10^{-1}$ pour T compris entre 20 et 200 °C
$\mu$	2.00E-03	Pa.s	
$C_p$	1903	J/(kg.K)	$C_p$ huile [J/(g.K)] = $5.18 \cdot 10^{-7} T^2 + 1.72 \cdot 10^{-3} T + 1.64$ pour T compris entre 20 et 200 °C

# Liste des figures et tableaux

## Figures

Figure I-1 : Distribution des besoins en chaleur entre 0 et 100 °C et entre 100 et 200 °C dans l'industrie [2].....	1
Figure I-2 : Répartition des gisements de RTI par température et type d'effluents [1].....	2
Figure I-3 : a) Répartition par secteur a) et par niveaux de température b) des gisements de rejets thermiques industriels à plus de 100 °C [1] .....	3
Figure I-4 : Schéma simplifié des différentes valorisations de la chaleur fatale sous forme d'énergie thermique, électrique ou mécanique. Schéma inspiré du rapport de l'ADEME [1].....	4
Figure I-5 : Schéma de l'installation de stockage latent utilisé dans le projet ITES [3] .....	6
Figure II-1 : Graphe de la température-enthalpie présentant l'énergie stockée dans un système de stockage latent en comparaison avec un système de stockage sensible [4].....	10
Figure II-2 : Camion- stockeur avec échangeur à contact direct rempli d'érythritol, utilisé comme MCP et d'huile thermique, utilisée comme fluide caloporteur, servant à l'alimentation des réseaux de chaleur au Japon [14] .....	15
Figure II-3 : Camion-stockeur de la société Latherm [16] .....	16
Figure II-4 : Intérieur du système de stockage mobile développé pour alimenter un réseau de chaleur urbain avec de la chaleur fatale industrielle en Suède [17] .....	16
Figure II-5 : Prototype de batterie thermique à MCP développée par la société Stiral [18] .....	17
Figure II-6 : Système de stockage de chaleur pour réduire la charge du brûleur d'appoint d'une turbine à gaz : implantation du système de stockage sur le procédé a), [19].....	18
Figure II-7 : Classification des MCP proposée par Abhat [25].....	20
Figure II-8 : Comparaison des MCP entre eux en fonction de leur température de fusion et leur chaleur latente en MJ/m <sup>3</sup> : a) classement par famille [10], b) quelques exemples de composés [50].....	25
Figure II-9 : Coût par rapport à la température de fusion des différents MCP [50] .....	26
Figure II-10 : Pistes d'amélioration du transfert thermique dans les systèmes de stockage latent.....	28
Figure II-11 : Anneaux de Lessing utilisés comme intensificateur thermique dans les MCP [51] .....	29
Figure II-12 : Exemple de structure métallique avec fibres de carbone disposées entre des tubes à la verticale [52] .....	30
Figure II-13 : Structures avec fibres de carbone dispersées entre des tubes verticaux (a) ou organisées (b) [53].....	30
Figure II-14 : Mousse de cuivre à imprégner de MCP [56] .....	31
Figure II-15 : a) Echangeur à faisceau de tubes testé avec de l'eau en tant que MCP et comparé à un échangeur plongé dans une mousse en aluminium et b) coefficient d'échange global pour les deux systèmes à la solidification [60] .....	32
Figure II-16 : MCP associé à du graphite pour faire un matériau composite, (a) [63], (b) [52] .....	33
Figure II-17 : Chaleur latente (à gauche) et conductivité thermique (à droite) d'un matériau composite en fonction de la quantité de graphite [62].....	33
Figure II-18 : Conductivité thermique de deux matériaux composites fabriqués avec trois méthodes différentes (I), (II) et (III) [65] .....	34
Figure II-19 : Unité de stockage avec MCP multiples : exemple de combinaison utilisée par F. Dinter <i>et al.</i> [70] .....	35
Figure II-20 : a) Configuration des différents tests réalisés et b) vue de l'échangeur utilisé par G. Peiro <i>et al.</i> [73] pour montrer l'efficacité d'une association de MCP en cascade dans un système de stockage latent .....	35
Figure II-21 : Comparaison d'un système de stockage latent avec simple MCP et d'un système en cascade : a) comparaison des températures en sortie d'échangeur, b) comparaison des efficacités [73] .....	36
Figure II-22 : Racleurs en translation mis en place autour de tubes horizontaux [77].....	37
Figure II-23 : Racleur autour de tubes horizontaux (à droite) et dimensions du système de stockage actif (à gauche) [79] .....	38
Figure II-24 : Echangeur à surface raclée en rotation interne [80].....	38
Figure II-25 : Echangeur à double vis développé pour un système de stockage dynamique [81].....	39

