

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université Djilali Liabes de Sidi Bel Abbès

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique



Thèse

Réalisée par

MECIEB Fatima Zohra

En vue de l'obtention du diplôme de

DOCTORAT EN SCIENCES

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

**Analyse numérique et expérimentale du
stockage d'énergie thermique latente solaire**

Soutenu publiquement le :/..../..

Devant le jury composé de :

MAKHLOUF Mohammed	Professeur	Président	UDL-SBA
BOUCHAM Belhadj	Professeur	Examineur	UDL-SBA
RETIEL Noureddine	Professeur	Examineur	UMAB- Mostaganem
AISSA Abdelrahemane	MCA	Examineur	UMS-Mascara
LAOUEDJ Samir	Professeur	Encadreur	UDL-SBA
SOLANO Juan Pedro	Professeur	Co-encadreur	UPCT-Espagne

Année Universitaire : 2020-2021

Dédicaces

*À mon père et ma mère,
A mon mari et mes filles,
À mon frère et mes sœurs,
À toute ma famille,
À tous mes amis.*

Remerciements

J'exprime mes sincères remerciements à Pr Samir Laouedj et Pr Juan Pedro Solano Fernández pour avoir dirigé ce travail.

J'adresse mes remerciements, également, à tous les membres du jury, Prof. Mohammed Makhoulf, Pr Belhadj Boucham, Pr Noureddine Retiel et Dr Abdelrahmane Aissa d'avoir accepté de juger ce travail.

Je tiens également à remercier chacun des membres de l'équipe de recherche à l'UPCT de Cartagena, notamment Francisco García Bermejo, Alberto Egea Villarreal, Antonio Zamora Jiménez, Abderraouf Dahmani et Zouaoui Benayad pour leur collaboration.

Tous mes remerciements à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de cette thèse.

RESUME

La fusion combinée à la convection naturelle dans un LHTES à tube et calandre été analysée numériquement et expérimentalement dans le présent travail. La particularité de ce travail réside dans le fait que la température du HTF varie à chaque instant en suivant la courbe d'irradiance solaire. L'intégration d'un ensemble de collecteurs solaires à tubes sous vide avec un système LHTES a été réalisée, afin d'étudier les caractéristiques de transfert de chaleur pendant la fusion. Dans la partie numérique, un programme (UDF) a été intégré dans Ansys pour répondre à cette exigence. Dans la partie expérimentale, plusieurs essais sont réalisés pour analyser l'effet de la puissance des sources de chaleur sur les performances de l'accumulateur. La température de la paroi extérieure est mesurée dans différentes sections transversales des tubes à l'aide de thermocouples de type T. Des réseaux de sondes de température verticaux et horizontaux dans la calandre caractérisent la stratification thermique qui se produit pendant la fusion.

Les résultats obtenus montrent que la convection naturelle influence considérablement le transfert de chaleur ainsi que la cinétique de fusion du PCM. En outre, les résultats montrent que l'augmentation de la charge thermique du fluide de transfert de chaleur peut augmenter le taux de fusion du PCM et l'énergie stockée et réduire le temps de fusion total.

Sommaire

Nomenclature.....	iv
Liste des figures.....	v
Liste des tableaux.....	viii
CHAPITRE 1 : INTRODUCTION	1
1.1. Modes de stockage de l'énergie thermique	2
1.1.1. Systèmes de stockage à chaleur latente	3
1.1.1.1. Matériaux à changement de phase (PCM)	5
1.2. Etat de l'art	8
1.3. Objectifs de la recherche	13
Références	15
CHAPITRE 2 : MODELISATION NUMERIQUE	21
2.1. Introduction	21
2.2. Description du modèle et condition aux limites	21
2.2.1. Modèle physique	21
2.2.2. Modèle mathématique	22
2.2.3. Résolution numérique	23
2.2.3.1. Propriétés Thermo-physiques des matériaux	24
2.2.3.2. Conditions aux limites	28
2.2.3.3. Schéma de couplage solaire (SCS)	31
2.2.3.4. Algorithme solaire	32
2.2.3.5. Stratégie de couplage pour le modèle bidimensionnel	35
2.2.3.6. Détails de l'UDF pour le modèle 2D	36
2.3. Points de mesure expérimentaux	39
2.4. Coefficient de convection	40
2.4.1. Formulation théorique	40
Références	41
CHAPITRE 3 : RESULTATS NUMERIQUES ET DISCUSSION	42
3.1. Introduction	42
3.2. Résultats et discussion	43
3.2.1. Vérification et validation des modèles	43
3.2.1.1. Comparaison des modèles conduction pure et conduction-convection	43
3.2.1.2. Validation	45

3.2.2. Températures du HTF	47
3.2.3. Température et chaleur échangée dans les parois des tubes	49
3.2.4. Evolutions des variables de l'installation LHTES	51
3.2.5. Contours de température et de fraction liquide	52
3.2.6. Performance du LHTES pour différents flux de chaleur	55
3.2.6.1. Effet de la courbe d'irradiance solaire	55
3.2.6.2. Effet du nombre de collecteurs	57
3.2.7. Coefficient d'échange thermique	59
3.2.8. Paramètres adimensionnels	61
3.2.8.1. Nombre de Fourier	62
3.2.8.2. Nombre de Rayleigh	62
3.2.8.3. Nombre de Stefan	63
3.2.8.4. Nombre de Nusselt	64
Références	68
CHAPITRE 4 : CONCEPTION DE L'INSTALLATION DE STOCKAGE DE L'ENERGIE THERMIQUE SOLAIRE	69
4.1. Localisation	69
4.2. Conception	69
4.3. Choix du collecteur solaire	69
4.4. Sélection du matériau de stockage de la chaleur	71
4.5. Accumulateurs de chaleur latente	72
4.5.1. Dimensionnement des accumulateurs.	72
4.5.2. Conception des accumulateurs	73
4.5.3. Instrumentation des accumulateurs	75
4.5.3.1. Planification de la distribution des thermocouples.	75
4.5.3.2. Fixation du thermocouple.	77
4.5.3.3. Soudage des thermocouples sur les tubes.	77
4.5.3.4. Thermocouples dans la section transversale de la calandre	79
4.5.3.5. Étalonnage des thermocouples	81
4.5.4. Remplissage des accumulateurs.	81
4.6. Éléments du circuit hydraulique	82
4.6.1. Tuyaux et accessoires	82
4.6.2. Vannes	82
4.6.3. Vase d'expansion	83
4.6.4. Pompe	84
4.7. Perte de pression	84
4.8. Control et acquisition des données.	85

4.8.1. Capteurs et Actionneurs	85
4.8.1.1. Capteurs de température	85
4.8.1.2. Capteurs de pression.	86
4.8.1.3. Pyranomètre.	86
4.8.1.4. Débitmètres	87
4.8.1.5. Actionneurs pour les vannes	89
4.8.1.6. Variateurs de fréquence	89
4.8.2. Système d'aquisition de données	89
Références	91
CHAPITRE 5 : RESULTATS EXPERIMENTAUX	92
5.1. Introduction	92
5.2. Les paramètres de l'étude	92
5.2.1. Irradiance	92
5.2.2. Températures	92
5.2.3. Transfert de chaleur	94
5.2.4. Énergie stockée et fraction liquide	94
5.3. Analyse des résultats	96
5.3.1. Accumulateur à tubes lisses	96
5.3.1.1. Irradiance	96
5.3.1.2. Température	97
5.3.1.3. Taux de transfert de chaleur	99
5.3.1.4. Energie stockée	100
5.3.1.5. Fraction liquide	100
5.3.2. Comparaison de l'accumulateur lisse et l'accumulateur à ailettes	101
5.3.2.1. Irradiance	102
5.3.2.2. Taux de chaleur cédée par le fluide caloporteur	103
5.3.2.3 Fraction liquide	104
5.3.2.4. Energia stockée	105
5.3.2.5. Températures	105
Références	112
CONCLUSION	113
Annexe 1	115
Annexe 2	116

Nomenclature

A	Surface, m^2	β	Fraction liquide, -
C_p	Chaleur spécifique, $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	μ	Viscosité, $kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
C_e	Coefficient de dilatation, -	η	Efficacité du collecteur, -
G	Irradiance solaire, $W \cdot m^{-2}$	ρ	Densité, $kg \cdot m^{-3}$
H	Enthalpie, $J \cdot kg^{-1}$	α	Diffusivité thermique, $m^2 \cdot s^{-1}$
D	Diamètre, m	γ	Viscosité cinématique, $m^2 \cdot s^{-1}$
E	Energie, W	θ	Temps adimensionnel, -
f	Facteur de friction, -	Indexe	
Fo	Nombre de Fourier	<i>ref</i>	référence
g	Gravité, $m \cdot s^{-2}$	<i>S</i>	solidus
h_e	Coefficient de convection externe, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	<i>L</i>	liquidus
h_i	Coefficient de convection interne, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	<i>corr</i>	corrigée
ΔH_L	Chaleur latente, $J \cdot kg^{-1}$	<i>f</i>	fluide
I_{moy}	Irradiation solaire moyenne, $W \cdot m^{-2}$	<i>in</i>	inlet
k	Conductivité thermique, $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	<i>t</i>	théorique
m	Masse, kg	<i>col</i>	collecteur
\dot{m}	Débit massique, $kg \cdot s^{-1}$	<i>out</i>	outlet
Nu	Nombre de Nusselt, -	<i>w</i>	paroi
\dot{q}	Flux de chaleur massique, $W \cdot m^{-1}$	<i>fs</i>	Free Stream Temperature
\dot{Q}	Taux de transfert de chaleur, W	<i>i</i>	noeud
Ra	Nombre de Rayleigh, -	<i>j</i>	instant
Re	Nombre de Reynold, -	<i>a</i>	ambiante
S	Terme source, -	<i>max</i>	maximale
Ste	Nombre de Stefan, -	Abréviations	
T	Température, K	<i>CSP</i>	Concentrated solar power
\bar{T}	Température moyenne du PCM liquide, K	<i>TES</i>	Thermal energy storage
t	Temps, s	<i>LHTES</i>	Latent heat thermal energy storage
v	Vitesse, $m \cdot s^{-1}$	<i>HTF</i>	Heat transfer fluide
V	Volume, m^3	<i>NTU</i>	Number of transfer unit

Liste des figures

Figure 1.1 Différents types de stockage d'énergie thermique solaire.	3
Figure 1.2 Changement de phase du PCM	5
Figure 1.3 Classification générale des PCM	5
Figure 2.1 Dimensions caractéristiques de la géométrie.	22
Figure 2.2 Maillage de la géométrie.	24
Figure 2.3 Densité et chaleur spécifique - Paraffine RT70HC.	26
Figure 2.4 Résultats DSC du RT70HC.	27
Figure 2.5 Résistances thermiques dans le système.	30
Figure 2.6 Schéma du circuit primaire de l'installation.	32
Figure 2.7 Courbes d'irradiance solaire.	34
Figure 2.8 Fluide caloporteur circulant en série dans l'accumulateur.	37
Figure 2.9 Schéma de l'UDF- écoulement en série.	38
Figure 2.10 Position des points de mesures expérimentales	39
Figure 3.1 Contours de température. a. modèle de conduction pure. b. modèle combiné convection-conduction.	44
Figure 3.2 Contours de la fraction liquide. a. modèle de conduction pure. b. modèle combiné convection-conduction.	44
Figure 3.3 Courbes d'irradiance solaire et température du PCM : comparaison entre les modèles numériques et les résultats expérimentaux.	46
Figure 3.4 Validation du modèle numérique avec les résultats expérimentaux.	46
Figure 3.5 Température du HTF à l'entrée et à la sortie de l'accumulateur.	48
Figure 3.6 Température du HTF dans chaque tube	49
Figure 3.7 Températures des parois internes des tubes.	49
Figure 3.8 Chaleur absorbée par le PCM dans chaque tube.	50
Figure 3.9 Evolution des variables du PCM.	51
Figure 3.10 Contours de température pour les conditions climatiques hivernales et 1.5 collecteur.	53
Figure 3.11 Contours de la fraction liquide pour les conditions climatiques hivernales et 1.5 collecteur.	54
Figure 3.12 Performance de l'accumulateur en conditions hivernales, mixte et estivales.	56
Figure 3.13 Performance de l'accumulateur pour différentes surfaces d'absorption.	58
Figure 3.14 Solution pour un collecteur et une courbe d'hiver.	60
Figure 3.15 Comparaison des coefficients de transfert thermique.	61
Figure 3.16 Nombre de Fourier en fonction du temps. a. par nombre de collecteur. b. par saison.	62

Figure 3.17 Nombre de Rayleigh en fonction de Fourier. a. par nombre de collecteur, b.par saison.....	63
Figure 3.18 Nombre de Stefan en fonction de Fourier. a. par nombre de collecteur, b.par saison.....	64
Figure 3.19 Nombre de Nusselt en fonction de θ pour différentes surfaces d'absorption.	66
Figure 3.20 Nombre de Nusselt en fonction de θ pour différentes courbes solaires.....	67
Figure 4.1 Schéma de l'installation LHTES solaire.....	69
Figure 4.2 Courbes de performance du collecteur plat et du collecteur à tubes sous vide pour différentes valeurs d'irradiation (décembre et juin, respectivement à gauche et à droite).	70
Figure 4.3 Collecteurs solaires VITOSOL 300-TM.....	71
Figure 4.4 Dimensions et section transversale de l'accumulateur à tubes lisses.	74
Figure 4.5 Accumulateur à tubes lisses instrumenté, monté et préparé pour le remplissage en paraffine.	75
Figure 4.6 Disposition des tubes instrumentés dans l'accumulateur.	75
Figure 4.7 Répartition des thermocouples le long du tube lisse U1.....	76
Figure 4.8 Répartition des thermocouples le long du tube lisse U2.....	76
Figure 4.9 Répartition des thermocouples le long du tube lisse U3.....	76
Figure 4.10 Thermocouples fixés sur les deux types de tube.....	77
Figure 4.11 Tube à ailettes avec électrodes.....	78
Figure 4.12 Thermocouples correctement soudés.	78
Figure 4.13 Assemblage des accumulateurs.....	79
Figure 4.14 A gauche, coupe transversale de l'accumulateur à tubes à ailettes avec les quatre tiges des thermocouples. A droite, tige des thermocouples.	79
Figure 4.15 Disposition des tiges à l'intérieur de l'accumulateur à tubes lisses.	80
Figure 4.16 Disposition des tiges à l'intérieur de l'accumulateur à tubes à ailettes.....	80
Figure 4.17 Courbe d'étalonnage pour le thermocouple U2U1, correspondant au tube lisse numéro 2.....	81
Figure 4.18 Éléments du circuit hydraulique. A droite les vannes de contrôle, à gauche le filtre à particules.....	83
Figure 4.19 Vase d'expansion.....	83
Figure 4.20 Courbe de la hauteur manométrique de la pompe MKX-1395 3-6.....	84
Figure 4.21 Schéma de répartition des débits dans la configuration de quatre collecteurs parallèles.....	85
Figure 4.22. Capteur de température RTD dans le circuit hydraulique.....	86
Figure 4.23 Montage du pyranomètre.	87
Figure 4.24 Débitmètre monté horizontalement.....	87
Figure 4.25 Courbe de calibrage du débit massique du débitmètre Coriolis.....	88
Figure 4.26 Principe de fonctionnement du débitmètre à roues ovales.....	88

Figure 4.27 Variateur de fréquence.....	89
Figure 4.28 Schéma des éléments d'acquisition et de contrôle.....	90
Figure 4.29 Interface de configuration des collecteurs et des accumulateurs.....	91
Figure 4.30 Exemple de fonctionnement avec 3 collecteurs en fonctionnement et l'accumulateur à tubes lisses en fonctionnement, en phase de charge.....	91
Figure 5.1 Zones d'influence des thermocouples dans la section centrale.....	93
Figure 5.2 Disposition des thermocouples verticale et horizontale.....	93
Figure 5.3 Répartition des thermocouples sur la paroi des tubes.....	93
Figure 5.4 Arrangement des tubes du serpentin.....	94
Figure 5.5 Enthalpie de fusion de la paraffine en fonction de la température.....	95
Figure 5.6 Irradiance en fonction du temps.....	97
Figure 5.7 Evolution des températures d'entrée et de sortie du fluide caloporteur.....	97
Figure 5.8 Température moyenne des parois des tubes.....	98
Figure 5.9 Température du PCM en fonction du temps.....	99
Figure 5.10 Taux de chaleur cédée par le HTF.....	99
Figure 5.11 Energie stockée par le PCM.....	100
Figure 5.12 Evolution de la fraction liquide dans le PCM.....	101
Figure 5.13 Irradiance pour deux journées types en décembre.....	102
Figure 5.14 Comparaison de la chaleur cédée par le fluide caloporteur dans l'accumulateur lisse et l'accumulateur à ailettes.....	103
Figure 5.15 Comparaison de l'évolution de la fraction liquide dans l'accumulateur lisse et l'accumulateur à ailettes.....	104
Figure 5.16 Comparaison de l'énergie stockée dans l'accumulateur lisse et l'accumulateur à ailettes.....	105
Figure 5.17 Comparaison de la température du PCM dans l'accumulateur lisse et l'accumulateur à ailettes.....	106
Figure 5.18 Profil vertical de la température du PCM dans l'accumulateur à tubes lisses... ..	107
Figure 5.19 Profil vertical de la température du PCM dans l'accumulateur à tubes à ailettes.....	107
Figure 5.20 Comparaison de la température du PCM des thermocouples verticaux entre accumulateur lisse et accumulateur à ailettes.....	108
Figure 5.21 Profil horizontal de la température du PCM dans l'accumulateur à tubes lisses.....	108
Figure 5.22 Profil horizontal de la température du PCM dans l'accumulateur à tubes à ailettes.....	109
Figure 5.23 Température de la paroi lisse.....	110
Figure 5.24 Température de la paroi à ailettes.....	110
Figure 5.25 Température du serpentin lisse.....	111
Figure 5.26 Température du serpentin à ailettes.....	111

Liste des tableaux

Tableau 1.1. Capacité solaire algérienne en termes d'heures d'ensoleillement et d'énergie reçue (moyenne).....	2
Tableau 1.2. Quelques propriétés souhaitables du PCM.....	6
Tableau 2.1. Propriétés thermo-physiques de l'acier et de l'eau.	24
Tableau 2.2. Propriétés thermo-physiques de la paraffine (RT70HC).....	25
Tableau 2.3. Données moyennes d'irradiance solaire maximale dans la région de Murcia et Alger (2018).	33
Tableau 2.4. Caractéristiques des courbes solaires	33
Tableau 4.1. Propriétés thermochimiques du RUBITHERM RT70HC.....	71
Tableau 4.2. Résultats du calcul du volume de paraffine par collecteur.....	73
Tableau 4.3. Caractéristiques techniques du pyranomètre.....	86
Tableau 4.4. Caractéristiques techniques du débitmètre ROTAMASS TI Prime 25.....	87
Tableau 4.5. Caractéristiques techniques du débitmètre à roues ovales	88
Tableau 4.6. Caractéristiques de l'actionneur SAUTER AVM105S.....	89
Tableau 5.1. Caractéristiques des essais avec l'accumulateur lisse	96
Tableau 5.2. Caractéristiques des essais réalisés sur les accumulateurs lisse et à ailettes....	102

Chapitre 1

Introduction

1. INTRODUCTION

Avec une population croissante et un style de vie amélioré, la production d'énergie a augmenté au cours des dernières décennies, passant de 7069 TWh en 1980 à 22933 TWh en 2016, dont plus de 70% provient des ressources conventionnelles [1].

L'Algérie possède d'importantes réserves de pétrole et de gaz naturel et dépend largement de ces ressources pour générer des revenus d'exportation. Le secteur pétrolier et gazier représente 45,9 % du PIB algérien. Les exportations totales de pétrole et de gaz ont représenté près de 98% du volume total des exportations en 2007 [2].

Ces ressources énergétiques, outre le fait qu'elles soient pour la plupart consommées beaucoup plus vite qu'elles ne sont produites, ne sont pas sans impact sur l'écosystème mondial. En effet, elles engendrent la production de divers déchets (gaz à effet de serre, particules fines) nuisant à l'équilibre de l'environnement et causant le réchauffement climatique.

Selon le rapport présenté lors de la COP21, les états s'engagent à agir pour contenir l'élévation de la température moyenne de la planète nettement en dessous de 2 °C et à poursuivre l'action menée pour limiter l'élévation des températures à 1,5 °C. Pour atteindre cet objectif les émissions de CO₂ doivent diminuer de 45% d'ici à 2030, pour devenir nulles aux alentours de 2050 [3].

Toutes ces raisons poussent la société à s'orienter vers des modes de production d'énergie plus durables et moins nocifs pour l'environnement à partir de ressources renouvelables. Parmi la grande variété de sources d'énergie renouvelables, l'énergie solaire est la plus importante, puisque la terre reçoit en 90 minutes les besoins annuels de la planète.

En Algérie, l'ensoleillement annuel moyen est évalué à 2000 heures, avec un ensoleillement moyen de 6,57 kWh/m²/jour. Avec un territoire composé à 86% du désert du Sahara, et de par sa position géographique, l'Algérie est la zone la plus ensoleillée du monde. Si l'on compare le soleil au gaz naturel, la capacité énergétique du soleil algérien équivaut à un volume de 37000 milliards de mètres cubes, soit 8 fois les réserves de gaz naturel du pays, avec la différence que la capacité solaire est renouvelable, contrairement au gaz naturel [2]

Le tableau suivant donne la capacité énergétique du soleil en Algérie en chiffres.

Tableau 1.1. Capacité solaire algérienne en termes d'heures d'ensoleillement et d'énergie reçue (moyenne) [2].

	Régions côtières	Plateaux	Sahara
Superficie (%)	4	10	86
Heures d'ensoleillement moyen (h/an)	2650	3000	3500
Énergie moyenne reçue (kWh/m ² /an)	1700	1900	2650

L'énergie qui nous parvient du Soleil est inépuisable et propre. Il est urgent de l'appivoiser afin de réduire notre empreinte écologique sur la planète. Cependant, l'énergie solaire, par sa nature est intermittente (jour-nuit), aléatoire (orages et passages de nuages) diluée par rapport à la demande énergétique quotidienne ou saisonnière. De plus, lorsque le soleil est alternativement voilé par des passages nuageux, le récepteur solaire subit d'intenses chocs thermiques. Ces variations brutales de la température réduisent sa durée de vie. Par ailleurs, l'exploitation de l'énergie solaire thermique nécessite le développement des dispositifs de **stockage** permettant le transfert d'énergie des périodes excédentaires aux périodes déficitaires et adapter ainsi sa production à sa consommation, réduire l'intensité des chocs thermiques et maintenir le fluide caloporteur à la sortie du capteur à un niveau de température élevé.

De plus, le stockage d'énergie sous forme de chaleur est beaucoup moins couteux que sous forme électrique. Donc, vue l'importance de l'énergie solaire, la place qu'elle peut occuper dans l'énergétique future, son stockage thermique économique et efficace, il est amplement justifié de concentrer les efforts de recherche pour améliorer le rendement du stockage des systèmes actuels et de chercher de nouvelles technologies de stockage.

1.1. Modes de stockage de l'énergie thermique

Les systèmes de stockage d'énergie comprennent différentes méthodes pour maintenir l'équilibre dans l'alimentation en énergie et son utilisation. Les différents systèmes de stockage d'énergie comprennent les systèmes mécaniques, électrochimiques, chimiques, électriques et thermiques [4]. Parmi toutes les méthodes d'application, le stockage d'énergie thermique (TES) est l'un des moyens efficace et économique de stockage d'énergie car il évite de convertir l'énergie d'une forme à l'autre et donc de réduire les pertes de conversion [5].

Dans les systèmes TES, l'énergie excédentaire provenant du collecteur solaire ou de la chaleur perdue provenant de divers processus est stockée dans un support de stockage en tant qu'énergie interne pour des applications ultérieures. Les systèmes TES ont un énorme potentiel pour remplacer la demande d'énergie à grande échelle et rendre les équipements d'énergie thermique

plus efficaces. L'énergie thermique peut être stockée sous forme de changement d'énergie interne d'un matériau en tant que chaleur sensible, chaleur latente et thermochimique ou une combinaison de ces éléments. La Figure 1.1 donne un aperçu des principales techniques de stockage de l'énergie thermique [6], [7].