Figure II-26 : Echangeur avec recirculation du MCP dans des tubes en U à double enveloppe imaginé par N.H.S. Tay <i>et al.</i> [82].....	39
Figure II-27 : Profils microscopiques de différentes microcapsules fabriquées par a) Séchage en spray, b) Coacervation, c) Polymérisation in situ [84].....	41
Figure II-28 : Schéma de l'installation pilote de 5 m <sup>3</sup> avec paraffine micro-encapsulée et dispersée dans de l'eau utilisée par L. Vorbeck <i>et al.</i> [87] .....	41
Figure II-29 : Diagramme de phase en fonction de la composition du mélange NaOH/NaNO <sub>3</sub> [77] ..	42
Figure II-30 : Design d'échangeur eau-eutectique dilué imaginé par A. Mathur <i>et al.</i> [88] .....	43
Figure II-31 : Installation développée par T. Nomura <i>et al.</i> [90] avec échangeur à contact direct .....	44
Figure II-32 : Container à lit fixe avec capsules de MCP [91].....	45
Figure II-33 : Différentes géométries utilisées pour la macro-encapsulation .....	46
Figure II-34 : Images prises toutes les cinq minutes lors de la fusion d'une paraffine dans une capsule cylindrique : en blanc, la phase solide et en noir, la phase liquide [94].....	47
Figure II-35 : Evolution du temps complet de fusion dans une capsule cylindrique en aluminium pour différents rayons et nombres de Stefan [94].....	47
Figure II-36 : Echangeurs de chaleur remplis de MCP comparés à l'horizontale par M. Medrano <i>et al.</i> [96] .....	50
Figure II-37 : Puissances thermiques normalisées échangées à la charge et à la décharge pour différents types d'échangeurs testés par M. Medrano <i>et al.</i> [96] .....	51
Figure II-38 : a) Dispositif expérimental utilisé par Ismail <i>et al.</i> [97] pour observer les fronts de solidification autour d'ailettes transverses placées à l'horizontale, b) Effet de l'augmentation du diamètre des ailettes circulaires sur la masse solidifiée .....	52
Figure II-39 : a) Domaine utilisé pour l'étude 3D des ailettes circulaires par J. Kragbaek <i>et al.</i> [98] et b) coupes sélectionnées entre les ailettes circulaires pour le traitement des résultats .....	53
Figure II-40 : Fraction liquide lors d'une solidification à t = 60 min autour d'un tube avec des ailettes circulaires en acier. De gauche à droite, coupes Nord, Nord-Est, Est, Sud-Est et Sud [98].....	53
Figure II-41 : a) Evolution de la fraction liquide et b) densité de flux en décharge en fonction du temps pour les deux types d'ailettes étudiés [98] .....	54
Figure II-42 : Comparaison expérimentale des performances d'échangeurs avec des ailettes transverses en graphite et en acier avec un échangeur à tubes lisses en charge [63] .....	55
Figure II-43 : Image de la solidification d'une paraffine entre des ailettes transverses en aluminium développées par J.N.W. Chiu <i>et al.</i> [99].....	56
Figure II-44 : Echangeur avec ailettes circulaires en cuivre testé par N.H.S. Tay <i>et al.</i> [100] pour valider un modèle CFD en décharge .....	57
Figure II-45 : Echangeurs ailetés comparés à l'horizontale avec de l'érythritol en tant que MCP et de l'eau et huile en tant que fluide caloporteur [101] .....	58
Figure II-46 : Cartes des températures dans un tube lisse, un tube avec ailettes circulaires et un tube avec ailettes longitudinales réalisées par Agyenim <i>et al.</i> [101] .....	58
Figure II-47 : 1) Différents designs étudiés numériquement par S. Mat <i>et al.</i> [103] a) tube triple sans ailettes b) tube triple avec ailettes internes c) tube triple avec ailettes externes d) tube triple avec ailettes internes et externes, 2) banc d'essai utilisé pour valider le modèle numérique .....	59
Figure II-48 : Fraction liquide en fonction du temps calculée pour un échangeur à double enveloppe avec ailettes internes et externes (trait continu) et un échangeur à double enveloppe à tube lisse (trait pointillé) [103].....	60
Figure II-49 : Fraction liquide à différents moments d'une fusion dans des échangeurs ailetés longitudinalement à l'horizontale [104] Bleu = solide.....	61
Figure II-50 : Design du tube en laiton avec ailettes longitudinales et comparaison des temps de fusion par rapport à un tube lisse [105].....	62
Figure II-51 : Types d'ailettes testées par A. Sciacovelli <i>et al.</i> [106] en décharge par un modèle CFD en régime transitoire.....	63
Figure II-52 : Schéma protocole expérimental utilisé par E.M. Sparrow <i>et al.</i> [108] pour analyser l'impact des ailettes longitudinales lors d'une solidification .....	64
Figure II-53 : Masse solidifiée au cours du temps autour d'un tube en cuivre aileté longitudinalement lors d'essais contrôlés par la conduction (courbes du haut) ou par la convection naturelle (courbes du bas) et pour deux températures de fluide caloporteur, T <sub>fusion</sub> + 27,8°C (trait continu) ou T <sub>fusion</sub> + 13,9 °C (trait pointillé) [108].....	65

Figure II-54 : Prototype de stockage pour une installation de refroidissement solaire construit sur le toit de l'université de Lleida en Espagne [109].....	66
Figure II-55 : Géométries d'échangeur testées dans l'installation de stockage de l'université de Lleida [109] .....	66
Figure II-56 : Puissance transférée à la charge (en noir) et température de MCP (en bleu) pour deux géométries d'échangeur : faisceau de tubes avec ailettes (trait pointillé) et sans (trait plein) [109] .....	67
Figure II-57 : Design développé par A. Castell <i>et al.</i> [110] pour le stockage de froid dans les MCP ..	67
Figure II-58 : Différentes configurations d'échangeurs avec tubes en U modélisées sous Fluent par J.C. Kurnia <i>et al.</i> [114] Les designs sont nommés ainsi par l'auteur : a) U-tube b) Inline fins c) Staggered fins d) Festoon design.....	68
Figure II-59 : Front de fusion, températures et vitesses durant une charge dans les échangeurs modélisés par J.C. Kurnia <i>et al.</i> à $t = 300$ s [114] .....	69
Figure II-60 : Fraction liquide moyenne en fonction du temps dans les échangeurs a (U-tube), b (Inline fins), c (Staggered fins) et d (Festoon) modélisés par J.C. Kurnia <i>et al.</i> [114] lors d'une charge a) et d'une décharge b).....	70
Figure III-1 : Photographie de l'installation expérimentale à basse température.....	74
Figure III-2 : Schéma de principe de l'installation expérimentale à basse température.....	74
Figure III-3 : Photographies des 4 sections d'essais testées sur l'installation expérimentale .....	76
Figure III-4 : a) Schéma de principe de la section d'essais, b) dimensions caractéristiques des quatre sections d'essais sélectionnées .....	77
Figure III-5 : Photographie de la section d'essais ailettes circulaires en cuivre avant mise en place de la calandre : détails des raccords et passages étanches .....	77
Figure III-6 : Instrumentation des sections d'essais : Tube Lisse a), Faisceau de tubes b), Ailettes longitudinales en acier c) et Ailettes circulaires en cuivre d).....	79
Figure III-7 : Photographies de thermocouples positionnés dans les sections d'essais Tube lisse a), Faisceau de tubes b), Ailettes longitudinales en acier c), Ailettes circulaires en cuivre d).....	80
Figure III-8 : Aspect du RT35-HC. Blanc = phase solide. Transparent = phase liquide. ....	81
Figure III-9 : Différents types de capteurs utilisés sur les calorimètres et DSC.....	82
Figure III-10 : Capacité calorifique équivalente du RT35-HC mesurée avec un micro-DSC-7-evo pour deux vitesses de chauffe et refroidissement ( $0.01^\circ\text{C}/\text{min}$ : traits pointillés ; $0.05^\circ\text{C}/\text{min}$ : traits pleins) .....	82
Figure III-11 : Evolution temporelle de la courbe de flux pour la solidification du RT35-HC à $0.05^\circ\text{C}/\text{min}$ .....	83
Figure III-12 : Enthalpie spécifique du RT35-HC mesurée avec une micro-DSC-7-evo pour deux vitesses de chauffe et refroidissement ( $0.01^\circ\text{C}/\text{min}$ : traits pointillés ; $0.05^\circ\text{C}/\text{min}$ : traits pleins).....	83
Figure III-13 : Analyse de la courbe d'enthalpie spécifique pour la fusion du RT35-HC à $0.05^\circ\text{C}/\text{min}$ , 1) et la solidification à $0.05^\circ\text{C}/\text{min}$ , 2) .....	84
Figure III-14 : Configurations d'injection possibles durant les essais .....	86
Figure III-15 : Evolution temporelle des fronts de fusion lors d'une charge par le haut .....	90
Figure III-16 : Evolution temporelle de la température d'injection et de sortie du fluide caloporteur lors d'une charge par le haut .....	92
Figure III-17 : Evolution temporelle de la température du MCP en fonction de la position axiale lors d'une charge par le haut .....	94
Figure III-18 : Evolution temporelle des fronts de fusion lors d'une charge par le bas.....	99
Figure III-19 : Evolution temporelle de la température du MCP en fonction de la position axiale lors d'une charge par le bas.....	101
Figure III-20 : Evolution temporelle des fronts de fusion lors d'une charge à l'horizontale .....	104
Figure III-21 : Evolution de la température dans le design b) en fonction de la position angulaire autour du tube central 1), dans l'espace inter-tube 2) et à la périphérie 3), ainsi qu'une comparaison entre les trois, 4).....	105
Figure III-22 : Evolution temporelle de la température du MCP en fonction de la position axiale lors d'une charge à l'horizontale .....	106
Figure III-23 : Evolution temporelle des fronts de solidification lors d'une décharge par le haut.....	111
Figure III-24 : Evolution temporelle de la température d'injection et de sortie du fluide caloporteur lors d'une décharge par le haut.....	113
Figure III-25 : Evolution temporelle de la température du MCP en fonction de la position axiale lors d'une décharge par le haut.....	114