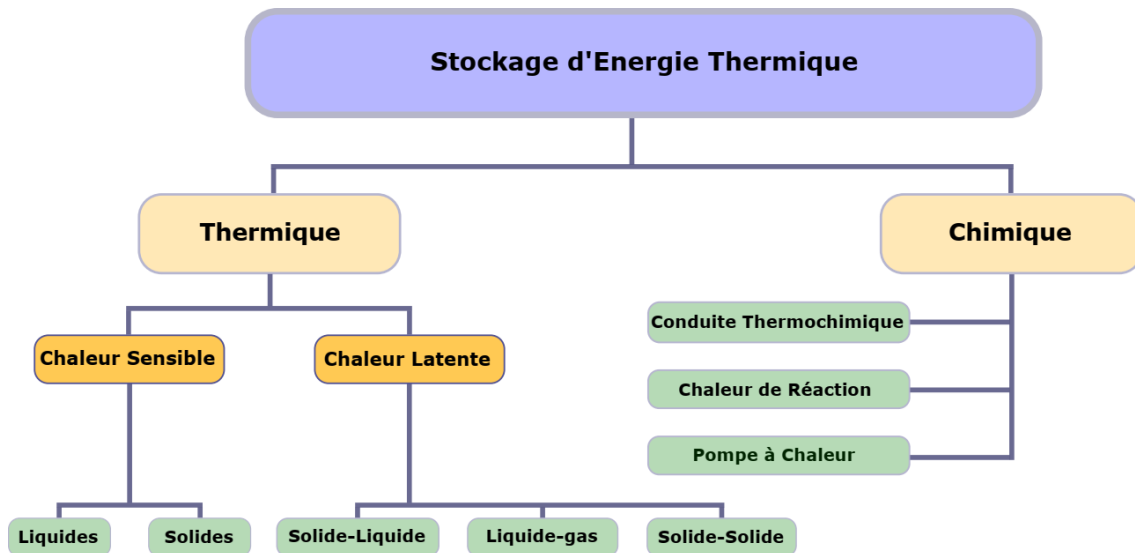


Figure 1.1 Différents types de stockage d'énergie thermique solaire [6], [7].

Dans les systèmes TES à chaleur sensible, l'énergie est stockée dans un milieu dont la chaleur est ajoutée ou retirée de celle-ci. C'est simple, bon marché et facile à contrôler. La capacité de stockage des systèmes TES sensible est comprise entre 10 et 50 kWh/t avec un rendement compris entre 50 et 90% selon le matériau [1]. Dans les systèmes TES à chaleur latente, une énergie massive est stockée lorsque le matériau à changement de phase (PCM) subit une transition de phase. Dans le stockage thermochimique, l'énergie est stockée ou libérée dans un matériau par une réaction chimique réversible. Le système de stockage thermochimique a une capacité de stockage d'énergie élevée allant de 12 à 250 kWh/t avec un rendement entre 50 et 90% et peut stocker de l'énergie thermique dans une liaison chimique pendant une longue durée avec de faibles pertes de chaleur [1].

1.1.1. Systèmes de stockage à chaleur latente

Parmi les techniques de stockage thermique susmentionnées, le stockage d'énergie thermique par chaleur latente (LHTES) est particulièrement intéressant en raison de sa capacité à fournir une densité de stockage énergétique élevée à une température constante correspondant à la température de transition de phase du matériau à changement de phase (PCM). Le PCM a une capacité de stockage élevée par rapport aux matériaux à chaleur sensibles allant de 50 à 150 kWh/t avec un rendement compris entre 75 et 90% [1]. L'énergie dans les PCM est stockée ou

éliminée lorsqu'il y a une transition de phase dans le matériau (solide-liquide, liquide-gaz, solide-solide et solide-gaz).

Dans les transitions solide-solide, la chaleur est emmagasinée lors de la transformation du matériau d'un cristal à un autre. Ces transitions présentent généralement une faible chaleur latente et de faibles variations de volume que les transitions solide-liquide. Les PCM solides-solides offrent les avantages de conditions de stockage moins strictes et d'une plus grande souplesse de conception [8].

Les transitions solide-gaz et liquide-gaz ont une chaleur latente de changement de phase plus élevée, mais leurs grandes variations de volume lors de la transition de phase rendent le système complexe et peu pratique [9].

Les transformations solide-liquide ont une chaleur latente comparativement plus faible que celle du liquide-gaz. Cependant, ces transformations n'impliquent qu'un faible changement (de l'ordre de 10 % ou moins) de volume. Les transitions solide-liquide se sont avérées économiquement intéressantes pour une utilisation dans les systèmes de stockage d'énergie thermique [6]. Les changements de volume des PCM lors de la fusion nécessitent une conception spéciale des réservoirs. Il doit être capable d'absorber ces changements de volume et doit également être compatible avec le PCM utilisé.

Avec l'augmentation de la température, le PCM commence à absorber de la chaleur comme un matériau à chaleur sensible jusqu'à la température de changement de phase, au-delà de laquelle les liaisons chimiques au sein du matériau se rompent et le PCM absorbe une énergie considérable à une température constante. L'énergie stockée pendant la transition de phase est connue sous le nom de chaleur latente. La quantité d'énergie stockée dans le système de stockage latent est donnée par :

$$Q = \int_{T_i}^{T_m} m \cdot C_p \cdot dT + \beta \cdot \Delta H_L + \int_{T_m}^{T_f} m \cdot C_p \cdot dT \quad (1.1)$$

Avec m est la masse de PCM (kg), C_p est la capacité calorifique spécifique ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$), T est la température (K), β est la fraction de PCM fondue et ΔH_L est l'enthalpie de fusion (kJ.kg^{-1}). L'équation comporte trois parties : la première partie représente la chaleur sensible stockée dans la phase solide, la deuxième partie représente la chaleur latente de fusion et la troisième partie représente la chaleur sensible stockée dans le PCM dans la phase liquide. La Figure 1.2 montre le profil de changement de phase du PCM.

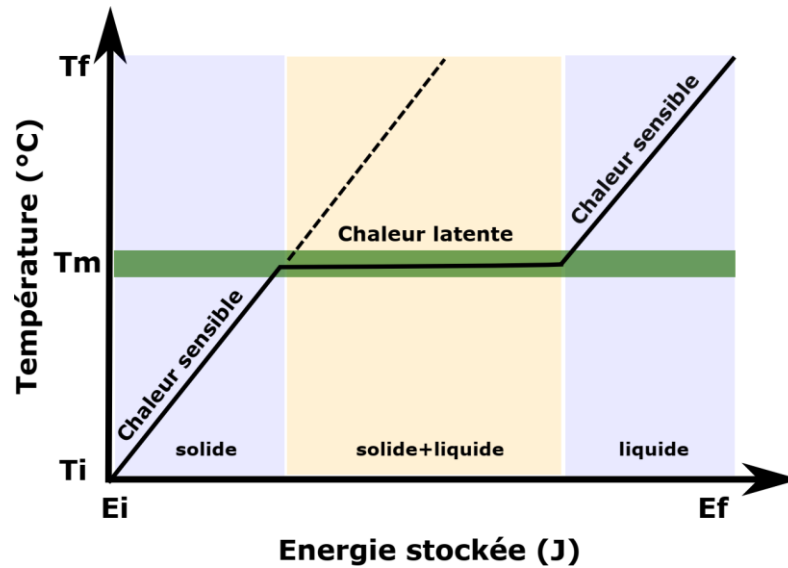


Figure 1.2 Changement de phase du PCM [1]

Les avantages principaux des systèmes de stockage thermique à chaleur latente (LHTES) sont: une chaleur spécifique de fusion élevée et une énorme capacité de stocker l'énergie avec un faible changement de température, donc une densité de stockage élevée. [1]

1.1.1.1. Matériaux à changement de phase (PCM)

De nombreux chercheurs ont présenté des classifications utiles des matériaux qui peuvent être utilisés pour le stockage de l'énergie thermique latente [5], [6], [10]–[14]. Dans différentes plages de température, de nombreux PCM (PCM organique, PCM inorganique et PCM eutectique) sont disponibles en fonction de leurs propriétés chimiques. La Figure 1.3 illustre la classification des PCM.

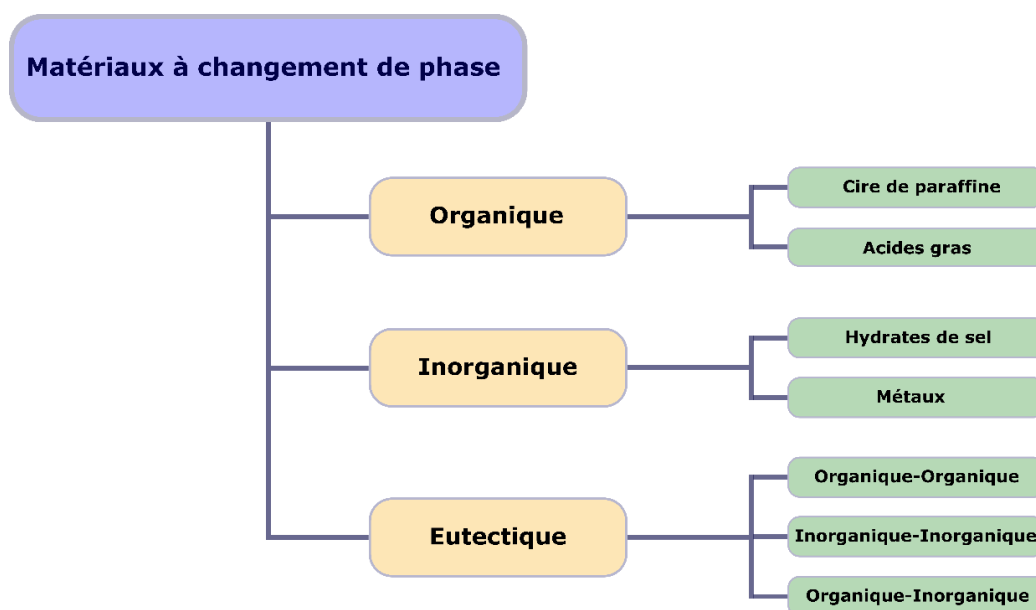


Figure 1.3 Classification générale des PCM [6]

Selon la littérature, le PCM utilisé dans la conception des systèmes LHTES doit avoir des propriétés thermo-physiques, cinétiques et chimiques souhaitables. Les informations compilées dans différentes études [5], [6], [10], [14]–[16] permettent de conclure que les principales caractéristiques requises pour un bon PCM sont les suivantes (Tableau 1.2) :

Tableau 1.2. Quelques propriétés souhaitables du PCM.

Propriétés	Performance souhaitable
Propriétés thermo-physiques	<ul style="list-style-type: none">-Température de fusion dans la plage de température de fonctionnement souhaitée.-Chaleur latente de fusion élevée par unité de volume.-Chaleur spécifique élevée pour permettre un stockage supplémentaire important de la chaleur sensible.-Conductivité thermique élevée des phases solide et liquide.-Faible changement de volume lors de la transformation de phase et faible pression de vapeur à la température de fonctionnement.-Changement de phase reproductible.
Nucléation et croissance cristalline.	<ul style="list-style-type: none">-Un taux de nucléation élevé pour éviter le sous-refroidissement de la phase liquide pendant la solidification.-Taux de croissance des cristaux élevé, afin que le système puisse répondre à la demande de récupération de chaleur du système de stockage.
Propriétés chimiques	<ul style="list-style-type: none">-Stabilité chimique.-Cycle réversible complet de solidification/fusion.-Pas de dégradation après un grand nombre de cycles de solidification/fusion.-Non susceptible à la décomposition chimique.-Comportement non corrosif au matériau de construction-Comportement non toxique non-explosif et incombustible.
Propriétés économiques	<ul style="list-style-type: none">-Abondant.-Disponible.-Rentable.-Recyclage et traitement faciles.-Bonne performance environnementale.

a. PCM organiques

Les composés organiques ont la capacité de fondre de manière homogène et ont une densité de stockage élevée dans un petit intervalle de température de fusion et de solidification. Ils sont disponibles dans une large gamme d'applications [17]. Les PCM organiques sont classés sous deux catégories : les paraffines et les acides gras.

- **Cire de Paraffine** : La cire de paraffine est un mélange d'hydrogène et de molécule de carbone avec un nombre d'atomes de carbone allant de 20 à 40 (C_nH_{2n+2}). Elle est généralement incolore, dérivée du charbon ou du pétrole. Lorsque la longueur de la chaîne augmente, il y a une augmentation de la température de fusion et de la chaleur latente de fusion. En raison de la chaleur de fusion spécifique élevée, la capacité de stockage d'énergie de la paraffine est excellente. Elle est fiable, pas coûteux et possède des propriétés d'auto-nucléation. Elle a une bonne compatibilité avec les matériaux de construction conventionnels. En outre, sur une large gamme de température les cires de paraffine sont chimiquement stables et montrent un petit changement de volume au cours du changement de phase. En dehors de plusieurs propriétés favorables, la paraffine présente des caractéristiques défavorables telles que : une mauvaise conductivité thermique dans la phase solide et elle est partiellement combustible par confinement spécialisé.
- **Acides gras** : Les acides gras sont des acides carboxyliques ayant la formule générale $CH_3(CH_2)_{2n}COOH$. Les principales caractéristiques de ces matériaux sont : non-toxicité, stabilité chimique, chaleur spécifique de fusion élevée et chaleur latente de fusion élevée. En outre, pendant la fusion ou la solidification, les acides gras ont peu de changements de volume. Les acides gras peuvent subir un grand nombre de cycles thermiques (solidification et fusion) sans changement de leurs propriétés thermiques. Comparé à la cire de paraffine, l'acide gras a de meilleures propriétés de changement de phase, mais il est plus coûteux que la cire de paraffine [1], [6]

b. PCM inorganiques

Ces PCM comprennent des métaux, des sels ou de tout autre composé n'ayant pas de carbone lié à l'hydrogène. Ces PCM ont un point de fusion élevé, une chaleur de fusion élevée, une grande capacité de stockage de chaleur latente par unité de masse et une conductivité thermique élevée. Les PCM inorganiques sont classés en hydrates de sel et en métaux.

- **Hydrates de sel :** Les hydrates de sel sont des sels inorganiques contenant de l'eau de cristallisation. En tant que PCM, les hydrates de sel sont parmi les matériaux des LHTES les plus étudiés. Ils sont parmi les PCM les moins chers. Pour le stockage de l'énergie thermique, les hydrates de sel ont une densité de stockage maximale sans perte de chaleur pendant le stockage.
- **Métaux :** Les PCM métalliques comprennent les métaux à faible température de fusion. En raison de leur densité de poids élevée, ils ne sont pas sérieusement considérés pour la technologie des matériaux à changement de phase. Cependant, en raison de la forte chaleur latente de fusion par unité de volume et de la conductivité thermique élevée, ils sont des candidats probables pour les systèmes LHTES. Les principales caractéristiques des métaux sont : une faible chaleur spécifique, une haute conductivité thermique, une chaleur de fusion élevée par unité de volume et une faible chaleur de fusion par unité de poids.

c. PCM eutectiques

L'eutectique est un mélange de deux ou plusieurs composants qui n'interagissent généralement pas pour former un nouveau composé chimique. Mais ces composés, à certaines proportions, inhibent le processus de cristallisation des composants, ce qui donne un système ayant une température de fusion inférieure à celle de ses composants [6]. Parmi les avantages des eutectiques, citons : un point de fusion élevé, une densité de stockage volumétrique élevée par rapport aux PCM organiques. Cependant, à l'heure actuelle, les propriétés thermiques de quelques eutectiques seulement sont connues et des recherches supplémentaires sont nécessaires sur les eutectiques pour les applications LHTES.

1.2. Etat de l'art

La nature intermittente de l'énergie solaire a rendu essentiel le développement des technologies de stockage d'énergie thermique. Le stockage thermique à chaleur latente (LHTES) offre une densité de stockage élevée et un changement de température beaucoup plus faible contrairement aux systèmes de chaleur sensible. Les systèmes LHTES ont été étudiés par de nombreux chercheurs au cours des dernières décennies et beaucoup de travaux sur l'analyse expérimentale et numérique peuvent être trouvés dans ce domaine.

De nouveaux modèles de systèmes LHTES ont été conduits par l'utilisation de la modélisation numérique, qui a récemment fait l'objet d'une attention considérable [18]. Les stratégies de modélisation CFD offrent des capacités uniques en termes de faisabilité de conception [19]. Les méthodes de différences finies, de volumes finis et des éléments finis [20]–[22] ont été

généralement utilisées pour modéliser les problèmes de solidification et de fusion, en général en combinaison avec la méthode d'enthalpie [23].

Plusieurs matériaux de stockage ont été utilisés dans des systèmes LHTES. Les applications du LHTES vont de la basse température à la haute température et des systèmes domestiques aux systèmes industriels. Les conceptions courantes des systèmes LHTES comprennent des modules PCM encapsulés, des échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire ou des échangeurs de chaleur à conception plate. Un aperçu général des matériaux de stockage, des applications et des conceptions est donné par plusieurs publications [10],[11],[15]. Les applications domestiques récentes avec une demande des systèmes LHTES à basse et moyenne température incluent les installations de collecteurs solaires et les installations avec chaleur industrielle sont détaillées dans [24].

La faible conductivité thermique des PCM et le mouvement de masse négligeable pendant la fusion et la solidification donnent des résistances thermiques dominantes du côté PCM des systèmes de stockage d'énergie thermique, ce qui rend nécessaire l'utilisation de toute technique d'amélioration basée habituellement sur l'utilisation de surfaces étendues ou de mélange du PCM avec des particules à haute conductivité thermique [25]. Selon Ebrahimi et al. [26], l'utilisation d'une configuration de surfaces étendues à multitubes s'est révélée être une solution très réalisable et l'augmentation de nombre de tubes de deux à trois mène à une diminution du temps de fusion de plus de 12 %. En addition, cette solution regroupe un nombre d'avantages à savoir : une conception simple, une fabrication facile, un coût faible et une efficacité élevée.

Améliorer le transfert de chaleur en développant un dispositif d'échangeur de chaleur utile dans l'unité LHTES est une solution au problème de la faible conductivité thermique du PCM. Cela nécessite une connaissance approfondie du transfert de chaleur dans le processus LHTES. L'absence de compréhension des modes de transfert de chaleur pendant le changement de phase est un problème fréquent mentionné dans la littérature. Les mécanismes potentiels de transfert de chaleur sont la convection, la conduction ou un mélange des deux. Par conséquent, la question de savoir quel mode domine à différents niveaux de fusion a été discutée pendant des décennies [27]–[29]. Certains auteurs pensent que la conduction joue un rôle essentiel dans les opérations de transition de phase [30]–[32]. Zivkovic et Fuji [33], puis Vyshak et Jilani [34] ont appliqué ce modèle et comparé le processus de fusion du PCM contenu dans trois réservoirs de configurations géométriques différentes : rectangulaire, cylindrique et tubulaire. Le stockage

en échangeur de chaleur de type tube et calandre s'est avéré être le moins long pour le stockage d'une quantité égale d'énergie.

Cependant, plusieurs chercheurs ont signalé que la convection naturelle, surtout pendant la fusion, est le mode de transfert de chaleur essentiel dans la transformation de phase. Parmi les premiers travaux réalisés dans ce contexte, on peut citer : Des travaux expérimentaux (Sparrow et al. [35] qui ont réalisé une étude pionnière et ont conclu que la convection naturelle ne pouvait être ignorée dans l'analyse d'un processus de changement de phase, Ho et Viskanta [36] ; Benard et al., [37]), ainsi que des simulations numériques (Rieger et al. [38], Ho et Viskanta [39] ; Okada [40]), ont prouvé que la convection naturelle pouvait avoir un impact puissant sur le taux de transfert de chaleur et la forme du front de fusion. Généralement, dans cette configuration, le PCM se trouve dans une enceinte avec une paroi isotherme comme source de chaleur. De nombreuses théories relatives à ce domaine ont été avancées.

Plus tard, Jany et Bejan [41] ont développé une théorie des échelles et ont identifié les limites des différents régimes des mécanismes de transfert de chaleur présents dans la fusion du PCM dans une enceinte carrée chauffée latéralement. Les équations de convection ont été résolues numériquement. Les résultats de la recherche ont démontré que le mécanisme de transfert de chaleur par conduction est dominant dans les phases initiales du processus de fusion. La convection naturelle induite par la flottabilité du liquide s'intensifie à mesure que la fusion progresse. Ils ont mentionné l'existence d'une région de transition entre les deux. Ils ont également développé une corrélation du nombre de Nusselt dans laquelle la variation temporelle est prise en compte.

Dans le même contexte, P. R. Souza Mendes et al. [42] ont présenté une corrélation pour définir les limites de chaque mode de transfert de chaleur pendant le processus de fusion autour d'un cylindre vertical. Buddhi et al. [43] ont fourni une interprétation du phénomène de convection naturelle comme étant la différence de densité entre le PCM liquide et le PCM solide, qui induit une flottabilité qui provoque un mouvement de convection dans la phase liquide.

L'impact de la convection naturelle sur la fusion d'un matériau à changement de phase dans les échangeurs de chaleurs de type tube et calandre a été étudié numériquement par Vogel et Johnson [44] dans quatre conceptions d'ailettes différentes avec une distance de tube, une fraction volumique et un type d'ailette variables. Une fonction d'ajustement linéaire du facteur d'amélioration de la convection moyenne a été dérivée pour estimer le processus de fusion en tenant compte de la convection naturelle. Il a été constaté que la convection naturelle a un impact considérable lorsque les ailettes sont conçues avec un grand espacement des tubes et

une faible fraction d'ailettes. Cependant, la grande hauteur des ailettes entraîne une diminution du transfert de chaleur par convection naturelle.

D'autres recherches sur la fusion dans les LHTES à tube et calandre ont été effectuées dans les études numériques et expérimentales suivantes : Zheng et al[45] ont étudié numériquement un tube annulaire avec différentes concentricités. Des excentricités optimales sont obtenues pour réduire le temps total de fusion ou de fusion-solidification et les effets du nombre de Rayleigh sur les excentricités optimales sont également discutés. Une autre étude sur l'effet de la convection naturelle au cours du processus de fusion dans une unité de stockage à tube et calandre horizontale excentrique a été réalisé par Cao et al[46]. Les variations de température à différentes positions sont mesurées expérimentalement, puis, la température et le champ de fluide, le mouvement de l'interface des phases sont analysés par simulation numérique. Le paramètre du coefficient de transfert de chaleur (h) moyen dans le temps a été proposé. Agyenim et al. [16] ont réalisé une série d'études expérimentales sur un système LHTES d'échangeur de chaleur type tube et calandre horizontal. Il a été constaté que le transfert de chaleur par convection jouait un rôle important pendant le processus de fusion, tandis que le transfert de chaleur par conduction était significatif pendant le processus de solidification. Hosseini et al. [47], [48] ont étudié expérimentalement et numériquement les caractéristiques de transfert de chaleur d'un système LHTES à tube et calandre horizontal utilisant le RT35 comme PCM. Ils ont constaté que la recirculation était entraînée par la convection à l'intérieur de la région liquide pendant le processus de fusion.

Fadl et al[49] ont réalisé une étude expérimentale pour analyser l'effet du flux de chaleur sur le développement de la fusion dans une enceinte rectangulaire. Le comportement du PCM ainsi que la distribution de température sont utilisés pour déduire le mode de transfert de chaleur dominant et prédire l'évolution du nombre de Nusselt en fonction du flux de chaleur. Zhenga et Wangb [50] ont établi un modèle CFD sur l'échangeur de chaleur à tube et calandre à changement de phase. Les effets du nombre de tubes intérieurs et de la température d'entrée sur les caractéristiques de transfert ont été étudiés au cours du processus de charge. Yang et al. [51] ont accordé une importance particulière à la contribution de la convection naturelle locale dans le processus de changement de phase au sein d'un accumulateur PCM à ailettes annulaires et ont calculé un coefficient d'échange thermique moyen globale sur tout le processus de fusion.