Figure III-26 : Evolution temporelle des fronts de solidification lors d'une décharge par le bas .....	119
Figure III-27 : Evolution temporelle de la température du MCP en fonction de la position axiale lors d'une décharge par le bas .....	120
Figure III-28 : Evolution temporelle des fronts de solidification lors d'une décharge à l'horizontale	123
Figure III-29 : Evolution temporelle de la température du MCP en fonction de la position axiale lors d'une décharge à l'horizontale .....	124
Figure III-30 : Evolution de la température dans le design b) en fonction de la position angulaire autour du tube central 1), dans l'espace inter-tube 2) et à la périphérie 3), ainsi qu'une comparaison entre les trois, 4) .....	125
Figure IV-1 : Schéma de présentation de la modélisation réalisée sur Fluent avec la section d'essais à faisceau de tubes .....	139
Figure IV-2 : Présentation du domaine utilisé pour la modélisation du changement de phase solide-liquide dans la section d'essais à faisceau de tubes .....	140
Figure IV-3 : Position des thermocouples utilisés pour les comparaisons des températures expérimentales et numériques .....	141
Figure IV-4 : Détails du maillage surfacique utilisé en charge et en décharge pour la section d'essais à faisceau de tubes et caractéristiques correspondantes .....	142
Figure IV-5 : Forme de la courbe d'enthalpie spécifique en fonction de la température lors du changement de phase d'un corps pur a) et d'un mélange binaire b) .....	143
Figure IV-6 : Capacité calorifique équivalente de la paraffine RT35-HC pour différentes vitesses de chauffe et mesurées sur le C80 (en orange) et le micro-DSC-7 (en rouge). La courbe noire est celle utilisée dans Fluent .....	144
Figure IV-7 : Différences observées sur la forme des courbes de capacité calorifique équivalente en fonction de la répartition du produit dans le creuset de mesure [127] .....	144
Figure IV-8 : Influence de la vitesse de chauffe sur la forme des courbes de capacité calorifique équivalente observée par Kousksou <i>et al.</i> [127] .....	145
Figure IV-9 : Schéma du distributeur d'injection de la section d'essais à faisceau de tubes .....	146
Figure IV-10 : Profils de vitesse en sortie du distributeur injectés en entrée de la section d'essais à faisceau de tubes .....	147
Figure IV-11 : Comparaison entre la température d'injection expérimentale et numérique en a) charge par le haut et b) décharge par le haut .....	148
Figure IV-12 : Analyse de l'impact des pertes thermiques sur les courbes de température de fluide caloporteur lors de la charge par le haut .....	150
Figure IV-13 : Analyse de l'impact des pertes thermiques sur les courbes de température du MCP autour du tube central lors de la charge par le haut .....	151
Figure IV-14 : Analyse de l'impact des pertes thermiques sur les courbes de température du MCP entre les tubes périphériques lors de la charge par le haut .....	152
Figure IV-15 : Analyse de l'impact des pertes thermiques sur les courbes de température du MCP en périphérie de la section d'essais lors de la charge par le haut .....	153
Figure IV-16 : Schéma expliquant la valeur anormalement élevée du coefficient d'échange avec l'extérieur dans le calcul numérique .....	154
Figure IV-17 : Analyse de l'impact des pertes thermiques sur les courbes de température de fluide caloporteur lors de la décharge par le bas .....	156
Figure IV-18 : Analyse de l'impact des pertes thermiques sur les courbes de température du MCP autour du tube central lors de la décharge par le bas .....	156
Figure IV-19 : Analyse de l'impact des pertes thermiques sur les courbes de température du MCP entre les tubes périphériques lors de la décharge par le bas .....	157
Figure IV-20 : Analyse de l'impact des pertes thermiques sur les courbes de température du MCP en périphérie de la section d'essais lors de la décharge par le bas .....	157
Figure IV-21 : Comparaison des températures du MCP autour du tube central pour un calcul conductif (tirets) et un calcul avec convection naturelle (pointillés) avec les courbes de températures expérimentales (traits pleins) lors de la charge par le haut .....	159
Figure IV-22 : Ecart de température entre le calcul tenant compte de la convection naturelle et le calcul purement conductif pour trois thermocouples situés autour du tube central à trois positions axiales différentes .....	160
Figure IV-23 : Comparaison des profils de température lors d'une charge par le haut pour le calcul avec convection naturelle (en haut) et pour le calcul purement conductif (en bas) à différents temps	161

Figure IV-24 : Champs de température à l'intérieur de la section d'essais obtenus par le calcul avec convection naturelle pour quatre temps très proches lors d'une charge par le haut .....	162
Figure IV-25 : Température (à gauche) et fraction liquide (à droite) au plan $z = 0.1$ m à $t = 1600$ s lors du calcul tenant compte de la convection naturelle pour une charge par le haut .....	163
Figure IV-26 : Température (à gauche) et fraction liquide (à droite) au plan $z = 0.1$ m à $t = 1300$ s lors du calcul purement conductif pour une charge par le haut.....	163
Figure IV-27 : Comparaison des fronts de fusion lors d'une charge par le haut pour le calcul avec convection naturelle (en haut) et pour le calcul purement conductif (en bas) à différents temps .....	164
Figure IV-28 : Comparaison des fronts de fusion obtenus par le calcul avec ceux obtenus en expérimental lors d'une charge par le haut.....	165
Figure IV-29 : Fronts de fusion et vitesses dans le MCP liquide en fin de charge par le haut pour différents temps de calcul.....	166
Figure IV-30 : Comparaison des températures du MCP autour du tube central pour un calcul conductif (traits avec tirets) et un calcul avec convection naturelle (traits pointillés) avec les courbes de températures expérimentales (traits pleins) lors de la décharge par le bas.....	167
Figure IV-31 : Comparaison des profils de température lors d'une décharge par le bas pour le calcul avec convection naturelle (en haut) et pour le calcul purement conductif (en bas) à différents temps	169
Figure IV-32 : Fronts de solidification et vitesses dans le MCP liquide en début de décharge par le bas pour différents temps de calcul .....	170
Figure IV-33 : Comparaison des profils de température lors d'une décharge par le bas pour le calcul avec convection naturelle (en haut) et pour le calcul purement conductif (en bas) à différents temps	171
Figure IV-34 : Comparaison des fronts de solidification obtenus par le calcul avec ceux obtenus en expérimental lors d'une décharge par le bas .....	172
Figure IV-35 : Simplification du domaine pour le modèle de dimensionnement .....	174
Figure IV-36 : Puissance échangée lors de la charge par le haut a) et la décharge par le bas b) pendant l'essai (trait plein), lors du calcul tenant compte de la convection naturelle (pointillés) et lors du calcul purement conductif (tirets) .....	175
Figure V-1 : a) Efficacité instantanée et b) entropie globale générée pour les différents échangeurs testés numériquement par Guelpa <i>et al.</i> [122].....	180
Figure V-2 : Représentation des résistances thermiques autour d'un système de stockage latent type tube-calandre cylindrique [113] .....	182
Figure V-3 : Progression de l'interface solide-liquide lors d'un changement de phase dans un échangeur avec ailettes transverses : a) progression parallèle aux ailettes, b) progression radiale autour du tube.....	182
Figure V-4 : Evolution temporelle de la puissance instantanée (1) et de l'énergie échangée côté fluide caloporteur (2) lors d'une charge par le haut.....	183
Figure V-5 : Maillage expérimental des différentes sections d'essais .....	186
Figure V-6 : Détails du maillage expérimental entre les tubes dans la section d'essais faisceau de tubes .....	187
Figure V-7 : Evolution de l'énergie stockée dans le design à ailettes longitudinales c) lors d'une charge par le haut.....	188
Figure V-8 : Répartition de l'énergie latente, l'énergie sensible dans le MCP et l'énergie sensible dans les parties métalliques pour les essais de charge par le haut et de décharge par le bas dans le design c) .....	191
Figure V-9 : Temps caractéristique dimensionnel du design à ailettes longitudinales : Charges par le haut en rouge, Décharges par le bas en bleu, pour deux températures d'injection, 50 °C et 55 °C pour les charges et 20 °C et 15 °C pour les décharges .....	192
Figure V-10 : Temps caractéristique adimensionnel du design à ailettes longitudinales : Charges par le haut en rouge, Décharges par le bas en bleu, pour deux températures d'injection, 50 °C et 55 °C pour les charges et 20 °C et 15 °C pour les décharges .....	192
Figure V-11 : Répartition de l'énergie latente, l'énergie sensible dans le MCP et l'énergie sensible dans les parties métalliques pour les essais de charge par le haut et de décharge par le bas dans le design d).....	193
Figure V-12 : Temps caractéristique dimensionnel du design à ailettes circulaires : Charges par le haut en rouge, Décharges par le bas en bleu, pour deux températures d'injection, 50 °C et 55 °C pour les charges et 20 °C et 15 °C pour les décharges.....	194