Plusieurs études expérimentales et numériques récentes ont montré qu'un mélange de conduction et de convection constitue le mécanisme de transfert de chaleur dans les systèmes LHTES et que la présence de la convection naturelle se traduit par une amélioration

remarquable du transfert de chaleur par fusion et à cet effet elle doit être pleinement prise en compte pendant le processus de fusion [52]–[60]. Une revue de Dhaidan et Khodadadi [61] donne un aperçu de la fusion avec la convection naturelle dans différentes géométries. Cependant, la technologie des systèmes LHTES n'est pas encore suffisamment développée et nécessite des recherches supplémentaires pour améliorer l'efficacité et réduire le coût.

Malgré le regain d'intérêt aux échangeurs de chaleur de type tube et calandre dans les LHTES en raison de leurs bonnes performances ainsi que la possibilité et la facilité de les raccorder avec une source de chaleur gratuite ou pas chère tels les gaz d'échappement d'une centrale thermique ou les collecteurs solaires thermiques, il y a peu de travaux tant numériques qu'expérimentaux qui sont dédiés à étudier ce type de LHTES tout en tenant compte le raccordement de ceux-ci avec la source d'énergie vue la complexité du phénomène et la difficulté pratique reliée.

El Qarnia [62] a développé un modèle théorique basé sur les équations d'énergie pour simuler le comportement et les performances thermiques d'une unité de stockage LHTES solaire contenant une série de tubes encastrés dans le matériau à changement de phase (PCM). Un programme de simulation basé sur l'approche des volumes finis a également été développé. Dans cette étude trois types de PCM ont été testés sous les conditions climatiques d'été. Il a été conclu que la sélection du matériau à changement de phase doit être effectuée avec soin afin de produire de l'eau chaude dans une plage de température acceptable.

Dans le même contexte, deux codes numériques 1D ont été élaborés par Bouhala et al. [63] pour prédire l'évolution de la température dans un système de stockage LHTES raccordé à un capteur solaire et rempli du PCM encapsulé, tout en tenant compte les conditions climatiques réalistes. Une comparaison entre deux méthodes (la technique de la capacité thermique apparente (C_p app) et la méthode de l'enthalpie) a été effectuée. Riahi et al. [64] ont réalisé une optimisation et une comparaison d'un système de stockage thermique sensible et latent pour différents PCM et différents fluides caloporteurs dans les deux cas de circuit à contre-courant et à co-courant provenant d'un cycle de production d'énergie solaire à concentration. Une méthode analytique 1D (ϵ -NTU) a été utilisée pour l'analyse exégétique des systèmes de stockage. L'étude a montré que le stockage PCM offre la possibilité de minimiser les causes d'irréversibilités pour une application CSP par rapport au stockage sensible classique. Un accumulateur de type tube et calandre et un autre packed bed désignés pour un système de TES de 10 MJ de capacité et intégré avec une centrale solaire concentrée ont été étudiés par Tehrani et al. [65]. Il s'agit d'une comparaison techno-économique entre un système à chaleur sensible

et un autre a chaleur latente avec différents matériaux de stockage. Différentes options du stockage thermique ont été fournies pour les différents types.

Mahdi et al. [67] ont mené une étude expérimentale sur un accumulateur thermique latente avec un tube hélicoïdal. Pour simuler les conditions d'énergie solaire, trois températures initiales du HTF et trois valeurs de débits massiques ont été testées à travers la fusion du PCM. Les auteurs ont montré que la température initiale du fluide caloporteur (HTF) affecte significativement le processus de fusion contrairement à la solidification ou son effet est peu prononcé. De plus une valeur optimale du débit massique du HTF a été déduite.

D'après les études précédentes, il a été déduit que la dynamique de fusion est fortement dépendante de la source de chaleur. De plus, un couplage du système de stockage d'énergie thermique avec le capteur solaire nécessite de définir une température d'entrée variable. Nommions, les modèles classiques considèrent une température d'entrée constante ou une température dépendante du temps qui n'est pas renvoyée par la connexion physique entre l'accumulateur PCM et le capteur solaire.

Il est donc important d'étudier les performances thermiques des systèmes LHTES, en tenant compte les caractéristiques de fusion du PCM et de la convection naturelle entre les tubes multiples, ce qui contribue à la recherche de mesures techniques pratiques et efficaces pour améliorer le transfert de chaleur en considérant une température variable du HTF en fonction des conditions climatiques et de l'efficacité du collecteur solaire utilisé.

1.3. Objectifs de la recherche

Dans ce travail, l'efficacité thermique d'une installation LHTES, couplée à un système de collecteurs solaires, est analysée expérimentalement et numériquement par le modèle numérique 2D développé avec la mise en œuvre d'une UDF conjugué.

Le mécanisme de transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur à tube et calandre et les caractéristiques de fusion du PCM sont démontrées. En outre, les effets de l'irradiation solaire sur l'efficacité du stockage de la chaleur sont discutés.

Les objectifs de notre travail sont cités ci-dessous.

1. Contribuer à la réalisation d'un système de stockage thermique à chaleur latente solaire adéquat à nos conditions climatiques.
2. Mener une analyse des résultats et un traitement des données afin d'établir des comparaisons entre les deux échangeurs de chaleur.

3. Modéliser, à l'aide de l'UDF qui met en œuvre le couplage d'une installation solaire, le réservoir de stockage expérimental de type tube et calandre.
4. Décrire le processus de fusion et d'accumulation d'énergie thermique dans le matériau à changement de phase, à l'aide de variables représentatives du système.
5. Montrer la faisabilité techno-économique des LHTES basé sur PCM intégré aux systèmes solaires.

Pour atteindre ces objectifs, la thèse est structurée en cinq chapitres. Dans le premier, qui représente une introduction, une revue bibliographique détaillée des travaux récents traitant le stockage d'énergie thermique a été présentée. En plus les objectifs du travail ont été précisés. Les équations de base et les méthodes numériques de simulation font l'objet du deuxième chapitre. Le troisième chapitre présente les résultats de simulation du stockage d'énergie thermique latente solaire. Dans ce chapitre, un modèle de conduction thermique pure et un modèle combiné de transfert de chaleur par conduction et convection ont été utilisés pour étudier le mécanisme de transfert de chaleur à l'intérieur d'un système de stockage. Les résultats de la simulation numérique sont validés par les données expérimentales et les paramètres importants de changement de phase, ont été évalué en fonction des paramètres de fonctionnement. Le quatrième chapitre a été réservé à la description du banc d'essai expérimental et la conception de l'installation de stockage de l'énergie thermique solaire. Le cinquième chapitre traite des résultats des mesures expérimentales réalisées sur l'installation du stockage. Il s'agit de présenter l'évolution de la température du PCM et des parois des tubes pendant le cycle d'irradiation solaire. La fraction liquide et l'énergie stockée sont aussi dérivées pendant la fusion du PCM, et l'effet de différentes surfaces de collecteur solaire sur la dynamique de la fusion est discuté. Le mémoire est terminé par des conclusions générales.

Références

- [1] K. S. Reddy, V. Mudgal, and T. K. Mallick, “Review of latent heat thermal energy storage for improved material stability and effective load management,” *Journal of Energy Storage*, vol. 15, pp. 205–227, 2018, doi: 10.1016/j.est.2017.11.005.
- [2] M. Bekaye, S. Khennas, and R. Abbes, “The Renewable Energy Sector in North Africa: Current Situation and Prospects,” 2012.
- [3] UNFCCC, “Paris Agreement – Decision 1/CP.21 – Report of the Report of the Conference of the Parties on its twenty-first session, held in Paris from 30 November to 13 December 2015. Addendum Part two: Action taken by the Conference of the Parties at its twenty-first,” *Addendum-Part two: action taken by the Conference of the Parties*, vol. 01194, no. January, pp. 1–36, 2015.
- [4] H. Robert A, *Energy Storage. Fundamentals, Materials and Applications*, Second Edi., vol. 51, no. 51. Springer, 2006.
- [5] A. Abhat, “Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials,” *Solar Energy*, vol. 30, no. 4, pp. 313–332, 1983, doi: 10.1016/0038-092X(83)90186-X.
- [6] A. Sharma, V. v. Tyagi, C. R. Chen, and D. Buddhi, “Review on thermal energy storage with phase change materials and applications,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, no. 2, pp. 318–345, 2009, doi: 10.1016/j.rser.2007.10.005.
- [7] K. Faraj, M. Khaled, J. Faraj, F. Hachem, and C. Castelain, “A review on phase change materials for thermal energy storage in buildings: Heating and hybrid applications,” *Journal of Energy Storage*, vol. 33, no. June 2020, p. 101913, 2021, doi: 10.1016/j.est.2020.101913.
- [8] K. K. Pillai and B. J. Brinkworth, “The storage of low grade thermal energy using phase change materials,” *Applied Energy*, vol. 2, no. 3, pp. 206–216, 1976, doi: 10.1016/0306-2619(76)90025-8.
- [9] A. Abhat, “Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials,” *Solar Energy*, vol. 30, no. 4, pp. 313–332, 1983, doi: 10.1016/0038-092X(83)90186-X.
- [10] F. Agyenim, N. Hewitt, P. Eames, and 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, doi: 10.1016/j.rser.2009.10.015.
- [11] M. M. Farid, A. M. Khudhair, S. A. K. Razack, and 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, 2004, doi: 10.1016/j.enconman.2003.09.015.
- [12] E. Oró, A. de Gracia, A. Castell, M. M. Farid, and L. F. Cabeza, “Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications,” *Applied Energy*, vol. 99. Elsevier Ltd, pp. 513–533, 2012, doi: 10.1016/j.apenergy.2012.03.058.
- [13] B. Zalba, J. Ma Marin, L. F. Cabeza, and H. Mehling, “Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications,” *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 23, no. 3, pp. 251–283, 2012, doi: 10.1017/jfm.2012.219.

- [14] L. F. Cabeza, A. Castell, C. Barreneche, A. de Gracia, and A. I. Fernández, “Materials used as PCM in thermal energy storage in buildings: A review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 3, pp. 1675–1695, 2011, doi: 10.1016/j.rser.2010.11.018.
- [15] E. Oró, A. de Gracia, A. Castell, M. M. Farid, and L. F. Cabeza, “Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications,” *Applied Energy*, vol. 99, pp. 513–533, 2012, doi: 10.1016/j.apenergy.2012.03.058.
- [16] L. Yang, X. Jin, Y. Zhang, and K. Du, “Recent development on heat transfer and various applications of phase-change materials,” *Journal of Cleaner Production*, vol. 287. Elsevier Ltd, Mar. 10, 2021, doi: 10.1016/j.jclepro.2020.124432.
- [17] D. Feldman, M. A. Khan, and D. Banu, “Energy storage composite with an organic PCM,” *Solar Energy Materials*, vol. 18, no. 6, pp. 333–341, 1989, doi: 10.1016/0165-1633(89)90058-0.
- [18] P. Verma, Varun, and S. K. Singal, “Review of mathematical modeling on latent heat thermal energy storage systems using phase-change material,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 12, no. 4, pp. 999–1031, 2008, doi: 10.1016/j.rser.2006.11.002.
- [19] W. Youssef, Y. T. Ge, and S. A. Tassou, “CFD modelling development and experimental validation of a phase change material (PCM) heat exchanger with spiral-wired tubes,” *Energy Conversion and Management*, vol. 157, no. October 2017, pp. 498–510, 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2017.12.036.
- [20] X. Xu, Y. Zhang, K. Lin, H. Di, and R. Yang, “Modeling and simulation on the thermal performance of shape-stabilized phase change material floor used in passive solar buildings,” *Energy and Buildings*, vol. 37, no. 10, pp. 1084–1091, 2005, doi: 10.1016/j.enbuild.2004.12.016.
- [21] K. A. R. Ismail and R. I. R. Moraes, “A numerical and experimental investigation of different containers and PCM options for cold storage modular units for domestic applications,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, no. 19–20, pp. 4195–4202, 2009, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.04.031.
- [22] Z.-X. Gong and A. S. Mujumdar, “Finite-element analysis of cyclic heat transfer in a shell-and-tube latent heat energy storage exchanger,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 17, no. 6, pp. 583–591, 1997.
- [23] A. A. Al-Abidi, S. Bin Mat, K. Sopian, M. Y. Sulaiman, and A. T. Mohammed, “CFD applications for latent heat thermal energy storage: A review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 20, pp. 353–363, 2013, doi: 10.1016/j.rser.2012.11.079.
- [24] J. Pereira da Cunha and P. Eames, “Thermal energy storage for low and medium temperature applications using phase change materials - A review,” *Applied Energy*, vol. 177, pp. 227–238, 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.05.097.
- [25] Z. N. Meng and P. Zhang, “Experimental and numerical investigation of a tube-in-tank latent thermal energy storage unit using composite PCM,” *Applied Energy*, vol. 190, pp. 524–539, 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.12.163.

- [26] A. Ebrahimi, M. J. Hosseini, A. A. Ranjbar, M. Rahimi, and R. Bahrampoury, “Melting process investigation of phase change materials in a shell and tube heat exchanger enhanced with heat pipe,” *Renewable Energy*, vol. 138, pp. 378–394, 2019, doi: 10.1016/j.renene.2019.01.110.
- [27] H. Hu and S. A. Argyropoulos, “Mathematical modelling of solidification and melting: A review,” *Modelling and Simulation in Materials Science and Engineering*, vol. 4, no. 4, pp. 371–396, 1996, doi: 10.1088/0965-0393/4/4/004.
- [28] S. Arun Prakash, C. Hariharan, R. Arivazhagan, R. Sheeja, V. Antony Aroul Raj, and R. Velraj, “Review on numerical algorithms for melting and solidification studies and their implementation in general purpose computational fluid dynamic software,” *Journal of Energy Storage*, vol. 36, no. April, 2021.
- [29] Y. Dutil, D. R. Rousse, N. ben Salah, S. Lassue, and L. Zalewski, “A review on phase-change materials: Mathematical modeling and simulations,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 1, pp. 112–130, Jan. 2011, doi: 10.1016/j.rser.2010.06.011.
- [30] P. D. Silva, L. C. Gonçalves, and L. Pires, “Transient behaviour of a latent-heat thermal-energy store: Numerical and experimental studies,” *Applied Energy*, vol. 73, no. 1, pp. 83–98, 2002, doi: 10.1016/S0306-2619(02)00060-0.
- [31] Z. Tan, K. M. Lim, and B. C. Khoo, “An adaptive mesh redistribution method for the incompressible mixture flows using phase-field model,” *Journal of Computational Physics*, vol. 225, no. 1, pp. 1137–1158, 2007, doi: 10.1016/j.jcp.2007.01.019.
- [32] J. A. Mackenzie and M. L. Robertson, “A moving mesh method for the solution of the one-dimensional phase-field equations,” *Journal of Computational Physics*, vol. 181, no. 2, pp. 526–544, 2002, doi: 10.1006/jcph.2002.7140.
- [33] B. Zivkovic and I. Fujii, “An analysis of isothermal phase change of phase change material within rectangular and cylindrical containers,” vol. 70, no. 1, pp. 51–61, 2001, doi: 10.1016/S0038-092X(00)00112-2.
- [34] N. R. Vyshak and G. Jilani, “Numerical analysis of latent heat thermal energy storage system,” *Energy Conversion and Management*, vol. 48, no. 7, pp. 2161–2168, Jul. 2007, doi: 10.1016/j.enconman.2006.12.013.
- [35] E. M. Sparrow, S. V. Patankar, and S. Ramadhyani, “Analysis of melting in the presence of natural convection in the melt region,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 99, no. 4, pp. 520–526, 1977.
- [36] C. J. Ho and R. Viskanta, “Heat transfer during melting from an isothermal vertical wall,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 106, no. 1, pp. 12–19, 1984, doi: 10.1115/1.3246624.
- [37] C. Bénard, D. Gobin, and F. Martinez, “Melting in rectangular enclosures: Experiments and numerical simulations,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 107, no. 4, pp. 794–803, 1985, doi: 10.1115/1.3247506.
- [38] H. Rieger, U. Projahn, M. Bareiss, and H. Beer, “Heat Transfer During Melting Inside a Horizontal Tube,” *J. Heat Transfer*, vol. 105, no. 2, pp. 226–234, 1983.

- [39] C. J. Ho and R. Viskanta, "Heat transfer during inward melting in a horizontal tube," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 27, no. 5, pp. 705–716, 1984, doi: 10.1016/0017-9310(84)90140-6.
- [40] M. Okada, "Analysis of heat transfer during melting from a vertical wall," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 27, no. 11, pp. 2057–2066, 1984, doi: 10.1016/0017-9310(84)90192-3.
- [41] A. Bejan and P. Jany, "Scaling theory of melting with natural convection in an enclosure," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 31, no. 6, pp. 1221–1235, 1988.
- [42] P. R. Souza Mendes and A. C. Pinho Brasil, "Heat transfer during melting around an isothermal vertical cylinder," *Journal of Heat Transfer*, vol. 109, no. 4, pp. 961–964, 1987, doi: 10.1115/1.3248210.
- [43] D. Buddhi, N. K. Bansal, R. L. Sawhney, and M. S. Sodha, "Solar thermal storage systems using phase change materials," *International Journal of Energy Research*, vol. 12, no. 3, pp. 547–555, 1988, doi: 10.1002/er.4440120318.
- [44] J. Vogel and M. Johnson, "Natural convection during melting in vertical finned tube latent thermal energy storage systems," *Applied Energy*, vol. 246, no. December 2018, pp. 38–52, 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.04.011.
- [45] Z. J. Zheng, Y. Xu, and M. J. Li, "Eccentricity optimization of a horizontal shell-and-tube latent-heat thermal energy storage unit based on melting and melting-solidifying performance," *Applied Energy*, vol. 220, no. March, pp. 447–454, 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.03.126.
- [46] X. Cao, Y. Yuan, B. Xiang, and F. Highlight, "Effect of natural convection on melting performance of eccentric horizontal shell and tube latent heat storage unit," *Sustainable Cities and Society*, vol. 38, no. September 2017, pp. 571–581, 2018, doi: 10.1016/j.scs.2018.01.025.
- [47] M. J. Hosseini, M. Rahimi, and R. Bahrampoury, "Experimental and computational evolution of a shell and tube heat exchanger as a PCM thermal storage system," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 50, pp. 128–136, 2014, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.11.008.
- [48] M. Esapour, M. J. Hosseini, A. A. Ranjbar, Y. Pahlavani, and R. Bahrampoury, "Phase change in multi-tube heat exchangers," *Renewable Energy*, vol. 85, pp. 1017–1025, Jan. 2016, doi: 10.1016/j.renene.2015.07.063.
- [49] M. Fadl and P. C. Eames, "International Journal of Heat and Mass Transfer A comparative study of the effect of varying wall heat flux on melting characteristics of phase change material RT44HC in rectangular test cells," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 141, pp. 731–747, 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.07.038.
- [50] Y. Zheng and Z. Wang, "Study on the heat transfer characteristics of a shell-and-tube phase change energy storage heat exchanger," *Energy Procedia*, vol. 158, pp. 4402–4409, 2019, doi: 10.1016/j.egypro.2019.01.777.

- [51] X. Yang, Z. Lu, Q. Bai, Q. Zhang, L. Jin, and J. Yan, "Thermal performance of a shell-and-tube latent heat thermal energy storage unit: Role of annular fins," *Applied Energy*, vol. 202, pp. 558–570, 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.05.007.
- [52] X. Sun, Q. Zhang, M. A. Medina, and K. O. Lee, "Experimental observations on the heat transfer enhancement caused by natural convection during melting of solid-liquid phase change materials (PCMs)," *Applied Energy*, vol. 162, pp. 1453–1461, 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.03.078.
- [53] X. Sun, Y. Chu, Y. Mo, S. Fan, and S. Liao, "Experimental investigations on the heat transfer of melting phase change material (PCM)," *Energy Procedia*, vol. 152, pp. 186–191, 2018, doi: 10.1016/j.egypro.2018.09.079.
- [54] A. Memon, G. Mishra, and A. K. Gupta, "Buoyancy-driven melting and heat transfer around a horizontal cylinder in square enclosure filled with phase change material," *Applied Thermal Engineering*, vol. 181, no. July, p. 115990, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115990.
- [55] S. Motahar, "Experimental study and ANN-based prediction of melting heat transfer in a uniform heat flux PCM enclosure," *Journal of Energy Storage*, vol. 30, no. December 2019, p. 101535, 2020, doi: 10.1016/j.est.2020.101535.
- [56] N. Mallya and S. Haussener, "Buoyancy-driven melting and solidification heat transfer analysis in encapsulated phase change materials," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 164, p. 120525, 2021, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120525.
- [57] T. Sathe and A. S. Dhoble, "Experimental investigations of phase change material filled rectangular enclosure with inclined top and side heating mode," *Journal of Energy Storage*, vol. 32, no. December, p. 101799, 2020, doi: 10.1016/j.est.2020.101799.
- [58] R. Qaiser, M. M. Khan, L. A. Khan, and M. Irfan, "Melting performance enhancement of PCM based thermal energy storage system using multiple tubes and modified shell designs," *Journal of Energy Storage*, vol. 33, no. January, pp. 5–7, 2021, doi: 10.1016/j.est.2020.102161.
- [59] A. S. Soliman, S. Zhu, L. Xu, J. Dong, and P. Cheng, "Numerical simulation and experimental verification of constrained melting of phase change material in cylindrical enclosure subjected to a constant heat flux," *Journal of Energy Storage*, vol. 35, no. March, 2021, doi: 10.1016/j.est.2021.102312.
- [60] A. Parida, A. Bhattacharya, and P. Rath, "Effect of convection on melting characteristics of phase change material-metal foam composite thermal energy storage system," *Journal of Energy Storage*, vol. 32, no. June, p. 101804, 2020, doi: 10.1016/j.est.2020.101804.
- [61] N. S. Dhaidan and J. M. Khodadadi, "Melting and convection of phase change materials in different shape containers: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 43. Elsevier Ltd, pp. 449–477, 2015, doi: 10.1016/j.rser.2014.11.017.
- [62] H. el Qarnia, "Numerical analysis of a coupled solar collector latent heat storage unit using various phase change materials for heating the water," *Energy Conversion and Management*, vol. 50, no. 2, pp. 247–254, 2009, doi: 10.1016/j.enconman.2008.09.038.

- [63] T. Bouhal, T. El Rhafiki, T. Kousksou, A. Jamil, and Y. Zeraouli, “PCM addition inside solar water heaters: Numerical comparative approach,” *Journal of Energy Storage*, vol. 19, no. August, pp. 232–246, 2018, doi: 10.1016/j.est.2018.08.005.
- [64] S. Riahi, Y. Jovet, W. Y. Saman, M. Belusko, and F. Bruno, “Sensible and latent heat energy storage systems for concentrated solar power plants, exergy efficiency comparison,” *Solar Energy*, vol. 180, no. August 2018, pp. 104–115, 2019, doi: 10.1016/j.solener.2018.12.072.
- [65] S. S. Mostafavi Tehrani, Y. Shoraka, K. Nithyanandam, and R. A. Taylor, “Shell-and-tube or packed bed thermal energy storage systems integrated with a concentrated solar power: A techno-economic comparison of sensible and latent heat systems,” *Applied Energy*, vol. 238, no. January, pp. 887–910, 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.01.119.
- [66] J. Gasia, A. de Gracia, G. Zsembinszki, and L. F. Cabeza, “Influence of the storage period between charge and discharge in a latent heat thermal energy storage system working under partial load operating conditions,” *Applied Energy*, vol. 235, no. May 2018, pp. 1389–1399, 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.11.041.
- [67] M. S. Mahdi, H. B. Mahood, A. A. Khadom, A. N. Campbell, M. Hasan, and A. O. Sharif, “Experimental investigation of the thermal performance of a helical coil latent heat thermal energy storage for solar energy applications,” *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 10, no. February, pp. 287–298, 2019, doi: 10.1016/j.tsep.2019.02.010.