Figure V-13 : Temps caractéristique adimensionnel du design à ailettes longitudinales : Charges par le haut en rouge, Décharges par le bas en bleu, pour deux températures d'injection, 50 °C et 55 °C pour les charges et 20 °C et 15 °C pour les décharges .....	194
Figure V-14 : Proportions d'énergie stockée sous forme latente, sensible dans le MCP et sensible dans les parties métalliques lors d'une charge par le haut des quatre designs : a) énergies en kJ, b) pourcentages de l'énergie totale .....	196
Figure V-15 : Proportions d'énergie restituée sous forme latente, sensible dans le MCP et sensible dans les parties métalliques lors d'une décharge par le bas des quatre designs : a) énergies en kJ, b) pourcentages de l'énergie totale .....	197
Figure V-16 : Temps caractéristiques adimensionnels pour les charges (en rouge) et pour les décharges (en bleu) présentés en fonction de la compacité de chacun des systèmes de stockage étudiés .....	199
Figure V-17 : Temps caractéristiques adimensionnels pour les charges (en rouge) et pour les décharges (en bleu) présentés en fonction de la dimension caractéristique de chacun des systèmes de stockage étudiés.....	200
Figure V-18 : a) Dimensions et b) instrumentation de la section d'essais à ailettes circulaires en aluminium testées sur la boucle à basse température .....	202
Figure V-19 : Temps caractéristiques et densités énergétiques obtenus à la charge et à la décharge lors d'essais sur la section d'essais type tube acier à ailettes circulaires en aluminium .....	204
Figure VI-1 : Capacité calorifique de l'érythritol solide (en bleu) et de l'érythritol liquide (en rouge) mesurée avec le micro-SC à 0.02 °C/min.....	208
Figure VI-2 : Capacité calorifique équivalente et enthalpie spécifique mesurée pour les trois MCP avec des micro-SC ou des C80 à des vitesses de chauffe de 0.02 °C/min ou 0.2 °C/min .....	211
Figure VI-3 : Capacité calorifique équivalente (a) et enthalpie spécifique du H105 à la solidification obtenues sur un micro-SC à la vitesse de refroidissement de 0.02 °C/min .....	214
Figure VI-4 : Images et détails des équipements mis en place sur l'installation expérimentale SLEEP2 .....	216
Figure VI-5 : Schéma de principe de l'installation expérimentale SLEEP2 .....	217
Figure VI-6 : a) Schéma de principe de la section d'essais, b) Image de la section d'essais avant calorifuge.....	218
Figure VI-7 : Détail de l'instrumentation de la section d'essais utilisée, a) Division de la section d'essais en cinq sections de hauteur identique, b) positionnement des thermocouples selon la position radiale et angulaire .....	219
Figure VI-8 : Détails de l'instrumentation de la section d'essais, a) Section d'essais instrumentée, b) Pointe d'un thermocouple entre deux ailettes, c) Pièces cylindriques en céramique qui permettent de positionner les thermocouples .....	220
Figure VI-9: Photographies de la section d'essais pendant le remplissage, a) Entonnoir et cordon chauffant, b) Acide sébacique, c) Erythritol et d) H105.....	221
Figure VI-10 : Température du MCP à la position C-90-b pour a) 15 charges avec l'acide sébacique, b) 11 charges avec l'érythritol et c) 11 charges avec le H105.....	224
Figure VI-11 : Evolution de la température en fonction de la température axiale pour les trois MCP, thermocouple situé entre deux ailettes au plus proche du tube .....	224
Figure VI-12 : Courbes de température lors de la charge n°4 de l'acide sébacique situé entre les ailettes (en rouge) et dans l'espace annulaire entre le bout de l'ailette et la calandre (en bleu).....	225
Figure VI-13 : Comparaison de la température locale en charge à la position C-90-b pour l'acide sébacique (en vert), l'érythritol (en orange) et le H105 (en bleu) .....	226
Figure VI-14 : Température du MCP à la position C-90-b pour a) 15 décharges avec l'acide sébacique, b) 9 décharges avec l'érythritol et c) 10 décharges avec le H105 .....	228
Figure VI-15 : Evolution de la température en fonction de la position axiale en décharge pour les trois MCP, thermocouple situé entre deux ailettes au plus proche du tube.....	228
Figure VI-16 : Analyse de la surfusion lors des solidifications sur l'installation expérimentale de a) l'acide sébacique, b) l'érythritol, c) le H105.....	229
Figure VI-17: Probabilité de cristallisation spontanée de l'érythritol déposé sur un substrat métallique en fonction de la température du substrat [135] .....	230
Figure VI-18 : Influence de la température d'injection sur le degré de surfusion de l'érythritol.....	231
Figure VI-19 : Comparaison des températures du fluide caloporteur lors de deux décharges avec l'érythritol : a) Décharge avec injection de l'huile à 103 °c, b) Décharge avec injection de l'huile à 63 °C.....	232