Chapitre 2

Modélisation Numérique

2. MODELISATION NUMERIQUE

2.1. Introduction

Les systèmes LHTES reposent sur le principe de fusion pour stocker de l'énergie. Ceci est motivé par l'efficacité des transferts de chaleur en régime de changement de phase.

L'amélioration des performances des systèmes de stockage d'énergie thermique latente nécessite d'avoir une connaissance précise du comportement des matériaux à changement de phase à l'intérieur des accumulateurs. En raison de la complexité de ce type de problèmes, il est souvent nécessaire de faire appel à la simulation numérique.

De plus, pour faire un pas de plus dans la modélisation du processus d'accumulation d'énergie thermique latente solaire, il est intéressant de connaître les différents paramètres de transfert d'énergie et de chaleur représentatifs dans des installations de ce type afin de connaître le comportement réel du système en situation réelle. Il s'agit d'une situation dans laquelle le collecteur solaire travaille certaines heures par jour en fonction du rayonnement solaire existant à ce moment-là. Dans ces conditions, le fluide caloporteur augmentera ou diminuera sa température en fonction du rayonnement solaire incident sur le collecteur solaire, de sorte que la température du fluide ne sera pas constante. Par conséquent, un algorithme qui prédit ce rayonnement et un système pour coupler l'algorithme aux modèles traités seront nécessaires, donnant lieu à ce que nous appellerons le schéma de couplage solaire (SCS).

Ce chapitre est réservé à la présentation de l'algorithme et le schéma du couplage solaire (entre l'accumulateur et le collecteur solaire), la stratégie de couplage pour un modèle bidimensionnel (avec utilisation de l'UDF) ainsi que la présentation des équations qui régissent la fusion du PCM dans des accumulateurs tout en prenant en considération le phénomène de la convection naturelle au sein du fluide. De plus, une description de la méthode de calcul du coefficient d'échange thermique et le nombre de Nusselt utilisée est détaillée en fin de ce chapitre.

2.2. Description du modèle et condition aux limites

2.2.1. Modèle physique

L'accumulateur testé est basé sur la technologie des échangeurs de chaleur à tube et calandre. Il se compose de 12 tubes parallèles à surface lisse, à travers lesquels s'écoule le fluide caloporteur (Figure 2.1). Leur disposition est symétrique et ils sont émergés dans une matrice

de paraffine. La calandre a une capacité de stockage de 30 kg de PCM et le rapport de la surface de transfert de chaleur au volume de PCM dans l'accumulateur est de $20 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Cette capacité est définie afin d'assurer la fusion complète du PCM à l'aide de quatre capteurs solaires à tubes sous vide le long d'une journée. Chaque collecteur a une surface brute de $4,61 \text{ m}^2$, dont $3,03 \text{ m}^2$ sont destinés à l'absorption.

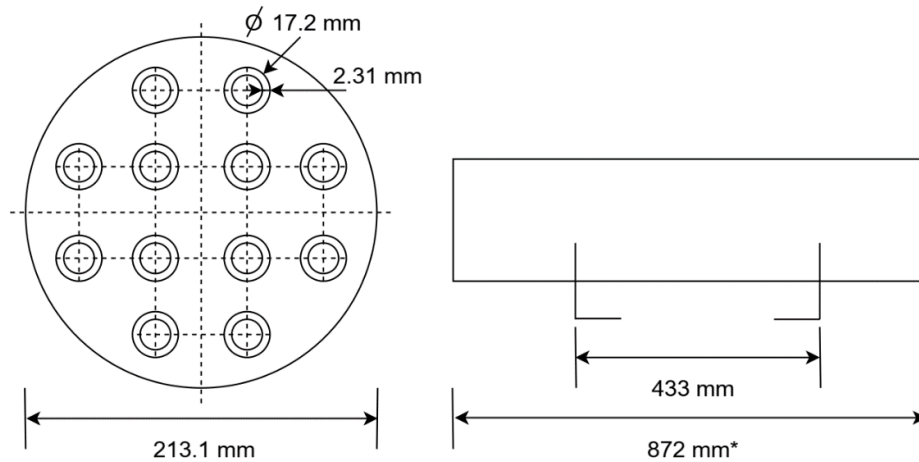


Figure 2.1 Dimensions caractéristiques de la géométrie.

Puisqu'il s'agit de l'utilisation d'un écoulement en série (Figure 2.8), le fluide s'écoulera d'un tube à l'autre en diminuant progressivement la température. C'est-à-dire qu'à chaque pas de temps, une température de fluide différente serait imposée pour chaque tube, ce qui implique nécessairement de calculer la solution dans chacun d'eux.

Les hypothèses suivantes sont apportées au modèle.

- Le HTF et la paraffine liquide sont considérés comme des fluides newtoniens incompressibles.
- Le PCM est supposé homogène et isotrope, et l'expansion volumétrique du PCM pendant le changement de phase est négligé.
- Dans le calcul numérique, les propriétés thermo-physiques du PCM sont traitées comme variables en fonction de la température.

La condition aux limites par convection et les stratégies suivies pour le couplage de la courbe solaire représentent la base principale sur laquelle repose la modélisation de cet accumulateur.

2.2.2. Modèle mathématique

Un modèle numérique 2D est établi pour étudier le transfert de chaleur transitoire du PCM couplé au schéma de couplage solaire (SCS) selon les hypothèses ci-dessus. Les modèles

d'enthalpie-porosité et de fusion/solidification sont utilisés pour décrire le processus de changement de phase du PCM [1].

Dans cette technique, l'interface de fusion n'est pas explicitement suivie. Au lieu de cela, une quantité appelée ***fraction liquide***, qui indique la fraction du volume de la cellule sous forme liquide, est associée à chaque cellule du domaine. La fraction liquide est calculée à chaque itération, sur la base d'un équilibre enthalpique.

La zone molle est une région où la fraction liquide est comprise entre 0 et 1, et qui est modélisée comme un milieu "pseudo" poreux.

L'enthalpie du matériau H est calculée comme la somme de l'enthalpie sensible, $h_{sensible}$, et de l'enthalpie latente, $h_{latente}$.

$$H = h_{sensible} + h_{latente} \quad (2.1)$$

Avec

$$h_{sensible} = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T Cp \cdot dT \quad (2.2)$$

Et

$$h_{latente} = \beta \cdot \Delta H_L \quad (2.3)$$

La fraction liquide, β , peut être définie comme

$$\begin{aligned} \bullet \quad \beta &= 0 && \text{Si } T < T_S \\ \bullet \quad \beta &= 1 && \text{Si } T < T_L \\ \bullet \quad \beta &= \frac{T - T_S}{T_L - T_S} && \text{Si } T_S < T < T_L \end{aligned} \quad (2.4)$$

Pour les problèmes de solidification/fusion, l'équation d'énergie s'écrit sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} H) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S \quad (2.5)$$

La solution pour la température est essentiellement une itération entre l'équation de l'énergie (Eq.(2.5)) et l'équation de la fraction liquide (Eq. (2.4)). Dans ANSYS FLUENT, la méthode proposée par Voller et Swaminathan [2] est utilisée pour mettre à jour la fraction liquide.

2.2.3. Résolution numérique

La géométrie et le maillage sont générés en utilisant Gambit, le module de préprocessing du Ansys Fluent. Une combinaison d'éléments quadrilatères et hexaédriques est utilisée dans le design (Figure 2.2). Le maillage est raffiné près de la paroi du côté PCM, afin de reproduire correctement les effets de croissance de la couche limite où l'on s'attend aux gradients de

température les plus élevés. La solution de la conduction thermique dans la paroi du tube est assurée par un maillage régulier à cinq éléments en section transversale.

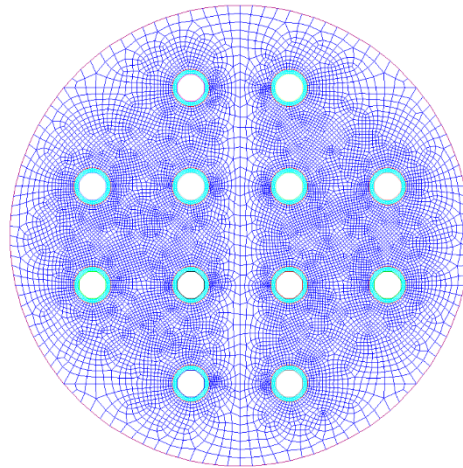


Figure 2.2 Maillage de la géométrie.

Bien que la convergence puisse être plus lente, le schéma de discrétisation du second ordre est utilisé pour avoir une plus grande précision dans la solution. D'autre part, un couplage pression-vitesse par l'algorithme (SIMPLEC) est utilisé dans le présent calcul avec modification des facteurs de sous-relaxation.

2.2.3.1. Propriétés Thermo-physiques des matériaux

La caractérisation correcte des propriétés des matériaux est l'une des parties essentielles de la réalisation des simulations. Le comportement des matériaux dans certaines situations, par exemple une situation de contrainte thermique, en dépend. Le matériau de construction de l'accumulateur est l'acier et le fluide de transfert de chaleur (HTF) à travers les tubes intérieurs est l'eau aux propriétés thermiques constantes. Les caractéristiques de ces matériaux sont indiquées dans le Tableau 2.1.

Tableau 2.1. Propriétés thermo-physiques de l'acier et de l'eau.

Propriétés	Acier	Eau
Densité [kg/m^3]	8030	998.29
Chaleur spécifique [$J/kg.K$]	502.48	4182
Conductivité thermique [$W/m.K$]	16	0.597

L'autre matériau à définir dans le système est la paraffine utilisée comme matériau à changement de phase, chargée de stocker l'énergie thermique absorbée par le collecteur solaire. Le choix correct de ce matériau, en fonction de l'application de l'installation, est un point critique à prendre en compte.

Dans ce concept, l'installation expérimentale est conçue pour essayer de répondre à une demande normale d'eau domestique dans une maison. Il faut donc un matériau à changement de phase dont le point de fusion n'est pas très élevé. La paraffine RT70HC de RUBITHERM remplit cette tâche en ayant un point de fusion d'environ 70 °C. À cette fin, on peut utiliser les spécifications techniques recueillies par le fabricant et indiquées dans l'annexe 1, en se référant à la fiche technique de ce matériau, et au Tableau 2.2 en tant que résumé.

Tableau 2.2. Propriétés thermo-physiques de la paraffine (RT70HC).

Propriété	Valeur typique
Domaine de fusion [°C]	69-71
Densité-solide [kg/m ³]	880 à 15 °C
Densité-liquide [kg/m ³]	770 à 80 °C
Conductivité [W/m.K]	0.2
Chaleur spécifique [J/kg.K]	2000
Chaleur latente [kJ/kg]	260
Décomposition [°C]	>100 °C

Toutefois, ce matériau a été analysé par D.A. Lillevold Skaug [3] offrant des corrélations plus détaillées des paramètres descriptifs du matériau. Ces corrélations, compilées sous forme de fonctions dans un fichier MatLab en annexe 2, sont présentées ci-dessous.

- **Densité [kg/m³]**

$$\begin{cases} \text{Si } T < 339 \text{ K} \rightarrow \rho = 802.06 \\ \text{Si } T \geq 339 \rightarrow \rho = 1231.25875 - 1.26625 T \end{cases} \quad (2.6)$$

- **Chaleur spécifique [J/kg.K].**

$$\begin{cases} \text{Si } T < 342 \text{ K} \\ C_p = -1.533479 \cdot 10^{-3} \cdot T^3 + 1.522363 \cdot T^2 - 487.758467 \cdot T + 52219.086 \\ \text{Si } T > 342 \text{ K} \\ C_p = 6.7473109 \cdot 10^{-3} \cdot T^3 - 7.458978 \cdot T^2 + 2751.76278 \cdot T - 336289.61 \end{cases} \quad (2.7)$$

- **Viscosité [kg/m.s]**

$$\begin{cases} \text{Si } T < 342 \text{ K} \\ \mu = 0.1370571 \\ \text{Si } T > 342 \text{ K} \\ \mu = -7.843092 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 + 9.034362 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 0.03477551 \cdot T + 4.477324 \end{cases} \quad (2.8)$$

- **Conductivité [W/m.K]**

$$\begin{cases} \text{Si } T < 322.23 \\ K = -3.92544984 \cdot 10^{-4} \cdot T + 0.597853991067 \\ \text{Si } T < 348.84 \\ k = -1.1331349729 \cdot 10^{-2} \cdot T + 4.12901188416 \\ \text{Si } T > 348.84 \\ k = -2.18219365 \cdot 10^{-4} \cdot T + 0.250839164873 \end{cases} \quad (2.9)$$

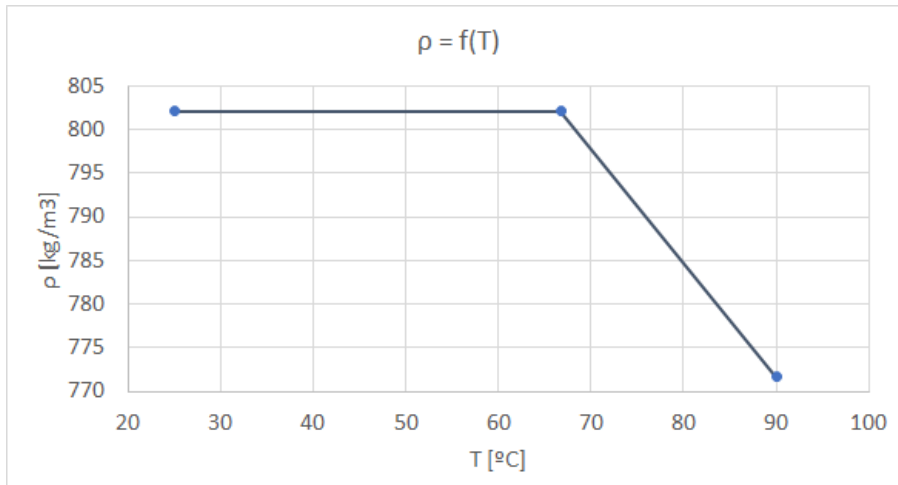
A ces corrélations il faut ajouter les températures de fusion (T_S) et de solidification (T_L) de la paraffine ainsi que l'énergie thermique latente.

$$T_S = 67\text{ }^\circ\text{C}$$

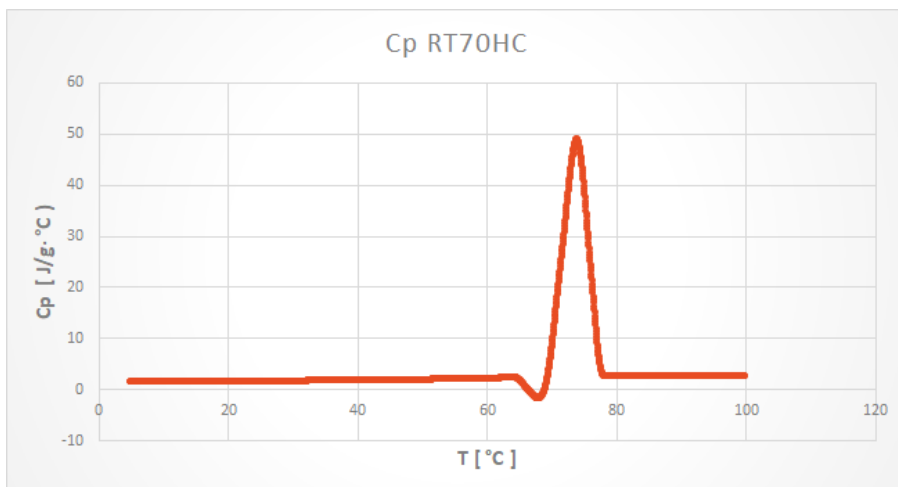
$$T_L = 77\text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta H_L = 244970\text{ J/kg}$$

A noter que la paraffine doit être traitée comme un fluide qui est initialement à l'état solide.



(a) Evolution de la densité



(b) Evolution de la chaleur spécifique.

Figure 2.3 Densité et chaleur spécifique - Paraffine RT70HC. [3]

a. Inconvénients dans la zone de fusion

Selon le fabricant, l'intervalle de fusion de la paraffine RT70HC se situe entre 69 et 71°C (voir Tableau 2.2, en référence à la fiche technique). En revanche, l'étude menée par D.A. Lillevold Skaug [3] sur les matériaux à changement de phase dans le stockage d'énergie thermique, a permis d'obtenir les propriétés thermiques de ce composé et faire une comparaison suite à des essais expérimentaux.

Parmi les nombreuses autres propriétés thermiques, celles qui présentent un intérêt particulier pour la modélisation du processus de solidification/fusion dans ANSYS Fluent sont la température de début de fusion (T_S) et la température de fin de fusion (T_L). Dans l'étude citée [3], la méthodologie DSC (calorimétrie différentielle à balayage) a été utilisée pour obtenir ces paramètres, ce qui a donné le graphique présenté dans la Figure 2.4.

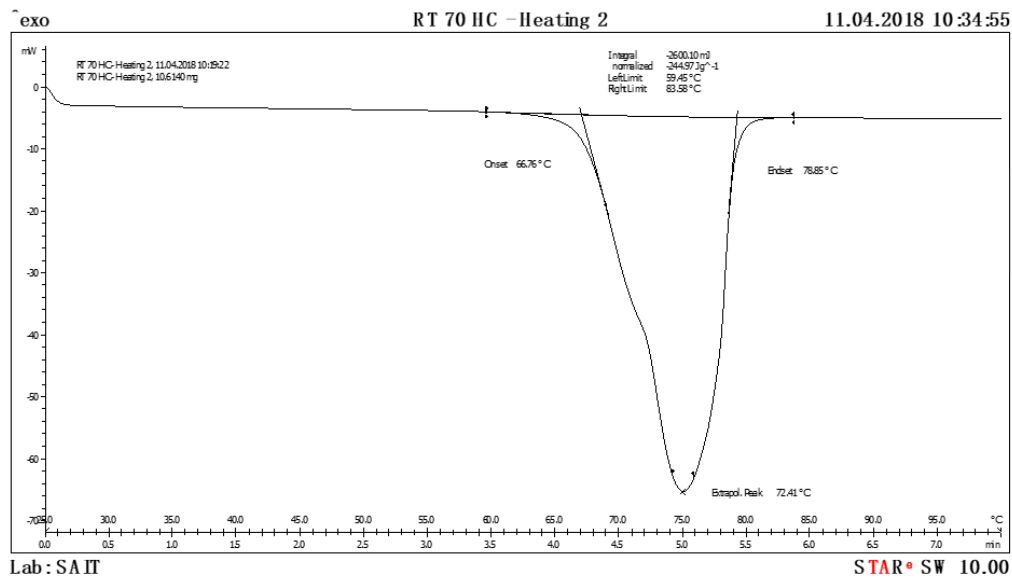


Figure 2.4 Résultats DSC du RT70HC. [3]

Dans ce cas, l'intervalle de fusion se situe entre ~ 67 et ~ 77 °C, ce qui donne une "zone de fusion" d'environ 10 °C par opposition aux 3 °C indiqués par le fabricant. Ce fait pose un problème, car les deux données devraient coïncider, ce qui soulève la question de savoir lesquelles devraient être utilisées pour effectuer des simulations.

De ce fait, il a été logique de considérer les données proposées par le fabricant, cependant, des études expérimentales récentes semblent indiquer que la fusion ne se produit pas vraiment dans une bande de 3 °C mais dans une bande beaucoup plus large.

Il convient de noter que le fabricant utilise une technique différente (3-layer-calorimeter) pour obtenir ces propriétés, ce qui laisse supposer que la cause la plus directe des différences obtenues semble convenir à l'utilisation de techniques différentes. D.A. Lillevold Skaug [3] arrive également à cette conclusion. Cette constatation est confirmée par d'autres sources bibliographiques qui traitent des matériaux similaires à ceux en question.

Un article [4], publié en 2015, présente une étude qui examine les propriétés thermiques d'un matériau PCM, en utilisant divers tests effectués par des laboratoires indépendants, dans laquelle les résultats obtenus par différentes techniques sont mis en commun. Ces techniques

comprennent le DSC et (3-layer-calorimeter) utilisé par le fabricant du PCM en question. Bien que dans ce travail ils ne mentionnent pas le matériau qu'ils utilisent, s'il s'agit d'un PCM composé de paraffine, il sert donc à observer l'influence de ces techniques dans des matériaux de ce calibre. On peut conclure de l'article que l'enthalpie spécifique de changement de phase est affectée par la méthodologie utilisée, en particulier dans la zone où le matériau change d'état.

Une autre étude [5] 2016, procède à l'obtention des propriétés thermiques d'un matériau très similaire au RT70HC, dans ce cas, on analyse la paraffine RT58, commercialisée par le même fabricant, dont la principale différence est que celle-ci a une température de fusion plus basse (58 °C). En utilisant la même technique (DSC) que D.A. Lillevoid Skaug [3], ils obtiennent une plage de fusion entre 50-61°C. 11 °C par opposition aux 5°C (53-59°C) proposés par le fabricant.

Ces faits, incitent à penser que la technique utilisée par le fabricant est un peu plus restrictive, étant la véritable zone de fusion de ces matériaux est plus élevée. Par conséquent, dans les simulations correspondantes à ce travail, la plage de 10°C a été utilisée dans tous les cas.

2.2.3.2. Conditions aux limites

La condition aux limites utilisée pour la surface intérieure des tubes (paroi HTF) est le transfert de chaleur par convection, ce qui correspond au cas de l'étude expérimentale.

Comme il a été précisé précédemment, la disparition du calcul de l'écoulement d'un fluide dans la simulation du modèle 2D, implique la recherche d'alternatives pour remplacer ses effets dans le comportement global du système. A cause de la fonction de stockage de l'énergie thermique des accumulateurs, les caractéristiques hydrauliques du fluide ne sont pas aussi importantes dans le système que les caractéristiques thermiques. De là est née l'idée de la possibilité d'utiliser une condition limite qui reproduit uniquement les effets thermiques du fluide dans l'accumulateur.

L'emplacement du point chaud du système se situe dans la zone où circule le fluide caloporteur, avec un transfert de chaleur positif vers le PCM. C'est donc dans cette zone que la condition limite souhaitée sera imposée.

En reprenant la définition d'une des trois formes de transfert de chaleur, on sait que le transport de chaleur, par le mouvement d'un fluide, est régi par le principe de la convection. Ce phénomène est décrit de façon simple par la loi de Newton sur le refroidissement (Eq. (2.10)),

donc, a priori, il semble une bonne idée d'utiliser ce principe comme condition limite pour remplacer l'action du fluide comme source thermique du système.

$$\left(\frac{dQ}{dt}\right) \cdot \frac{1}{A} = \dot{q} = h_f \cdot (T_{fs} - T_w) \quad (2.10)$$

Cette expression relie linéairement la température dans le fluide (température moyenne, communément appelée (free stream temperature : T_{fs}) et la température d'une surface solide en contact avec celui-ci (température de la paroi interne : T_w) en utilisant un paramètre appelé coefficient de convection (h_f) pour obtenir la chaleur transférée par le fluide. Il semble donc logique de l'utiliser pour obtenir la chaleur que le fluide "virtuel" apportera au système. En outre, cette chaleur sera égale à la chaleur transférée par conduction à travers la paroi du tube et, compte tenu des caractéristiques adiabatiques de l'accumulateur, sera égale à l'énergie thermique que le PCM stockera.

Pour utiliser la convection comme condition aux limites, il sera nécessaire de prédéfinir les paramètres qui doivent être définis au préalable par l'utilisateur. D'une part, la zone de transfert de chaleur est connue parce qu'elle est prédéterminée par les dimensions de la géométrie du modèle lui-même. La température de la paroi intérieure du tube est également définie, puisqu'elle est calculée par les algorithmes complexes du logiciel de simulation.