Figure VI-20 : Comparaison de la température locale en décharge à la position C-90-b pour l'acide sébacique (en vert), l'érythritol (en orange) et le H105 (en bleu) ..... 233

Figure VI-21 : Photos de l'acide sébacique après a) 1 cycle réalisé à l'aide d'une plaque chauffante et b) 30 cycles réalisés sur l'installation expérimentale ..... 234

Figure VI-22 : Enthalpie spécifique de l'acide sébacique neuf (sur la droite du graphe) et du produit cyclé sur l'installation expérimentale (sur la gauche du graphe) réalisé sur un calorimètre C80 à une vitesse de chauffe de 0.02 °C/min ..... 234

Figure VI-23 : Enthalpie spécifique de l'érythritol neuf (sur la droite du graphe) et du produit cyclé sur l'installation expérimentale (sur la gauche du graphe) réalisé sur un calorimètre C80 à une vitesse de chauffe de 0.02 °C/min..... 235

Figure VI-24 : Température de l'érythritol en fonction de la position axiale lors de la charge n° 20 à 133 °C..... 235

## Tableaux

Tableau II-1 : Comparaison des différents types de stockage en fonction de leur densité énergétique, [12-17]..... 13

Tableau II-2 : Types d'ailettes et schémas associés [99]..... 48

Tableau III-1 : Propriétés thermo-physiques de l'eau telles qu'utilisées dans les calculs..... 75

Tableau III-2 : Propriétés thermo-physiques de la paraffine RT35-HC, données du fournisseur Rubitherm..... 81

Tableau III-3 : Points de fusion et solidification relevés sur les courbes d'enthalpie spécifique..... 84

Tableau III-4 : Récapitulatif des caractéristiques thermo-hydrauliques des essais ..... 86

Tableau III-5 : Récapitulatif des conditions d'essais des charges réalisées sur les quatre sections d'essais ..... 87

Tableau III-6 : Récapitulatif des conditions d'essais des décharges réalisées sur les quatre sections d'essais ..... 88

Tableau III-7 : Synthèse des observations expérimentales pour les charges..... 108

Tableau III-8 : Synthèse des observations expérimentales pour les décharges..... 126

Tableau IV-1 : Différentes modèles numériques classés en deux catégories : modèles suivant l'interface et modèles avec domaine fixe [122] ..... 132

Tableau IV-2 : Comparaison des simulations du changement de phase dans des échangeurs avec ailettes et tube lisse..... 138

Tableau IV-3 : Propriétés thermo-physiques de la paraffine RT35-HC utilisées dans le modèle [133] ..... 146

Tableau IV-4 : Propriétés thermo-physiques de l'eau utilisées dans le modèle numérique ..... 146

Tableau IV-5 : Propriétés thermo-physiques de l'inox utilisées dans le modèle numérique ..... 146

Tableau V-1 : Rappels des dimensions et matériaux utilisées pour chaque section d'essais..... 195

Tableau V-2 : Temps caractéristiques adimensionnels relevés pour chacune des sections d'essais testées en charge par le haut et en décharge par le bas..... 198

Tableau V-3 : Eléments de coût des différentes sections d'essais étudiées ..... 201

Tableau V-4 : Caractéristiques de la section d'essais à tube en acier et ailettes circulaires en aluminium ..... 203

Tableau VI-1 : Masse volumique, conductivité thermique et capacité calorifique de l'acide sébacique standard (98 %) en fonction de la température mesurées par Arkema ..... 208

Tableau VI-2 : Propriétés thermo-physiques du H105 données par PCM products ..... 209

Tableau VI-3 : Température de changement d'état et chaleur latente obtenues en fusion pour les trois MCP ..... 212

Tableau VI-4 : Comparaison des propriétés thermo-physiques des trois MCP testés sur l'installation expérimentale ..... 215