D'autre part, la condition aux limites de convection prend en compte des valeurs uniques pour la température du fluide et le coefficient de convection. En d'autres termes, c'est comme s'il s'agissait de valeurs uniformes tout au long de la conduite.

a. Résolution du problème de transfert de chaleur

Dans le but de démontrer la faisabilité de l'utilisation d'une condition limite de convection au lieu d'un calcul de fluide et démontrer également la capacité à simplifier le calcul de géométries tridimensionnelles par rapport au calcul bidimensionnel sans faire trop d'erreurs, F.G Bermejo [6] a réalisé une comparaison quantitative entre trois modèles à savoir : un modèle 3D (PCM + tube + HTF), un modèle 3D creux en utilisant une condition aux limites de convection (PCM + tube + condition aux limites par convection) et un modèle bidimensionnel en utilisant une condition aux limites par convection.

Seuls les effets de conduction dans la zone PCM ont été pris en compte. Par conséquent, la gravité et les effets de la convection naturelle dans le système n'entrent pas en jeu.

Les résultats obtenus par l'auteur [6] ont confirmé que l'idée d'utiliser une condition de transfert de chaleur par convection, comme alternative au calcul de l'écoulement d'un fluide

est faisable. Ceci est confirmé par des courbes d'énergie cumulée identiques pour les trois modèles.

L'intérêt de confirmer cette hypothèse réside dans la possibilité de faire disparaître le calcul du comportement d'un fluide en mouvement, qui est normalement régi par une formule complexe. Cela suppose une réduction considérable du coût de calcul, contrairement aux simulations du cas où il faut nécessairement tenir compte de l'écoulement du fluide.

En conséquence, l'utilité de ce travail apparaît dans la possibilité à élaborer et à analyser des modèles bidimensionnels qui définissent le comportement d'un accumulateur d'énergie thermique expérimental. En bref, l'objectif est de reproduire des formes tridimensionnelles au moyen d'une typologie bidimensionnelle.

b. Coefficient de transmission de chaleur

Lorsque la condition aux limites de transfert de chaleur par convection est appliquée, il est imposé de définir la valeur du coefficient de transfert de chaleur (h_i) entre le HTF et la paroi interne des tubes.

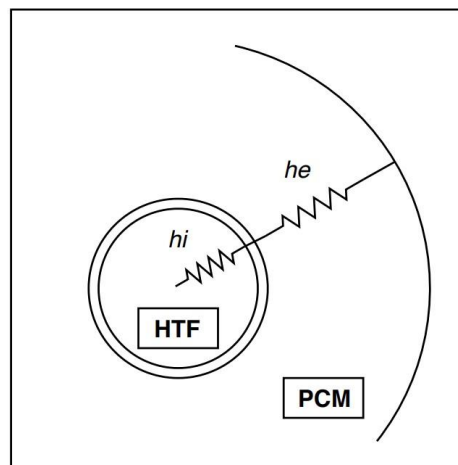


Figure 2.5 Résistances thermiques dans le système.

Comme il s'agit d'un fluide en circulation, on pourrait le considérer comme une convection forcée. Dans l'UDF le coefficient de transfert de chaleur est calculé par les équations suivantes données par A. S. L. Bergman et al. [7]

$$h_i = Nu. \frac{k_{HTF}}{D} \tag{2.11}$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (2.12)$$

Où Pr est le nombre de Prandtl, et la corrélation est valable pour $0.5 < Pr < 2000$, et $3000 < Re < 5 \cdot 10^6$, Re est le nombre de Reynolds exprimé par

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D \cdot \mu_{HTF}} \quad (2.13)$$

f est le facteur de friction calculé par

$$f = (1.58 \cdot \ln Re - 3.28)^{-2} \quad (2.14)$$

Le PCM est initialement mis à l'état solide à une température de 295 K. Le débit du HTF dans les tubes intérieurs est de 1.84 L/min avec $Re=3089.37$.

2.2.3.3. Schéma de couplage solaire (SCS)

Le SCS remplace l'action de tous les composants du circuit primaire de l'installation sauf l'accumulateur, qui fait l'objet de l'étude. Ainsi, seule la simulation de l'accumulateur est effectuée, ce qui simplifie l'analyse du comportement de ce type d'installation. Le circuit primaire est caractérisé par le fluide caloporteur HTF qui circule dans toute l'installation, fournissant ou captant de l'énergie, en fonction de la zone dans laquelle il se trouve. Ce fluide n'a aucune interaction physique avec une substance, mis à part le contact avec la tuyauterie où il circule. Pour cette raison, les interactions entre l'environnement et le fluide seront purement thermiques et sa température sera la variable la plus influente affectant sur le comportement de l'accumulateur. En conséquence, le SCS sera responsable de la mise à jour de la température du fluide caloporteur à chaque instant, en tenant compte du rayonnement solaire grâce à l'algorithme décrit ci-dessous.

Sur la Figure 2.6 un schéma du circuit primaire d'une installation typique est représenté. Cela montre que le SCS doit fournir à la simulation (à chaque instant) une valeur de température du fluide à l'entrée de l'accumulateur. Aussi, pour avoir cette température disponible, il sera nécessaire d'avoir la température de sortie de l'accumulateur à un moment précédent. Dans le cas d'un modèle tridimensionnel, l'obtention de cette dernière température est assez simple, toutefois, une stratégie est requise pour les géométries bidimensionnelles, car l'écoulement du fluide n'est pas calculé dans la simulation de l'accumulateur.

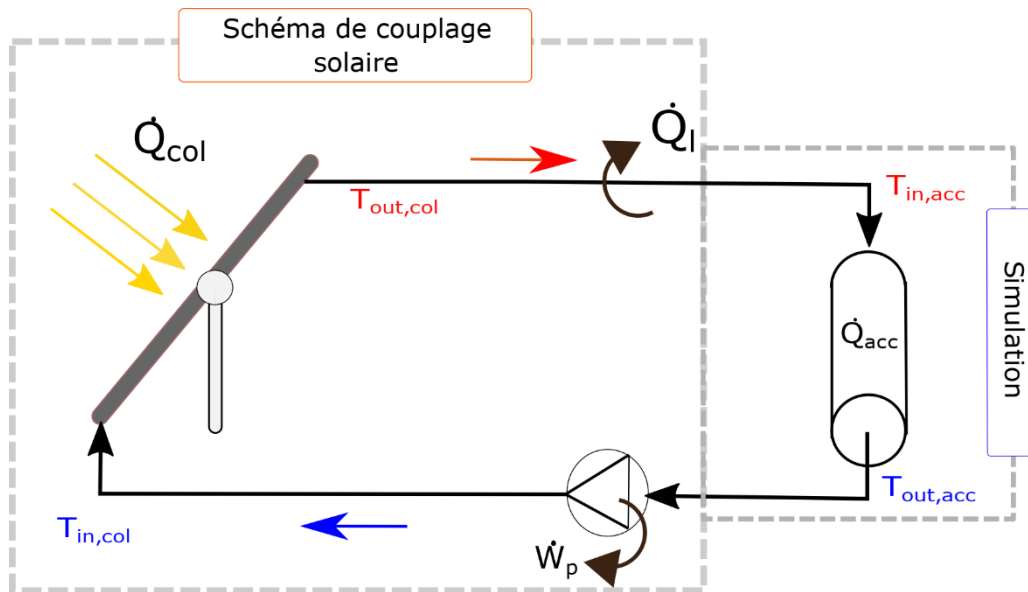


Figure 2.6 Schéma du circuit primaire de l'installation.

2.2.3.4. Algorithme solaire

L'algorithme solaire est responsable de l'obtention de la quantité de chaleur capturée dans le collecteur solaire par le fluide caloporteur (HTF) à chaque instant. A partir d'une température d'entrée de fluide dans le collecteur solaire (qui sera initialement à la température ambiante), il est prévu de prédire le comportement de cette variable lorsque le fluide circule dans le collecteur solaire, c'est-à-dire d'obtenir la température du fluide à la sortie du collecteur, en tenant compte l'ajout ou la perte d'énergie en lui. Pour ce faire, il est nécessaire d'obtenir l'énergie ou la chaleur utile absorbée par le collecteur, à partir de l'incidence du rayonnement solaire naturel qui dépend du temps de simulation. Ce phénomène peut être modélisé comme suit :

En règle générale, dans des conditions idéales (sans interférence des nuages), le rayonnement solaire peut être exprimé par une fonction sinusoïdale positive dont la période correspond à la journée disponible.

De cette manière, différentes courbes solaires peuvent être formées en fonction de la période de l'année, car le rayonnement solaire et la période d'ensoleillement pendant la journée varient au cours de l'année. Le Tableau 2.3 présente les valeurs de rayonnement globales mensuelles pour la zone de la région Murcia et la zone d'Alger. Les données sont obtenues à partir de la latitude et de la longitude (Murcia : latitude = 37,79 ° nord, longitude = 0,8 ° ouest. Alger : latitude=36.72° nord, longitude=3.25° est) à l'aide d'un logiciel de consultation sur le climat [8]. La zone de Murcia (sud d'Espagne) est l'endroit où a été réalisé les essais

expérimentaux pour cette installation LHTES (les données climatiques de cette région sont similaires à celles du climat du nord algérien).

Tableau 2.3. *Données moyennes d'irradiance solaire maximale dans la région de Murcia et Alger (2018).*

Mois	JAN	FEV	MAR	AVR	MAI	JUN	JUI	AOU	SEP	OCT	NOV	DEC
I[W/m²] Murcia	548	687	854	949	977	974	968	943	858	738	583	485
I[W/m²] Alger	558	727	837	906	975	988	985	933	856	753	567	493

La courbe solaire peut être exprimée selon l'équation (2.15), dont le rayonnement coïncide avec l'énergie incidente sur la surface du capteur. La chaleur est idéalement absorbée par le collecteur solaire par unité de surface, G.

$$G = I_{moy} \cdot \left(1 - \cos \left(\frac{\pi \cdot t}{18000} \right) \right) \quad (2.15)$$

Où I_{moy} est l'irradiation solaire moyenne [W/m²] et t est l'instant du temps [s]. L'équation (2.15) correspond à une courbe solaire dans laquelle la période d'éclairage journalière est de 10 heures. Avec une irradiance moyenne de 270 W/m², qui correspond à une courbe typique d'hiver. Deux autres courbes peuvent être construites à partir des données du Tableau 2.4 et des équations (2.16) et (2.17).

$$G = I_{moy} \cdot \left(1 - \cos \left(\frac{\pi \cdot t}{21000} \right) \right) \quad (2.16)$$

$$G = I_{moy} \cdot \left(1 - \cos \left(\frac{\pi \cdot t}{27000} \right) \right) \quad (2.17)$$

Tableau 2.4. *Caractéristiques des courbes solaires.*

	I_{moy}[W/m²]	I_{max}[W/m²]	Période Journalière [h]	Mois
Courbe d'hiver	270	540	10	Nov-Dec-Jan
Courbe mixte	392	784	12	Fev-Mar-Sep-Oct
Courbe d'été	480	960	15	Avr-Mai-Jun-Jui-Aou

La courbe d'hiver (Eq. (2.15)), la courbe mixte (Eq. (2.16)) et la courbe d'été (Eq. (2.17)) sont décrites par la figure suivante.

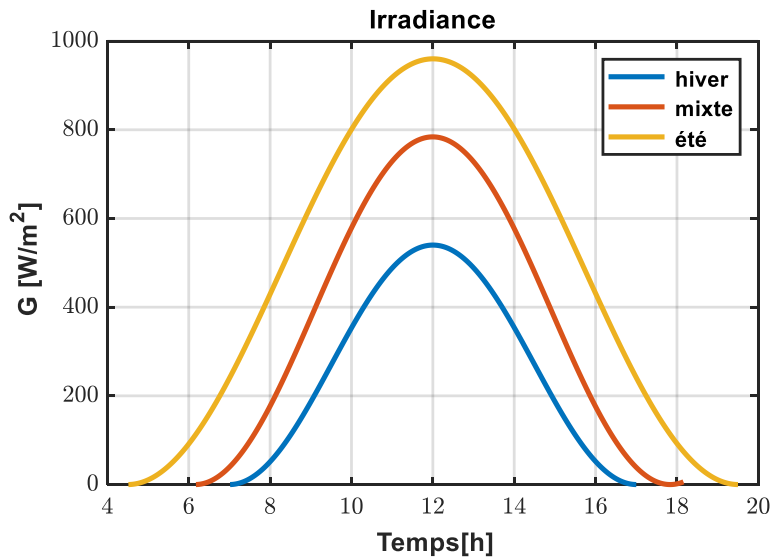


Figure 2.7 Courbes d'irradiance solaire.

La Figure 2.7 montre que le rayonnement solaire maximal est atteint au milieu de chacune des courbes.

Ainsi, la chaleur théorique absorbée par le collecteur solaire peut être calculée en tenant compte sa surface et de l'éclairage solaire (Eq.(2.18)) :

$$\dot{Q}_t = A_{col} \cdot G \quad (2.18)$$

À son tour, cette chaleur absorbée est affectée par les performances du collecteur, ce qui conduit à utiliser l'équation (2.19) pour le calcul de l'efficacité du collecteur. Plus précisément, il s'agit du collecteur Viessmann VITOSOL 300-TM composé de 24 tubes à vide d'une superficie totale brute de 4.612 m².

$$\eta = 0.514 - 1.158 \cdot T_{corr} - 0.005 \cdot G \cdot T_{corr}^2 \quad (2.19)$$

L'efficacité du collecteur dépend d'un paramètre appelé température corrigée ou T_{corr} (Eq.(2.20))

$$T_{corr} = \frac{(T_{col,in} - T_a)}{G} \quad (2.20)$$

En appliquant l'efficacité, l'énergie utile absorbée par le fluide de transfert de chaleur dans le collecteur solaire (Q_{utile}) est obtenue par l'équation (2.21) :

$$\dot{Q}_{utile} = \dot{Q}_t \cdot \eta \quad (2.21)$$

Les pertes dans le circuit lui-même sont un facteur à prendre en compte, par exemple, expérimentalement, ces pertes font que la température d'entrée dans l'accumulateur est

inférieure à la température de sortie du collecteur. Dans l'ensemble, ces pertes sont difficiles à théoriser, donc il a été décidé d'éliminer à tout moment 20% de l'énergie utile absorbée par le fluide du collecteur.

Cette hypothèse affecte l'énergie absorbée par le fluide caloporteur à chaque instant, de sorte que l'énergie fournie par le collecteur sera diminuée (Eq. (2.22)).

$$\dot{Q}_{col} = \dot{Q}_{utile} - 0.2 \cdot \dot{Q}_{utile} \quad (2.22)$$

Considérant la chaleur spécifique du HTF comme constante, l'équation de base du transfert d'énergie sous forme de chaleur sensible entre le système et son environnement $\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$ peut être utilisé pour obtenir le gain de température résultant de l'action du collecteur, ΔT , à partir de la chaleur utile \dot{Q}_{col} [W].

L'ajout de ce gain à la température existante à l'entrée du collecteur permet d'obtenir la température à la sortie de celui-ci à chaque instant.

$$T_{col,out} = T_{col,in} + \frac{\dot{Q}_{col}}{\dot{m} \cdot C_{p_{HTF}}} \quad (2.23)$$

2.2.3.5. Stratégie de couplage pour le modèle bidimensionnel

Pour le couplage en géométrie bidimensionnelle, certains aspects du conditionnement se présentent pour prendre en compte :

- Comme il n'y a pas de profondeur, il n'y a ni entrée ni sortie physique du fluide dans la géométrie considérée.
- Comme conséquence directe, aucun fluide ne circule dans la géométrie étudiée. Seule la température au sein du fluide (Free Stream Température) sera prise en compte. Elle aura toujours une valeur unique imposée à chaque instant comme condition aux limites de convection.

Dans ce contexte et comme l'accumulateur de l'étude a une longueur relativement courte, on peut supposer que la température du fluide à l'intérieur reste constante tout au long de celui-ci. Par conséquent, si nous appliquons le modèle à la section située à l'entrée de l'accumulateur (qui coïncide avec la température correspondant à la sortie du collecteur solaire) et nous extrapolons les résultats à toute la longueur de l'accumulateur, nous obtiendrons facilement les données caractéristiques d'une géométrie en trois dimensions. De cette manière, l'UDF sera responsable de :

1. La mise à jour de la « Free Stream Temperature » de la simulation.
2. La mise à jour de la température de sortie du collecteur à l'aide du SCS.

Cependant, le SCS demande comme paramètre d'entrée la température du fluide de transfert de chaleur à la sortie de l'accumulateur. Il est nécessaire donc de rechercher une stratégie permettant de prévoir la température que le fluide aurait à la sortie de l'accumulateur, car l'échange d'énergie entre le fluide et le PCM entraîne une diminution de la température du fluide qui n'est pas calculée car il n'y a pas de fluide caloporteur dans ce modèle.

- **Stratégie :**

Puisque l'accumulateur est considéré comme étant thermiquement isolé de l'extérieur, on peut dire que tout le flux de chaleur transféré à travers la paroi interne du tube par convection est égal au flux de chaleur transféré par conduction au PCM. Ainsi, nous pouvons quantifier la quantité d'énergie thermique que le PCM reçoit en un instant de temps, ce qui permet d'utiliser cette chaleur pour actualiser la température du HTF et obtenir ainsi la température qui serait à la sortie de l'accumulateur et qui coïncidera avec la température à l'entrée du collecteur pour l'instant suivant.

Il est donc nécessaire de mettre en œuvre le calcul de ce flux de chaleur dans l'algorithme lui-même, en utilisant l'équation de transfert de chaleur par convection.

$$\dot{Q}_{wall} = A \cdot h_i (T_{fs} - T_w) \quad (2.24)$$

T_w , est la température (K) de la paroi interne du tube obtenue directement à partir de la simulation. Une fois le flux thermique obtenu, on peut obtenir la température désirée à partir d'un bilan énergétique similaire à celui de l'équation (2.23).

$$T_{tube,out} = T_{tube,in} + \frac{\dot{Q}_{wall}}{\dot{m} \cdot C_{p_{HTF}}} \quad (2.25)$$

Ces données seront nécessaires pour les stocker en mémoire afin de les disposer au prochain pas de temps, car ce sera la nouvelle valeur de température à l'entrée du collecteur avec laquelle le système du SCS fonctionnera.

2.2.3.6. Détails de l'UDF pour le modèle 2D

Le fluide circule à l'intérieur de l'accumulateur suivant un "S" ou une disposition en serpentin, comme le montre la Figure 2.8.

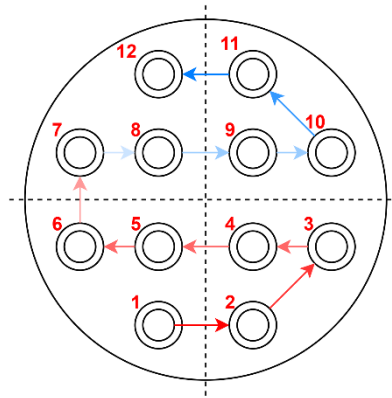


Figure 2.8 *Fluide caloporteur circulant en série dans l'accumulateur.*

L'entrée du circuit primaire de l'accumulateur est située dans l'un des tubes de la zone inférieure (tube 1) et, la sortie, dans l'une des parties supérieures (tube 12). Cette disposition est adaptée pour bénéficier de la capacité de l'accumulateur car, il a été prouvé à plusieurs reprises, ses effets positifs sur les problèmes de transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur avec phénomènes de convection et de gravité.

En effet, le fluide perd de l'énergie en fonction de sa circulation, donc la condition aux limites de chaque tube doit être mise à jour en fonction de l'énergie qui y est transférée. Par conséquent, le fluide sera plus chaud dans le tube d'entrée et diminuera progressivement sa température au fur et à mesure qu'il traversera chaque tube, jusqu'à ce qu'il atteigne le point de sortie de l'accumulateur.

De plus, la circulation en serpentin parvient à maximiser la différence de température entre le PCM et le fluide caloporteur dans toutes les zones. Cela est possible en raison de la tendance acquise par le PCM chaud à monter dans le réservoir en gardant la partie inférieure de celui-ci plus froide. Cet événement est motivé par les différences de densité dans le PCM (selon la température) et l'action de la gravité, un événement connu sous le nom de la flottabilité du PCM. Ainsi, lorsque le fluide caloporteur est plus chaud, il entre en contact avec la partie la plus froide du PCM, conduisant à un transfert de chaleur plus important.

Le SCS programmé dans l'UDF pour le modèle en 2D à 12 tubes suit la structure illustrée dans la Figure 2.9.

A travers la détermination de la température de la paroi, la chaleur absorbée par le PCM du fluide caloporteur à l'instant actuel est calculée en utilisant l'équation (2.24). Cette chaleur est utilisée pour mettre à jour la température du fluide à la sortie d'un tube de l'accumulateur, qui coïncide avec la température de la condition aux limites (entrée) du tube suivant. Suivant cette succession, la position du tube dont la condition aux limites doit être implantée déterminera les cycles de calcul qui seraient nécessaires pour effectuer la mise à jour de la température de la sortie de l'accumulateur.

2.3. Points de mesure expérimentaux

Une autre addition au modèle est l'inclusion de points de mesure dans la géométrie du maillage. Dans l'accumulateur réel, il est impossible d'avoir des données dans chacun des points infinitésimaux qui composent la section de celui-ci. Par ailleurs, des positions spécifiques sont choisies qui sont faciles d'accès, car des trous ont été aménagés dans la fabrication où un support longitudinal chargé de capteurs peut être introduit.

La Figure 2.10 montre la position de chacun des capteurs sur l'axe horizontal et vertical. Par conséquent, la position des thermocouples dans le modèle théorique peut être définie afin d'obtenir certaines données d'une manière similaire à celle obtenue expérimentalement à travers ces capteurs.

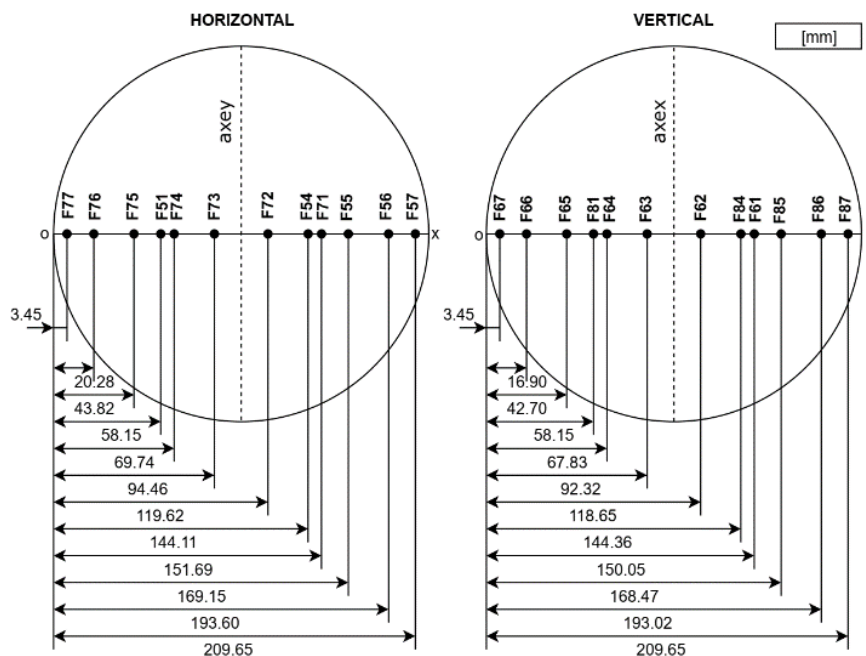


Figure 2.10 Position des points de mesures expérimentales

2.4. Coefficient de convection

Il a été jugé utile de prendre en considération les effets de la convection naturelle durant la fusion du PCM. Sachant que la couche limite contrôlant le transfert de chaleur dans le système étudié est la partie où se trouve le matériau à changement de phase. Il est donc intéressant de connaître le coefficient de convection de ce côté de l'accumulateur pour confirmer ce fait.

L'objectif consiste alors à obtenir le coefficient de convection externe entre la paroi externe des tubes de l'accumulateur en contact avec le PCM et le matériau à changement de phase.

2.4.1. Formulation théorique

Quelle que soit la nature particulière du processus de transfert de chaleur par convection (naturelle, forcée ...), l'une des caractérisations les plus appropriées est l'utilisation de la "loi de refroidissement de Newton" (Eq. (2.10)).

En appliquant cette expression dans la zone de l'accumulateur dans laquelle se trouve le PCM, le coefficient de convection externe peut être calculé, de telle sorte que :

$$h_e = \frac{\dot{q}}{T_w - T_{f,PCM}} \quad (2.26)$$

Puisque l'écoulement en série est considéré, les températures des parois des 12 tubes sont différentes. Pour simplifier, une moyenne est obtenue en considérant la contribution de chacun des tubes, en déterminant \bar{T}_w à chaque instant considéré.

Le flux de chaleur global sera celui transféré du HTF au PCM, c'est le même que la chaleur transférée du HTF à la paroi intérieure du tube par convection, car on considère qu'il n'y a pas de perte dans l'accumulateur. Seule la partie fluide (liquide) du PCM est considérée à chaque instant pour obtenir une valeur moyenne de température du fluide, $\bar{T}_{f,PCM}$.

Compte tenu des considérations ci-dessus, l'équation (2.26) est modifiée comme suit :

$$h_e^j = \frac{\dot{q}^j}{\bar{T}_w^j - \bar{T}_{f,PCM}^j} \quad (2.27)$$

Permettant l'obtention du coefficient de convection externe à chaque instant j souhaité. Pour chaque instant j , les paramètres de flux thermique et de température de paroi et la température du PCM liquide (fraction liquide >0.5) sont extraits directement d'ANSYS Fluent en configurant correctement les moniteurs correspondants.

Le nombre de Nusselt est également calculé par :

$$Nu = \frac{h_e \cdot D}{k_{PCM}} \quad (2.28)$$

Références

- [1] 2013. ANSYS Fluent Theory Guide, Chapter 18: Solidification and Melting, pp. 601-609.
- [2] C. P. V. R. Voller, “A fixed grid numerical modelling methodology for convection-diffusion mushy region phase-change problems,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 30, no. 8, pp. 1709–1719, 1987.
- [3] D. A. Lillevold Skaug, “Phase change materials for thermal energy storage,” Ostfold university college, 2018.
- [4] S. Vidi, H. Mehling, F. Hemberger, T. Haussmann, and A. Laube, “Round-Robin Test of Paraffin Phase-Change Material,” *International Journal of Thermophysics*, vol. 36, no. 10–11, pp. 2518–2522, 2015, doi: 10.1007/s10765-014-1754-6.
- [5] J. Gasia, L. Miró, A. de Gracia, C. Barreneche, and L. F. Cabeza, “Experimental evaluation of a paraffin as phase change material for thermal energy storage in laboratory equipment and in a shell-and-tube heat exchanger,” *Applied Sciences*, vol. 6, no. 5, 2016, doi: 10.3390/app6040112.
- [6] F. G. Bermejo, “latent heat thermal energy storage,” Universidad politecnica de Cartagena, 2019.
- [7] T. L. Bergman, A. S. Lavine, Frank P. Incropera, and D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, SEVENTH ED. 2011.
- [8] “Energy Design Tools Group. Climate Consultant 6.0. Version 2018.” <http://www.energy-design-tools.aud.ucla.edu/>.

Chapitre 3

Résultats Numériques

3. RESULTATS NUMERIQUES ET DISCUSSION

3.1. Introduction

Un problème commun soulevé dans la littérature est le manque de compréhension des mécanismes de transfert de chaleur pendant les processus de fusion. Les mécanismes de transfert de chaleur possibles sont la conduction, la convection ou une combinaison des deux. Cependant, la question de savoir quel mécanisme domine à différents stades de la fusion est discutée depuis des décennies.[1][2][3].

Au départ, on pensait que la conduction jouait le rôle le plus important dans les processus de changement de phase [4]. Cependant, de nombreux chercheurs ont affirmé que la convection naturelle est le mécanisme le plus important dans le processus de changement de phase, et en particulier dans le processus de fusion [5] [6].

L'effet de la convection naturelle sur la fusion du PCM dans des enceintes rectangulaires a été réalisé numériquement par Bejan [7]. Les résultats ont montré que dans les premières étapes d'un processus de fusion, le mode transfert de chaleur par conduction est dominant. À mesure que la fusion progresse, la convection naturelle causée par la flottabilité du liquide est renforcée. Il a mentionné l'existence d'une région de transition entre les deux. Depuis, un grand nombre de chercheurs ont confirmé cela [8]–[12].

Dans ce chapitre, un modèle de conduction thermique pure et un modèle combiné de transfert de chaleur par conduction-convection ont été utilisés pour étudier le mécanisme de transfert de chaleur à l'intérieur d'un système de stockage de l'énergie thermique latente à tubes et calandre cylindrique horizontal au cours de fusion. Les résultats de la simulation numérique sont validés par nos résultats expérimentaux qui indiquent que le modèle combiné de convection-conduction peut mieux décrire le transfert d'énergie dans les matériaux à changement de phase (PCM) pendant le processus de fusion.

Les paramètres importants de changement de phase, y compris les temps de transition, les plages de température le coefficient d'échange de chaleur ainsi que les nombres adimensionnels ont été évalué en fonction des paramètres de fonctionnement, à savoir, la configuration du circuit hydraulique solaire et les conditions climatiques annuelles. Les résultats sont présentés pour le PCM RT70HC. Trois courbes d'irradiance solaire (hiver, mixte et été) et trois flux thermiques correspondants à (1, 1.5 et 2 collecteurs) sont testées.

3.2. Résultats et discussion

3.2.1. Vérification et validation des modèles

3.2.1.1. Comparaison des modèles conduction pure et conduction-convection

La Figure 3.1 et la Figure 3.2 montrent les contours de température et de la fraction liquide dans le PCM d'un accumulateur dont la chaleur est fournie par deux collecteurs solaires pour une courbe d'hiver. Le processus de fusion est simulé en utilisant un modèle combiné convection+conduction et un modèle de conduction pure. Comme le montre la Figure 3.1.a. les contours de température sont symétriques selon les axes horizontal et vertical. Cela peut s'expliquer par le transfert de chaleur par conduction. La température du PCM est contrôlée par l'énergie absorbée par le PCM à partir du HTF, la chaleur est transférée du PCM chaud à la couche adjacente de PCM froid. En fonction des taux de ces deux processus de transfert d'énergie, la température à un endroit de l'accumulateur peut rester constante ou augmenter. Dans le modèle à conduction pure, le taux de transfert thermique total est presque le même dans tous les sens, de la surface des tubes à l'interface PCM. Par conséquent, le front de fusion dans la direction radiale se déplace à la même vitesse de la surface des tubes à la surface intérieure de la calandre (Figure 3.2.a).

Cependant, les résultats obtenus à partir du modèle combiné de conduction-convection sont très différents. La Figure 3.1.b montre les contours de température dans le PCM en utilisant le modèle combiné de conduction+convection pendant le processus de fusion. La température du PCM change considérablement dans la direction verticale à différents moments de la fusion. Dans le modèle combiné, le transfert de chaleur de la paroi des tubes vers le PCM se fait d'abord par conduction avant que le PCM ne commence à fondre. Lorsque le PCM fond, une fine couche de liquide se forme entre la paroi extérieure des tubes et le matériau en phase solide, et la convection naturelle commence à se produire. À mesure que la zone fondue s'agrandit, la convection devient plus forte et le front d'interface se déplace plus rapidement (Figure 3.2.b).

Le transfert de chaleur dans l'accumulateur repose sur deux mécanismes : (1) dans le PCM liquide, l'interface entre le PCM liquide et la surface des tubes et l'interface entre le PCM liquide et le PCM solide, le transfert de chaleur est principalement contrôlé par convection et (2) dans le PCM solide, le transfert de chaleur se fait par conduction.

Comme le montre la Figure 3.2.b, en raison de la flottabilité, le PCM liquide monte et remplit progressivement la région supérieure du système. Ainsi, le front de fusion n'est pas de forme

cylindrique. La partie supérieure du PCM dans l'accumulateur fond beaucoup plus vite que la partie inférieure. Ce résultat est conforme aussi à celui observé lors des expériences.

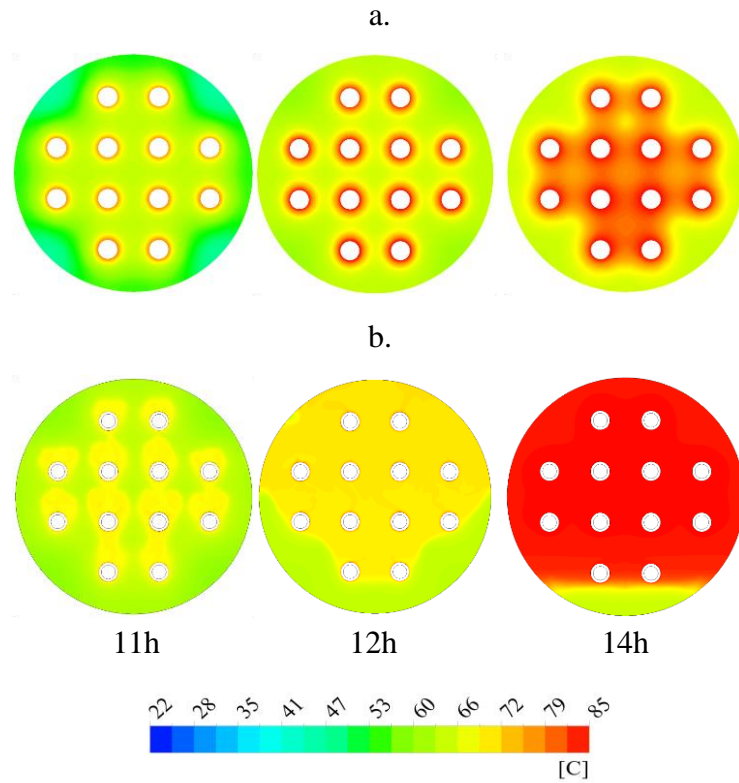


Figure 3.1 Contours de température. a. modèle de conduction pure. b. modèle combiné convection-conduction.

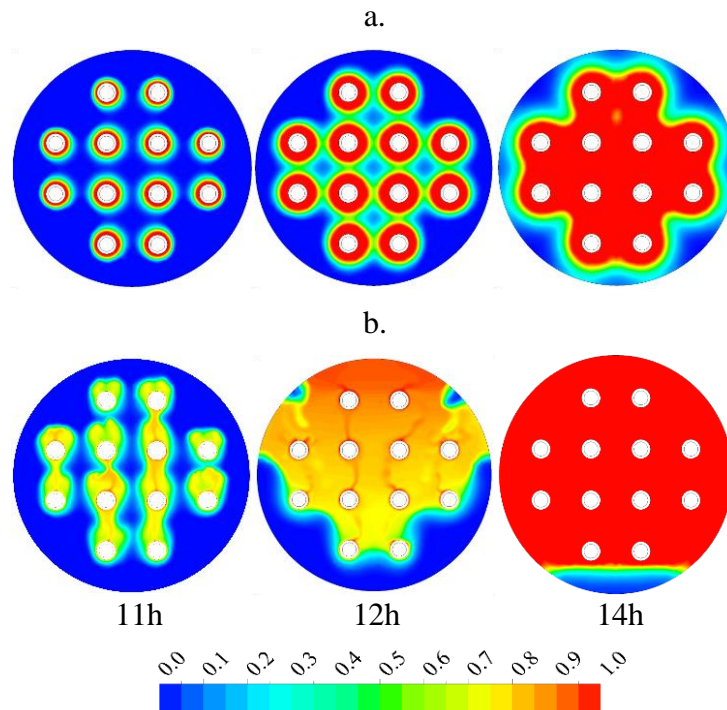


Figure 3.2 Contours de la fraction liquide. a. modèle de conduction pure. b. modèle combiné convection-conduction.

3.2.1.2. Validation

La température du PCM à l'intérieur du domaine est analysée et comparée aux données expérimentales, pour les mêmes dimensions d'accumulateur et conditions aux limites (voir chapitre 4), afin d'étudier le modèle qui décrit le plus précisément le transfert de chaleur dans le PCM.

Les courbes d'irradiation expérimentale et numérique pour une journée ensoleillée du 31 mai 2019 sont présentées dans la Figure 3.3.a

La Figure 3.3.b montre une comparaison entre la température du PCM mesurée expérimentalement et celle obtenue numériquement par un modèle combiné convection-conduction et un modèle de conduction pure pendant le processus de fusion.

En utilisant la méthode de l'analyse statistique dite la moyenne quadratique (RMS), la valeur RMS de la différence entre la température obtenue par le modèle de conduction pure et les données expérimentales est de 6.98 °C. La valeur RMS de la différence entre la température prédite par le modèle combiné conduction-convection et les données expérimentales est de 0.65°C. Il est évident que les températures du PCM obtenues à partir du modèle combiné conduction-convection concordent beaucoup mieux avec les données expérimentales que celles obtenues à partir du modèle de conduction pure.

On peut constater que la différence de température est très faible au début du processus de chargement avant que la température du PCM n'atteigne le point de fusion. Cela confirme que la conduction domine le transfert de chaleur pendant cette période initiale et qu'il n'y a pas de différence significative entre les deux modèles. Une fois que la température du PCM atteint le point de fusion, le modèle de conduction-convection combiné peut toujours prédire la température PCM avec précision, alors que le modèle de conduction pure ne le peut pas. Cette différence est principalement causée par la convection naturelle.

Les résultats expérimentaux montrent que le temps nécessaire pour que tous le PCM atteignent 92 °C est environ 8.5 heures. Ce temps est presque le même que le temps de charge total simulé en utilisant le modèle combiné conduction-convection ; en revanche, en utilisant le modèle à conduction pure, cette température n'est jamais atteinte.

Les résultats de la comparaison ci-dessus indiquent que le processus de fusion est principalement contrôlé par la convection naturelle et que la conduction devient presque négligeable. Par conséquent, le modèle combiné (conduction-convection) peut mieux décrire le transfert de chaleur dans le PCM par rapport au modèle de conduction pure. La chaleur est

transférée au PCM solide d'abord par conduction puis par convection naturelle au fur et à mesure que le PCM solide fond. Comme la chaleur sensible est beaucoup plus petite que la chaleur latente, la conduction est moins importante et la convection naturelle est le principal mécanisme de transfert de chaleur pendant le processus de chargement.

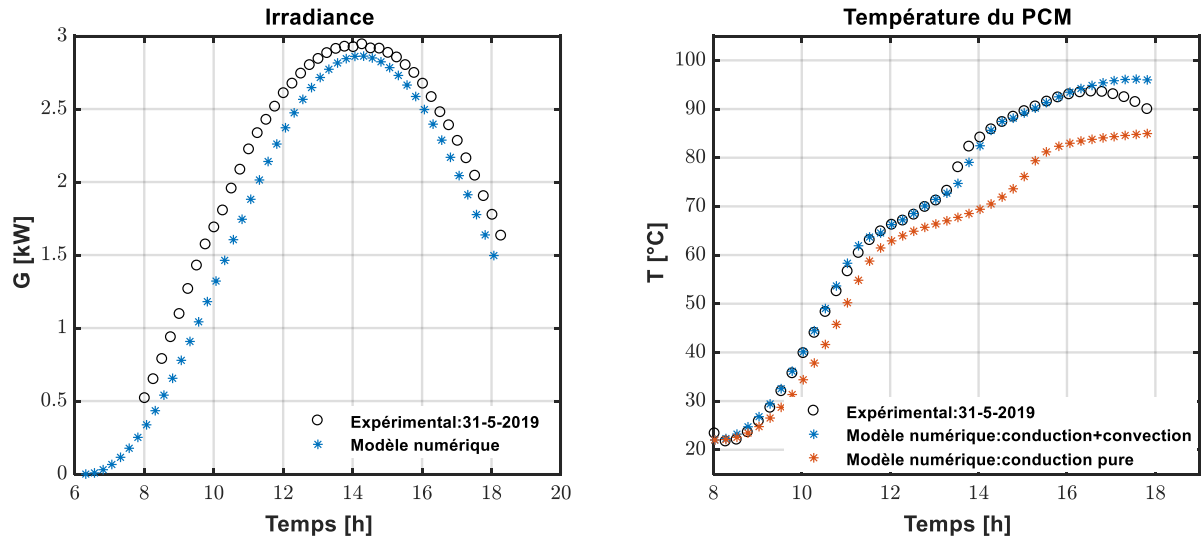


Figure 3.3 Courbes d'irradiance solaire et température du PCM : comparaison entre les modèles numériques et les résultats expérimentaux.

Une comparaison entre la température du PCM et l'énergie stockée obtenue par la simulation numérique et les résultats expérimentaux (chapitre 5) pour trois journées ensoleillées, sont présentées dans la Figure 3.4.

Les courbes ci-dessous présentent un bon accord entre les résultats numériques obtenus par le modèle combiné et les données expérimentales. Ainsi, nous considérons que les écarts constatés sont acceptables et nous permettent d'adopter notre modèle pour les étapes suivantes.

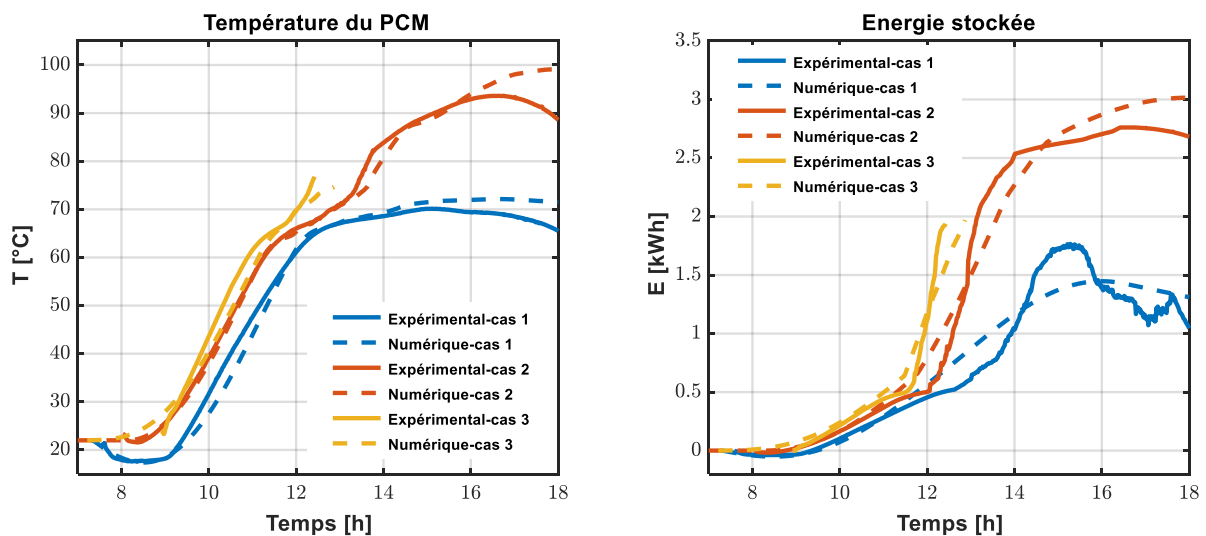


Figure 3.4 Validation du modèle numérique avec les résultats expérimentaux.

3.2.2. Températures du HTF

La Figure 3.5 montre l'évolution de la température dans le fluide caloporteur (HTF) pour une courbe d'hiver entre l'entrée et la sortie de l'accumulateur simulé utilisant un collecteur et demi soit 4.545 m^2 de surface d'absorption. Notant que les deux données sont calculées à l'aide de l'UDF, la température d'entrée étant le résultat du SCS et la température de sortie, le résultat de la stratégie utilisée pour mettre à jour la température du fluide à l'intérieur du modèle bidimensionnel.

Du début de la simulation jusqu'à 10h30min, la température évolue de façon linéaire, suivant l'évolution de la courbe solaire. A ce stade, les différences entre les températures d'entrée et de sortie du fluide sont à peine visibles car le PCM est à l'état solide. Celui-ci présente une résistance thermique élevée pour la transmission d'énergie, conséquence d'une très faible conductivité qui implique un faible transfert de chaleur du fluide vers le PCM.

Au-delà de 10h30 environ, la fusion démarre autour des tubes. La température du fluide change de tendance et il existe des différences appréciables entre l'entrée et la sortie de l'accumulateur ($\sim 5^\circ\text{C}$). L'augmentation de température dans le fluide caloporteur est réduite, résultant en un profil beaucoup plus horizontal. L'explication réside dans la réduction de la résistance au transfert de chaleur du PCM pendant le changement de phase.

A 13 h, la majorité du PCM est à l'état liquide ($\beta \sim 0.8$) et a atteint la température liquidus par conséquent, le taux de changement de phase est ralenti. La chaleur absorbée par le PCM n'est plus une chaleur latente mais une chaleur sensible causant l'augmentation de la température de celui-là, ce qui est de même pour le fluide caloporteur. La température de ce dernier augmente et la différence entre entrée et sortie diminue progressivement.

En se référant à la courbe (d) de la Figure 3.9 et en examinant l'énergie transférée dans le système, l'augmentation des échanges thermiques est perçue au bout de 4 h après le début de la simulation. Après 12 h (point d'irradiation solaire maximum), le rayonnement solaire commence à diminuer, affectant le gain de chaleur du fluide caloporteur lors de son passage dans le collecteur. Ceci, fait baisser à la fois la température du fluide caloporteur et la chaleur transférée dans le système. En effet, le fluide caloporteur a de moins en moins de charge énergétique tandis que le matériau à changement de phase continue d'absorber de l'énergie (sa température continue d'augmenter, puisqu'il absorbe l'énergie du HTF). Cette tendance se poursuit jusqu'à peu de temps avant 15 h, où la température du fluide caloporteur et la température du PCM liquide sont égales. L'énergie transférée à ce moment tombe à zéro et la température du HTF diminue en ne prenant en compte que les pertes considérées et la

diminution du rayonnement solaire. La situation est même inversée, dans laquelle le PCM est plus chaud que le fluide caloporteur et c'est celui qui apporte de l'énergie au HTF, ce qui entraîne un processus de décharge indésirable. Ce processus peut être évité en mettant en œuvre un système de contrôle approprié.

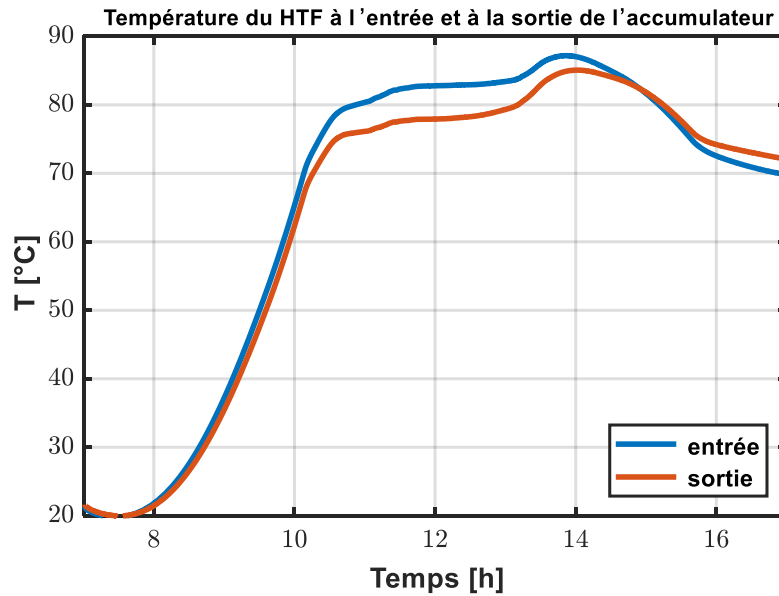


Figure 3.5 Température du HTF à l'entrée et à la sortie de l'accumulateur.

La température du fluide caloporteur passant dans les tubes est représentée dans la Figure 3.6. Dans les premières étapes de la simulation, il y a une augmentation progressive de la température du fluide comme le fait le rayonnement solaire.