Tableau VI-5 : Caractéristiques de la section d'essais de l'installation expérimentale SLEEP2 ..... 218

Tableau VI-6 : Masse de produit introduite dans la section d'essais pour chaque MCP ..... 221

Tableau VI-7 : Température d'injection du fluide caloporteur en charge et en décharge pour chaque MCP ..... 222

Tableau VI-8 : Comparaison des valeurs moyennes des temps caractéristiques adimensionnels et des densités énergétiques obtenus pour les charges avec l'acide sébacique et l'érythritol..... 236

# Résumé

Cette étude concerne la compréhension des mécanismes de transfert de chaleur et le développement d'un système de stockage pour la valorisation de la chaleur fatale industrielle. L'utilisation de Matériaux à Changement de Phase (MCP) permet d'atteindre une densité énergétique élevée et de restituer la chaleur à température constante. Cependant, leur faible conductivité thermique impose d'améliorer les transferts thermiques, notamment par l'utilisation d'échangeurs à surface augmentée. Le but est de comprendre le comportement de tels échangeurs en régime transitoire au contact de MCP.

Une étude expérimentale à basse température, où quatre échangeurs de type tube-calandre ont été testés avec différentes orientations (horizontale/verticale) et injections (haut/bas), a mis en évidence des phénomènes de transfert thermique importants, comme la convection naturelle à la charge et la contraction volumique à la décharge. Ces observations ont été validées par un modèle CFD tridimensionnel. Une méthode de comparaison des performances basée sur un calcul d'énergie par le biais d'un maillage expérimental est proposée et permet de sélectionner un échangeur selon les critères de densités énergétiques, de temps caractéristiques et de coût.

Trois MCP, envisagés pour l'application, ont alors été testés à température réelle (100-200 °C) au contact d'un échangeur tube inox à ailettes transverses en aluminium pour évaluer leur cyclabilité et comparer leur comportement. Le mélange de sels, H105 ( $T_{\text{fusion}} = 122 \text{ °C}$ ), n'est pas retenu pour l'application à cause de sa faible densité énergétique ( $\approx 56 \text{ kWh/m}^3$ ) et sa plage de fusion trop étalée. L'acide sébacique ( $T_{\text{fusion}} = 132 \text{ °C}$ ) a un comportement répétable au cours des cycles et une densité énergétique plus élevée ( $\approx 66 \text{ kWh/m}^3$ ). L'alcool de sucre, l'érythritol ( $T_{\text{fusion}} = 118 \text{ °C}$ ), présente de bonnes thermo-physiques ( $128 \text{ kWh/m}^3$ ) mais la maîtrise de sa cristallisation est un point clé pour l'utiliser en tant que MCP.

**Mots-clés :** Stockage d'énergie thermique, MCP, étude expérimentale, échangeurs tube-calandre, simulation CFD, convection naturelle, récupération de chaleur fatale

## Abstract

This PhD thesis deals with the understanding of the heat transfer mechanisms and with the development of thermal energy storage system for the industrial waste heat recovery application. The use of Phase Change Materials (PCM) is attractive for its high storage density and its possibility to deliver heat at constant temperature. However, the PCM low thermal conductivity leads to develop heat transfer improvement methods, such as heat exchangers with increased heat transfer surface. The goal is to characterize the behavior of such heat exchangers

An experimental study, where four several heat exchangers have been tested with different orientations (horizontal/vertical) and injection types (upward/downward), highlighted the impact of natural convection during the melting process and the volume contraction one during the solidification. These results have been validated through a 3D numerical model. A performance comparison method based on an energy calculation through an experimental mesh is proposed and enables to select a heat exchanger on criteria such as the storage density, the characteristic time and the cost.

Three PCM, adapted to our application, have been tested at the intended temperature (100-200 °C) by integrating them into a storage system made of a stainless steel tube with aluminum circular fins. Their ability to resist to repeated cycles has been assessed and their behavior has been compared. The salts mixture, H105 ( $T_{\text{melting}} = 122 \text{ °C}$ ), is not selected for the application because of its low storage density ( $\approx 56 \text{ kWh/m}^3$ ) and its large melting area. The sebacic acid ( $T_{\text{melting}} = 132 \text{ °C}$ ) has a repeatable behavior with cycles and a higher storage density ( $\approx 66 \text{ kWh/m}^3$ ) and is appropriate as storage material. The sugar alcohol, erythritol ( $T_{\text{melting}} = 118 \text{ °C}$ ), has good thermo-physical properties ( $128 \text{ kWh/m}^3$ ) but the crystallization control is a key point to use it as a PCM.

**Keywords:** Thermal energy storage, PCM, experimental study, shell-and-tube heat exchanger, CFD modeling, Natural convection, waste heat recovery