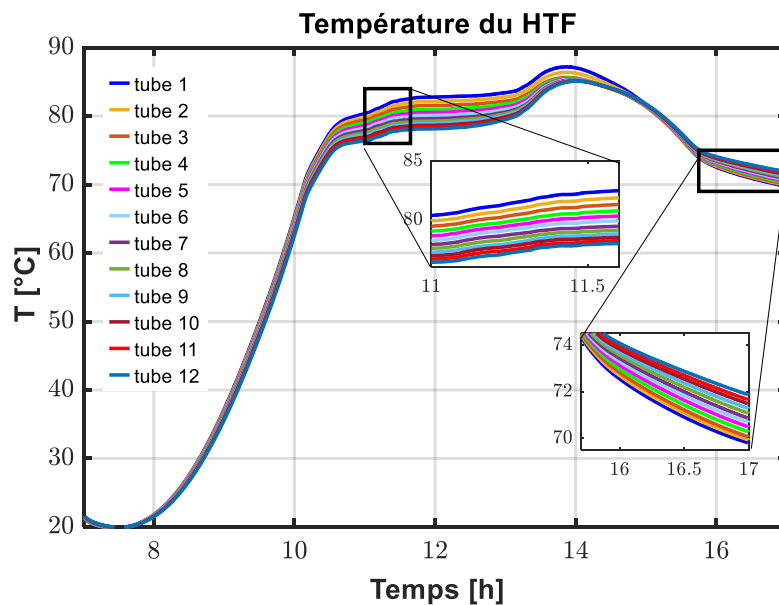


Figure 3.6 Température du HTF dans chaque tube.

La faible conductivité du matériau rend la transmission d'énergie à ce stade faible et il n'y a pas beaucoup de différence entre les tubes. Puis, au début de la fusion, la convection domine la transmission de l'énergie dans le système, ce qui affecte la température du fluide caloporteur en fonction des tubes dans lesquels il circule. En effet la température de HTF dans les tubes inférieurs est plus élevée par rapport aux tubes supérieurs. Lorsque le temps $t > 15h$, ce comportement est totalement inversé.

3.2.3. Température et chaleur échangée dans les parois des tubes

Les courbes de la Figure 3.7 correspondent à la température moyenne des parois externes des tubes qui sont en contact avec le PCM. Leur évolution est la même que pour la courbe de température du fluide caloporteur en raison de la grande capacité de conduction des tubes. A noter que lorsque la majorité du PCM est fondue, les tubes 1 et 2 (se situant dans la partie inférieure de l'accumulateur) auront une température beaucoup plus basse par rapport aux autres tubes. Cela est due au fait que la zone du PCM où se trouvent ces deux tubes reste longtemps à l'état solide puisque le PCM liquide a une tendance à monter vers le haut. Le PCM solide a une température faible ce qui entraîne une diminution de la température des tubes en contact.

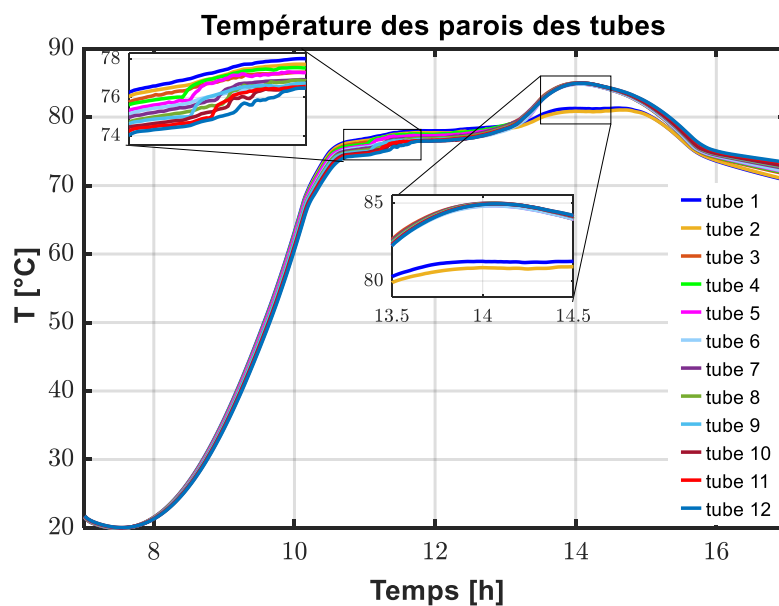


Figure 3.7 Températures des parois internes des tubes.

La Figure 3.8.(a) montre la chaleur transférée par chaque tube indépendamment pendant le temps de simulation. La tendance à la transmission est la même pour tous les tubes, cependant, une diminution de la chaleur transférée par chaque tube est observée en montant verticalement à travers l'accumulateur. Cela donne des indications de la disposition du PCM sous forme de

couches de températures différentes dans la section de l'accumulateur, un processus connu sous le nom de stratification.

En effet, la densité du PCM est fonction de la température et en introduisant les effets de la convection naturelle et de la gravité, le matériau avec une température plus élevée aura une densité plus faible et aura tendance à monter en établissant une couche à haute température dans le haut de l'accumulateur. Ce fait peut être vérifié visuellement dans les champs de température (Figure 3.10.), par exemple, pour l'instant 14h.

En observant les courbes, (Figure 3.8.a), il est vérifié que les tubes inférieurs (tube 1 et tube 2) continuent à fournir de l'énergie au PCM lorsque les autres ne le font plus. Cela est expliqué par le fait que les deux premiers tubes reçoivent le fluide caloporteur directement du collecteur, c'est donc les tubes le plus chauds. De plus, en raison de la stratification, ils se trouvent dans la position la plus froide de la section, ce qui en fait les tubes qui transmettent le plus d'énergie dans le système.

Cependant, les tubes situés dans la zone supérieure, n'ont pas une température suffisante pour continuer à transmettre de l'énergie. Même la situation s'inverse, le matériau à changement de phase dans cette zone est plus chaud que le fluide caloporteur lui-même, ce qui entraîne une absorption d'énergie par le fluide caloporteur dans ces tubes (~14h30). Quant à la Figure 3.8.b, il est vérifié que l'UDF reproduit correctement la chaleur transmise dans le système calculée par ANSYS Fluent, l'algorithme de calcul étant validé.

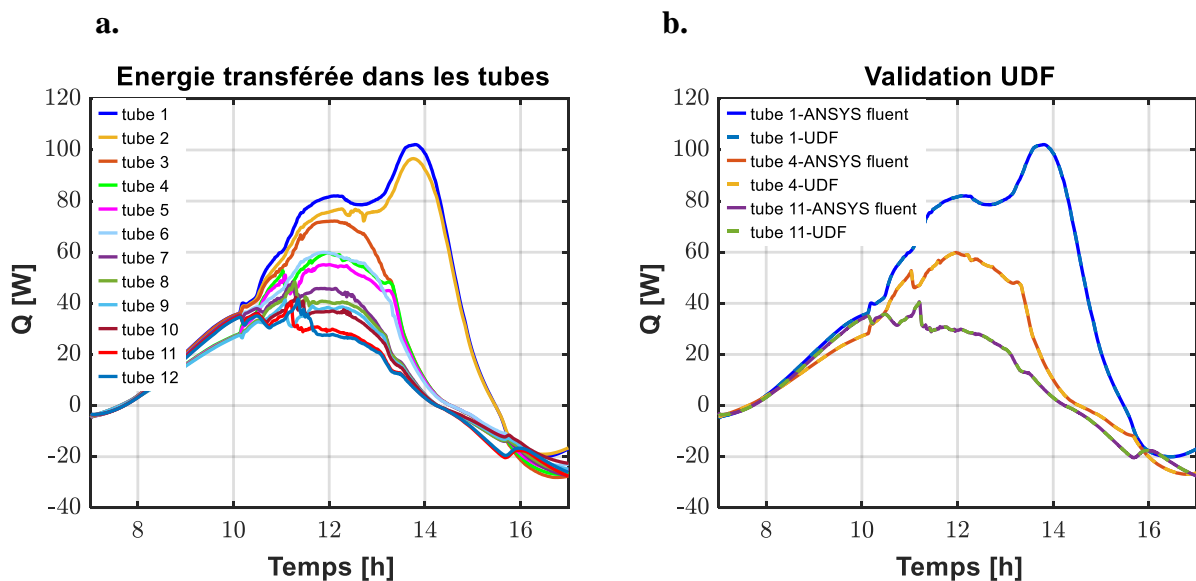


Figure 3.8 Chaleur absorbée par le PCM dans chaque tube.

3.2.4. Evolutions des variables de l'installation LHTES

La fraction liquide (courbe (b) – Figure 3.9) indique le début de la fusion ($\sim 10h20min$) et le ralentissement de ce changement d'état au bout de 13 h, où la chaleur transmise n'est plus aussi élevée.

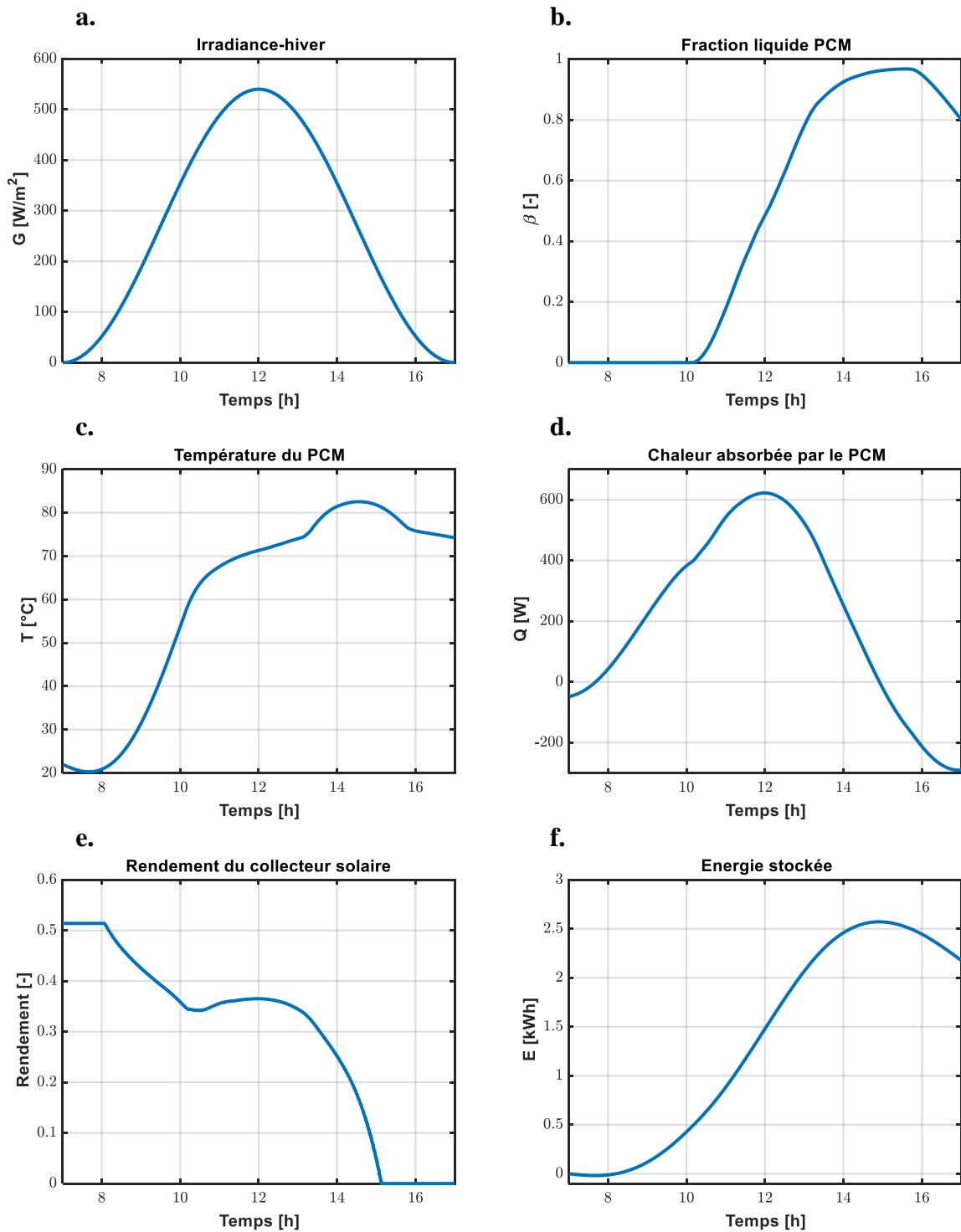


Figure 3.9 Evolution des variables du PCM.

Vers 15h, l'irradiance solaire est très faible, le rendement du collecteur ainsi que la chaleur absorbée par le PCM sont nuls et la température du PCM commence à chuter, la fraction liquide maintient un peu de temps sa valeur maximale ($\beta \sim 0.98$) avant de diminuer vers 17h lorsque la température du PCM atteint la limite de solidification (courbe (c) – Figure 3.9).

La courbe (f) de la Figure 3.9 montre l'augmentation prononcée de l'énergie stockée dans le PCM au début de la fusion ($\sim 10h$). Avant ce stade, l'énergie associée à l'augmentation de la température du PCM solide est à peine envisageable par rapport à celle du changement de phase, ce qui prouve l'avantage d'utiliser ce type de matériau pour l'accumulation d'énergie thermique. De même, le ralentissement est observé après 13h30. La baisse de l'énergie stockée à la fin de la simulation indique la perte de l'énergie thermique par le PCM, ceci se procure lorsque la température du HTF est plus basse que celle du PCM.

3.2.5. Contours de température et de fraction liquide

La Figure 3.10 montre les contours de température au sein du PCM au cours du processus de fusion dans les conditions climatiques hivernales en utilisant un collecteur solaire et demi. Il est constaté que l'évolution de la température est affectée par sa position par rapport aux tubes qui agissent comme le point chaud du système et, en outre, par l'effet de la convection naturelle. En conséquence, les points les plus proches des tubes passent à l'état liquide beaucoup plus tôt.

A noter que à la fin du temps de fonctionnement ($\sim 17h$) la partie inférieure de la section contient toujours du PCM solide (Figure 3.11), cela est expliqué par le fait que la résistance thermique pour le changement de phase dans cette partie n'a pas été surmontée (après ce temps, la température ne dépasse pas 66 °C dans cette zone). Ce fait indique que les effets de la convection ont influencé le système. Le PCM liquide avec une densité plus faible et une température élevée a tendance à monter, ce qui implique que la zone supérieure de l'accumulateur ait la température la plus élevée. Cet endroit est un peu spécial, car en peu de temps il passe d'une zone relativement froide (comme observé dans le contour de température à 12 h) à une zone de température maximale (à 14h). L'explication est qu'il s'agit de l'une des zones les plus reculées des tubes et, par conséquent, l'une des dernières à contenir des matériaux fondus. Malgré cela, elle devient celle avec la charge d'énergie la plus élevée, lorsque les effets de convection qui entraînent la circulation du PCM liquide le plus chaud vers le haut de la section de l'accumulateur entrent en jeu.

Bref, l'effet de la convection naturelle parvient à créer plusieurs couches de matière en fonction de la température du PCM, apparaissant ce qu'on appelle la stratification. Dans la partie supérieure se trouve le liquide le plus chaud tandis que, dans la partie inférieure, le plus froid.

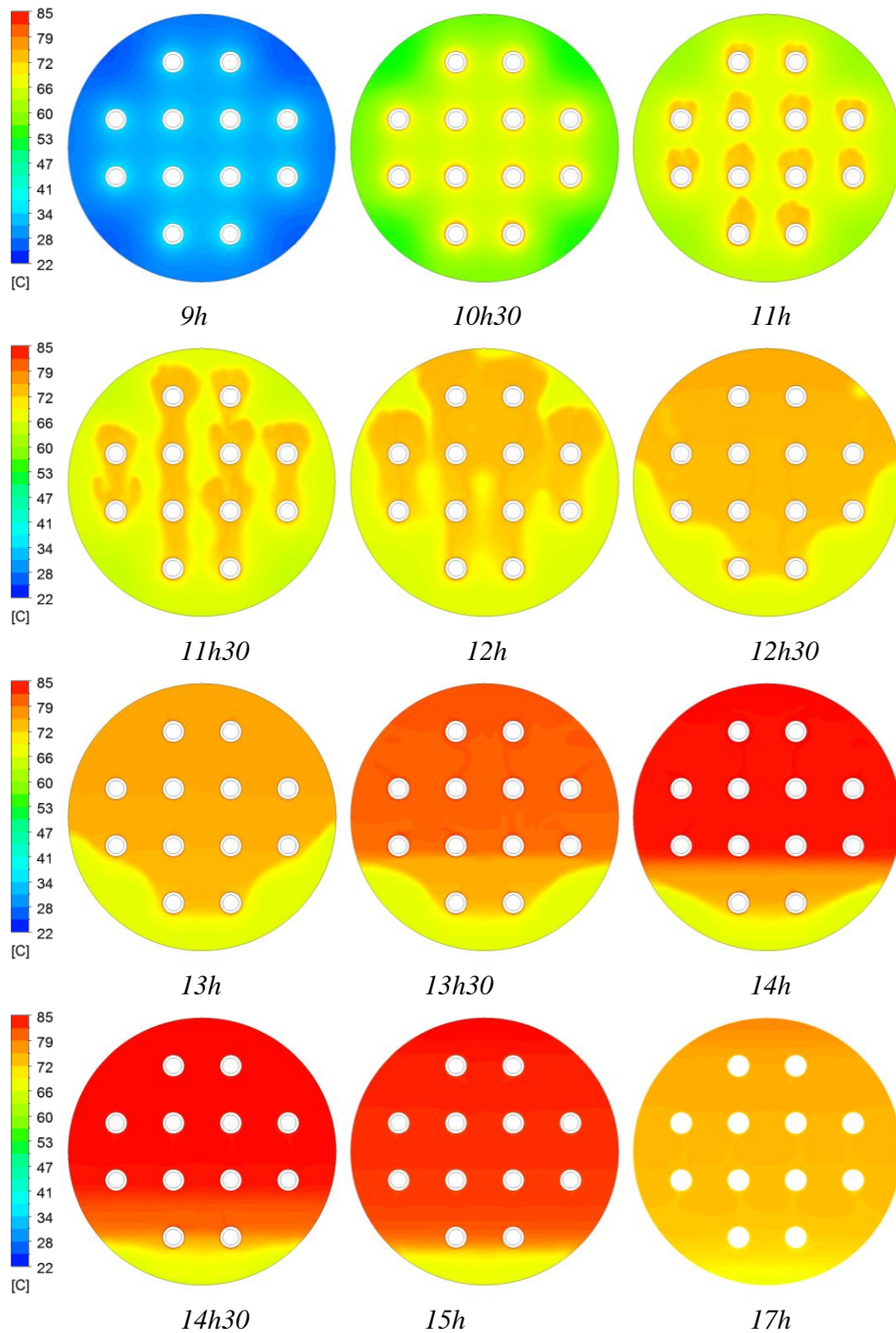


Figure 3.10 Contours de température pour les conditions climatiques hivernales et 1.5 collecteur.

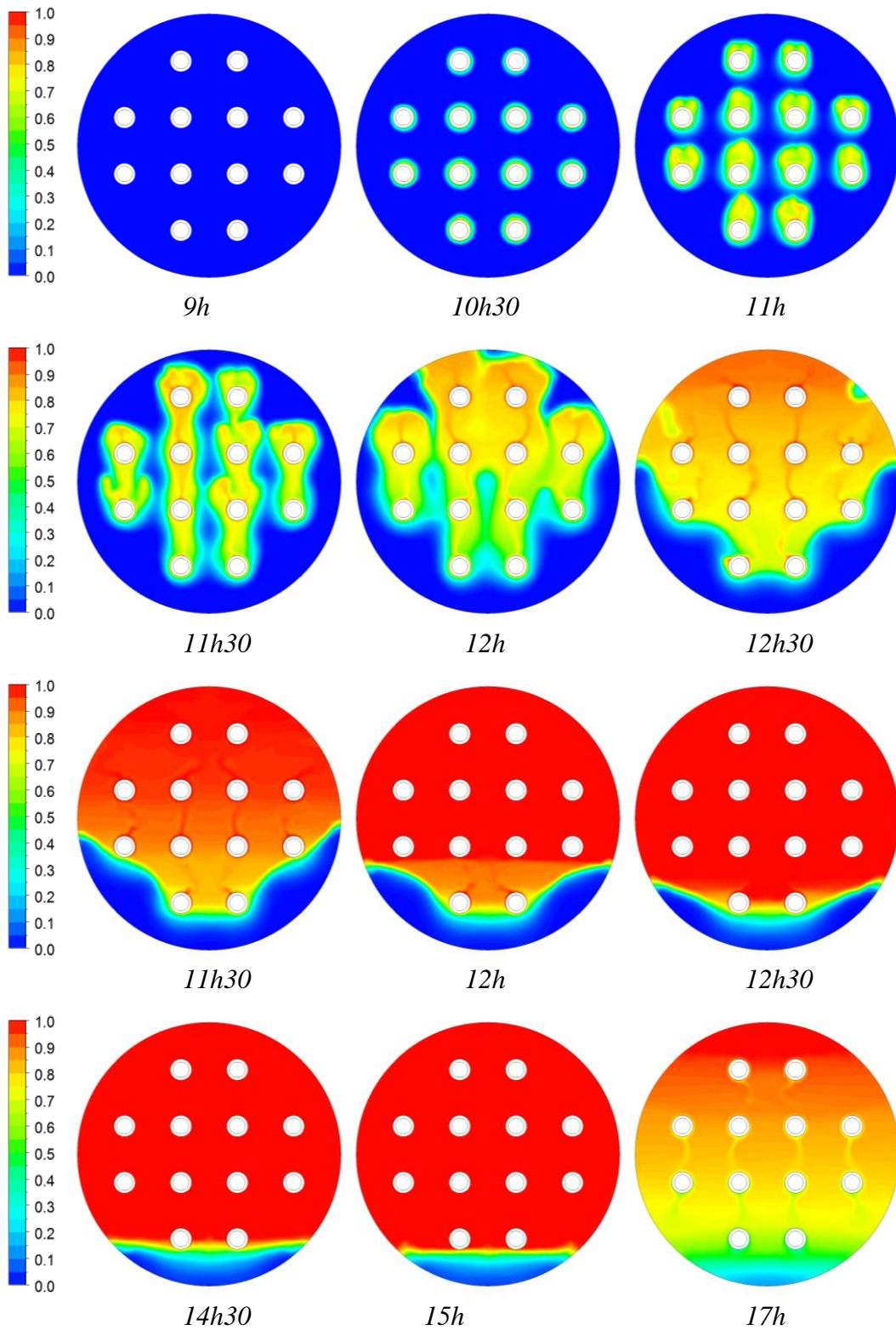


Figure 3.11. Contours de la fraction liquide pour les conditions climatiques hivernales et 1.5 collecteur.

La Figure 3.11 met en évidence l'évolution de la fusion dans le PCM. La partie liquide s'établit rapidement en haut de la section, apportant la preuve que la stratification est produite. Lorsque

la fin de la fusion est atteinte, il reste du matériau non fondu, ce qui entraîne une fraction liquide en dessous de l'unité.

Au début, une fine couche de PCM liquide est créée autour des tubes. La taille de cette couche s'agrandit progressivement et prend la forme d'un panache. En effet, lorsque les zones liquides du PCM atteignent une certaine taille, elles commencent à coalescer entre elles pour former des bouchons de plus en plus gros (à 12h) jusqu'à remplir toute la partie supérieure de l'accumulateur.

3.2.6. Performance du LHTES pour différents flux de chaleur

Des simulations avec différentes conditions ont été réalisées en tenant compte de l'écoulement du HTF en série. La prétention est d'observer les effets produits dans l'accumulateur en augmentant le gain d'énergie du fluide caloporteur. Cela peut être fait en modifiant la zone d'absorption dans les collecteurs, ou en utilisant des courbes de rayonnement solaire plus puissantes. Plus précisément, les simulations réalisées sont :

- Des simulations en considérant la courbe solaire hivernale et 1, 1.5 et 2 collecteurs.
- Une simulation en considérant une courbe solaire mixte et 1 collecteur.
- Une simulation en considérant la courbe solaire d'été et 1 collecteur.

3.2.6.1. Effet de la courbe d'irradiance solaire

Un ensemble de simulations a été obtenu pour l'accumulateur de PCM en conditions hivernales (Eq 2.15), mixtes (Eq 2.16) et estivales (Eq 2.17). Le but de cette approche est de décrire l'influence des courbes d'irradiance solaire sur la capacité de fusion du système, lorsqu'un collecteur solaire de surface $A = 3.03 \text{ m}^2$ et de rendement donné par (Eq 2.19) est utilisé.

En hiver, un nombre total de 10 h d'irradiation solaire est considéré, avec un éclaircissement maximal de 550 W/m^2 . À l'inverse, 12 h et 15 h d'ensoleillement sont définis dans les courbe mixte et d'été respectivement, avec un pic de 800 W/m^2 et 950 W/m^2 , respectivement (voir Figure 3.12.a).

La température du fluide caloporteur dépasse la température solidus du PCM entre 9 h et 11 h, en fonction des conditions de fonctionnement. Ce seuil décrit le début de la fusion, qui est ensuite identifié par les valeurs positives de la fraction du liquide détectée sur la Figure 3.12.b. A noter que la température du PCM varie légèrement lorsque le changement de phase ait lieu. Une fois le PCM atteint sa température liquidus ($\sim 79 \text{ }^\circ\text{C}$) à 12 h en été et 13 h en conditions mixtes, une augmentation brusque de température est constatée. Ceci est expliqué par le fait que la majorité du PCM est à l'état liquide ($\beta \sim 0.8$) et la chaleur reçue par le PCM est

principalement une chaleur sensible qui fait augmenter sa température (Figure 3.12.c). Dans les conditions hivernales, le PCM n'a jamais atteint sa température liquidus et donc il n'a pas subi une levée de température et la chaleur reçue est principalement une chaleur latente. De manière notable, l'ensemble est incapable de faire fondre toute la cire de paraffine dans des conditions hivernales, alors que le PCM complètement liquide est obtenu en été juste un peu après 14h et 16h30 en conditions mixtes (Figure 3.12.b).

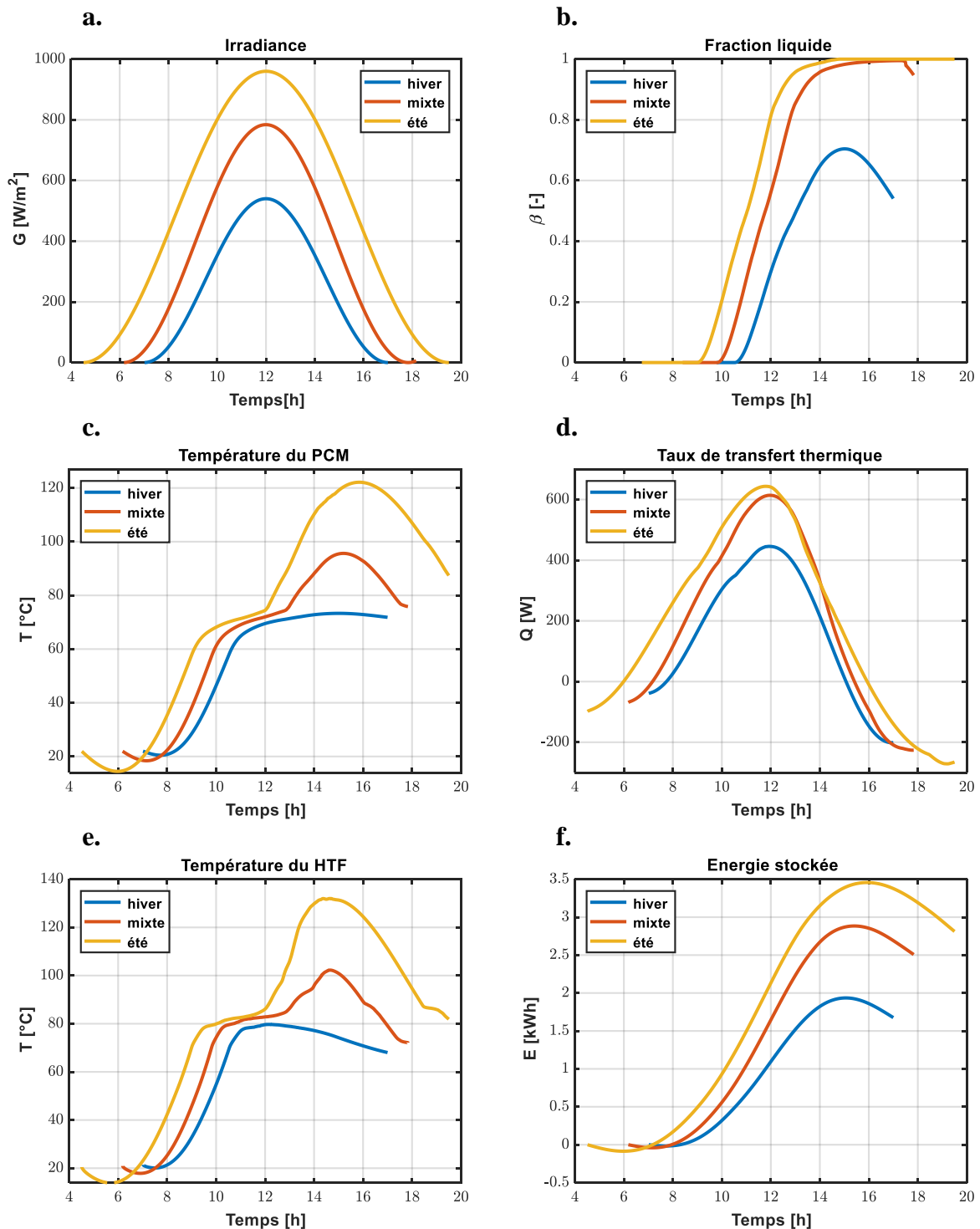


Figure 3.12 Performance de l'accumulateur en conditions hivernales, mixte et estivales.

De plus, il a été constaté que la température du PCM en été peut atteindre 120 °C, ceci affecte les performances du PCM, en dépassant son point de dégradation (100 °C), ce qui montre l'importance de l'intégration d'un système d'automatisation qui permet d'arrêter l'installation dès que la température du PCM s'approche de 100 °C.

À mesure que l'irradiation solaire augmente, La chaleur instantanée absorbée par l'accumulateur PCM (Figure 3.12.d) provenant du fluide caloporteur augmente également, atteignant sa valeur maximale lorsque l'irradiance maximale atteint le collecteur (Figure 3.12.a). Vers la fin de la journée, cette chaleur prend des valeurs négatives lorsque les niveaux d'irradiation solaire et la température HTF sont très faibles. Cette situation est causée par la perte d'énergie thermique du HTF jusqu'à où sa température devient plus faible que celle du PCM. D'une manière générale, la température du HTF (Figure 3.12.e) suit la forme de la courbe de température du PCM, affectée par les changements de rendement thermique du collecteur et la courbe d'irradiance solaire.

Comme le montre la Figure 3.12.f, le stockage d'énergie thermique en conditions climatique mixtes est 45% plus élevée que les résultats obtenus en hiver alors que l'énergie stockée en été est 75% plus élevée que celle stockée en hiver. L'énergie thermique stockée dans l'accumulateur diminue également en fin de journée lorsque les niveaux d'irradiation solaire et la température HTF sont très faibles.

3.2.6.2. Effet du nombre de collecteurs

La Figure 3.13 compare les simulations avec différents nombres de collecteurs et donc différentes surfaces d'absorption du collecteur solaire à savoir ; 3.03 m², 4.545 m² et 6.06 m². D'une manière générale, avec une incidence plus ou moins grande, le comportement serait similaire dans tous les cas. Avec l'augmentation du nombre de collecteurs solaires, la charge thermique du fluide caloporteur augmente, entraînant une augmentation du transfert thermique vers le PCM. Par conséquent, le matériau de l'accumulateur change d'état en moins de temps.

Lorsque la quasi-totalité du PCM est fondu (de fraction liquide > 0,8) (cas 1.5 et 2 collecteurs), la fusion est ralentie (Figure 3.13.b) et, par conséquent, le transfert d'énergie commence à diminuer. À ce stade, il y a peu de place pour l'absorption d'énergie sous forme de chaleur latente. Par conséquent, en ne transmettant pas suffisamment d'énergie, la température du fluide caloporteur change de tendance à la hausse sous forme de crête (Figure 3.13.c).

Bien entendu, cette augmentation de température dans le fluide caloporteur est un effet indésirable, car elle peut entraîner une augmentation de température du PCM au-dessus de son

point de dégradation. Une fois le PCM est quasi fondu, il absorbe l'énergie sous forme de chaleur sensible en augmentant sa température.

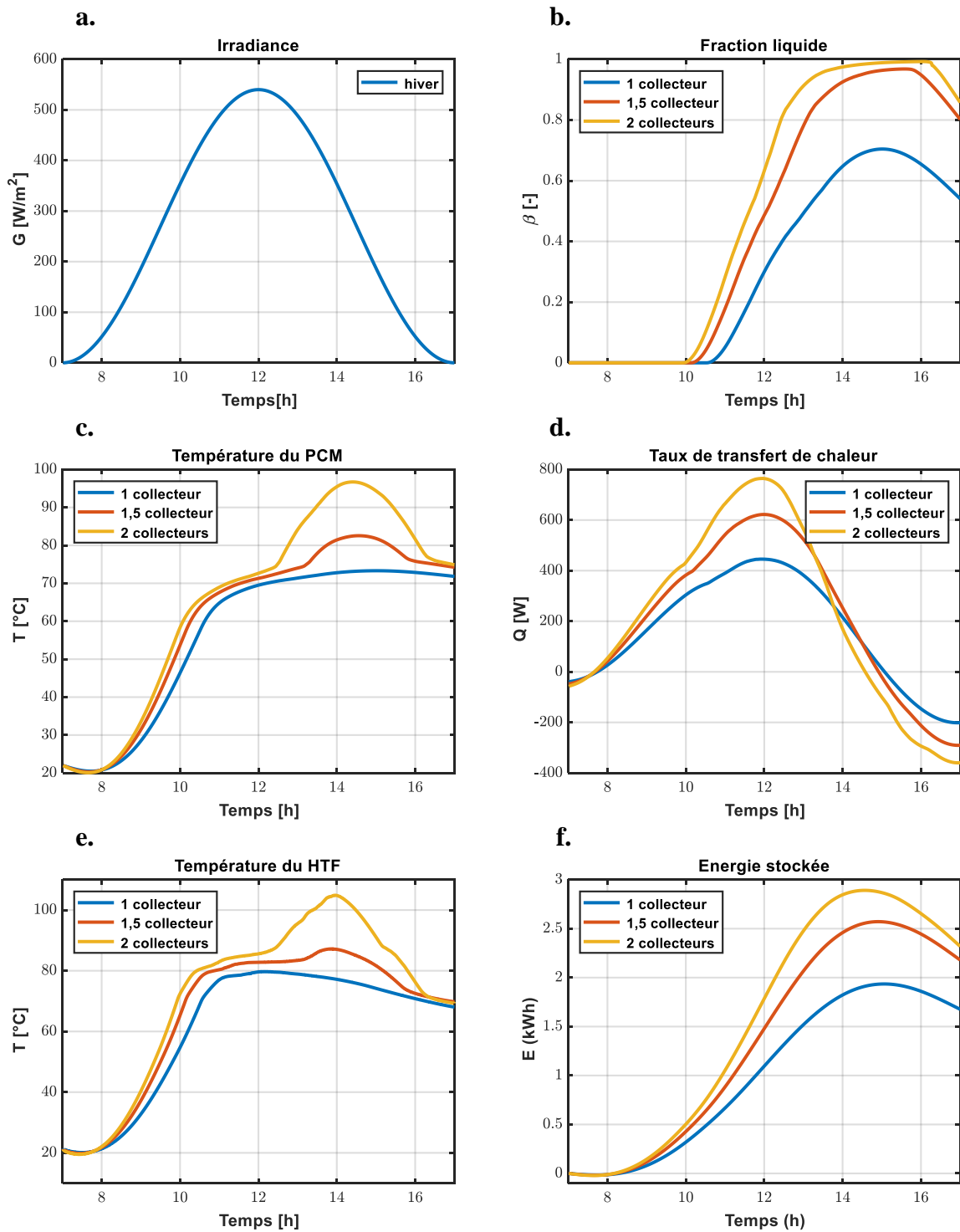


Figure 3.13 Performance de l'accumulateur pour différentes surfaces d'absorption.

La chaleur stockée (Figure 3.13.f) par le PCM en utilisant deux collecteurs solaires est nettement la plus élevée par rapport aux autres combinaisons (1 et 1.5 collecteurs) tout en maintenant une température de PCM inférieure à la température de dégradation de ce dernier

(<100 °C). De plus, il est utile de préciser que cette configuration et celle du cas de 1 collecteur en conditions mixtes donnent des résultats très similaires. Et sont les plus adaptées à ce type d'installation, puisque le cas d'un seul collecteur en conditions hivernales ne parvient pas à fondre tous le PCM et atteindre le maximum de charge de l'accumulateur. Le cas de 1.5 collecteur en conditions hivernales fait fondre la majorité du PCM mais l'énergie stockée n'est pas aussi élevée. La température du PCM dépasse 100 °C dans le cas d'un collecteur en conditions estivales mettant cette configuration défavorable pour ce type de matériaux.

3.2.7. Coefficient d'échange thermique

Les résultats de calcul du coefficient d'échange de chaleur pour le rayonnement solaire hivernal et un seul collecteur sont représentés sur les courbes de la Figure 3.14.b en fonction du temps. La figure 3.14.a illustre les trois variables qui affectent le calcul du coefficient d'échange thermique, à savoir ; la température du PCM liquide, la température de la paroi des tubes et la chaleur échangée entre le PCM et la paroi, h_e étant calculé par l'équation 2.27. Il est utile de préciser que h_e est représenté pour l'étape de fusion seulement. L'étape de solidification n'a pas été prise en compte.

Une valeur du coefficient de convection très élevée est initialement observée autour de 4 heures de simulation. Ce moment coïncide avec le début de la fusion. En fait, une fine couche de PCM liquide se forme, et la conduction devient le mode de transfert de chaleur dominant. La conduction est dominante à cette étape du processus de fusion car la force visqueuse dépasse la force de flottabilité due à la faible quantité du PCM liquide. Dans cette étape, le transfert de chaleur diminue avec le temps en raison de l'augmentation de la différence de température ΔT entre la paroi des tubes et le PCM liquide environnant (Figure 3.14.a).

Ensuite, lorsque la couche de PCM liquide s'élargit avec le temps et la force visqueuse diminue alors que la force de flottabilité augmente. L'influence de la convection sur le transfert de chaleur se fait sentir dans la partie supérieure de l'accumulateur. Au fur et à mesure que le chauffage progresse, la température de la paroi des tubes augmente, ce qui entraîne une baisse du taux de transfert de chaleur par convection et, par conséquent, le h_e diminue. Dans ce régime de transition, la concurrence entre la conduction pure et la convection naturelle limite la diminution du coefficient d'échange thermique.

Finalement, les couches limites dans le liquide se séparent et le coefficient de transfert de chaleur moyen atteint une valeur constante d'environ 250 W/m².K.

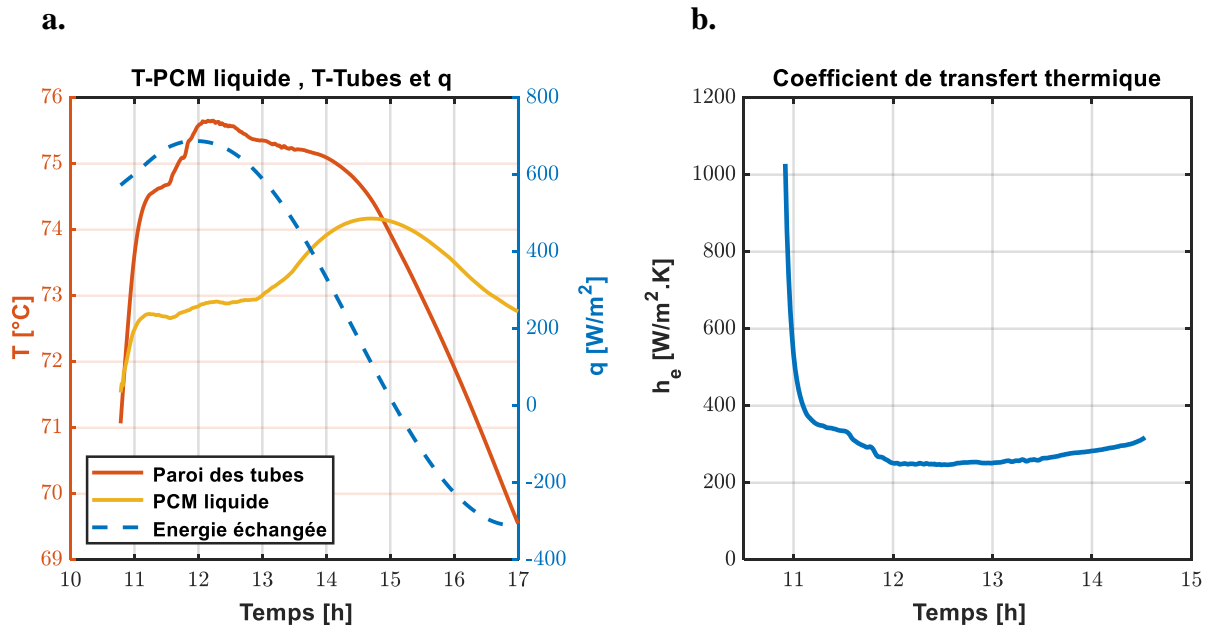


Figure 3.14 Solution pour un collecteur et une courbe d'hiver.

Par la suite, plusieurs simulations ont été effectuées avec différents nombres de collecteurs et différentes courbes d'irradiation, afin de déterminer la tendance de ce coefficient en augmentant la chaleur absorbée par le fluide caloporteur. Les solutions sont illustrées dans la Figure 3.15.

Dans tous les tests, au début de la fusion, des valeurs très élevées du coefficient de convection apparaissent puis ces valeurs chutent rapidement. Dans cette région, le solide à proximité de la paroi chaude des tubes est chauffé à un degré suffisant pour soutenir la fusion et la croissance d'un film liquide autour des tubes avec une fraction liquide $\beta < 0.15$. Le mécanisme d'échange de chaleur dans cette région est la conduction.

D'autre part, on peut voir comment en augmentant le nombre de collecteurs de l'installation ou le rayonnement solaire (en utilisant un rayonnement mixte ou d'été) les courbes se déplacent vers la gauche, c'est-à-dire, le point de départ de la fusion se produit à un instant plus avancé car le fluide caloporteur a une charge d'énergie plus grande.

L'étape suivante ($0.15 < \beta < 0.3$) commence avec la modification du front de fusion, mais la paraffine liquide est encore immobile ; le transfert de chaleur passe de la conduction à un régime mixte de conduction et de convection (transition). La convection affecte principalement la partie supérieure du mouvement du fluide, tandis que la conduction domine toujours dans la partie inférieure.

Avec l'augmentation de la paraffine liquide ($\beta > 0.3$), le liquide commence à se déplacer en raison des différences de densité, le transfert de chaleur par forte convection commence à

dominer. A ce stade, la fusion se stabilise et la valeur du coefficient de convection, coïncident pendant un certain temps pour tous les cas (autour de 250 W/m²K), jusqu'à ce qu'ils diminuent séquentiellement lorsque les courbes atteignent des fractions liquides élevées (> 0,8). La majorité du PCM étant à l'état liquide, sa température augmente ce qui a pour conséquence de faire chuter brutalement le coefficient d'échange de chaleur. Ceci est représentatif du phénomène de stratification qui se produit lorsque la température des tubes positionnés en haut est plus élevée que celle des tubes en bas, stoppant ainsi le mouvement du PCM liquide à l'intérieur de l'accumulateur. Ceci a pour effet de minimiser le transfert thermique et d'augmenter la l'écart de température entre la paroi et le PCM.

La durée de forte convection dans le cas d'un collecteur en conditions hivernales est plus longue que celle des autres cas.

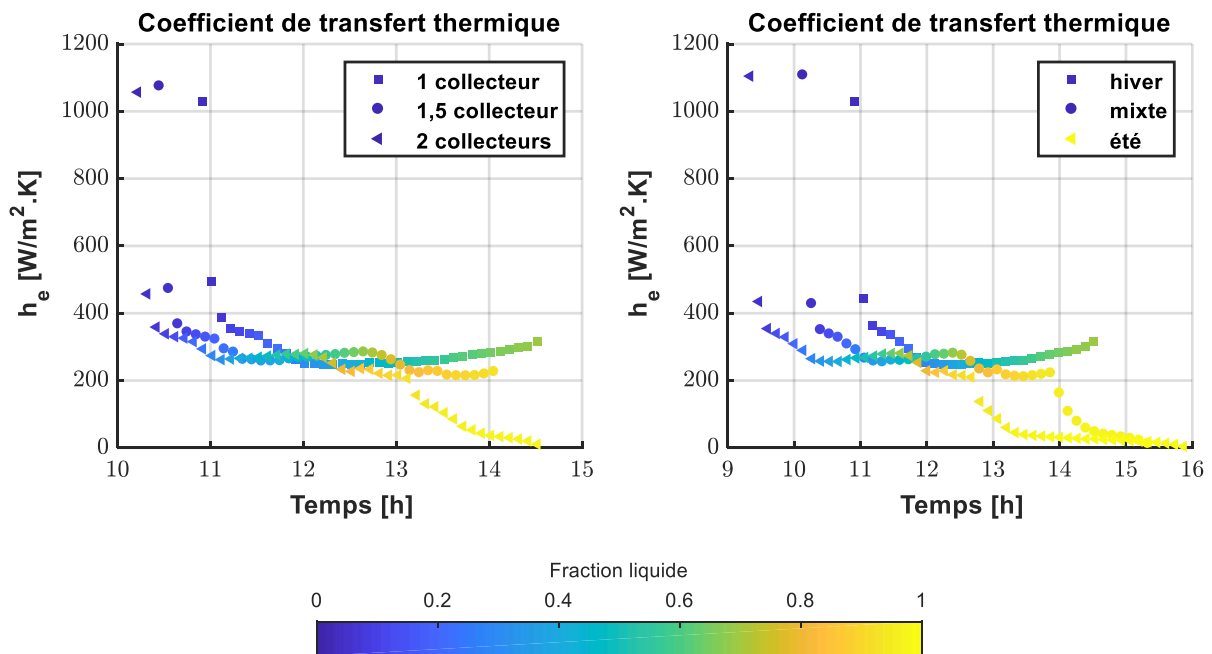


Figure 3.15 Comparaison des coefficients de transfert thermique.

3.2.8. Paramètres adimensionnels

Il est très courant de rencontrer la représentation du comportement d'un système en calculant des nombres sans dimension dans des investigations similaires où les phénomènes de transfert de chaleur sont étudiés. En pratique, les paramètres les plus caractéristiques du matériau à changement de phase seront calculés à partir du moment où la fusion commence. Pour ce faire, nous disposons de l'aide du calcul précédent relatif au coefficient de convection externe et aux propriétés du matériau.

3.2.8.1. Nombre de Fourier

Les nombres adimensionnels doivent également être représentés, devant une échelle adimensionnelle. Dans ce contexte, on utilisera le nombre de Fourier, qui sert de temps adimensionnel dans le système. Pour son calcul, il suffit d'appliquer l'équation 3.1.

$$Fo = \frac{\alpha \cdot t}{D^2} \quad (3.1)$$

La

Figure 3.16 montre le résultat de la simulation de base pour un écoulement en série. Notons les faibles valeurs obtenues, car le module de Fourier caractérise la conduction thermique et celle-ci est très faible dans le système en raison de la faible conductivité du PCM.

La tendance linéaire dans le temps en fait un outil idéal pour représenter le reste des paramètres par rapport au module de Fourier.

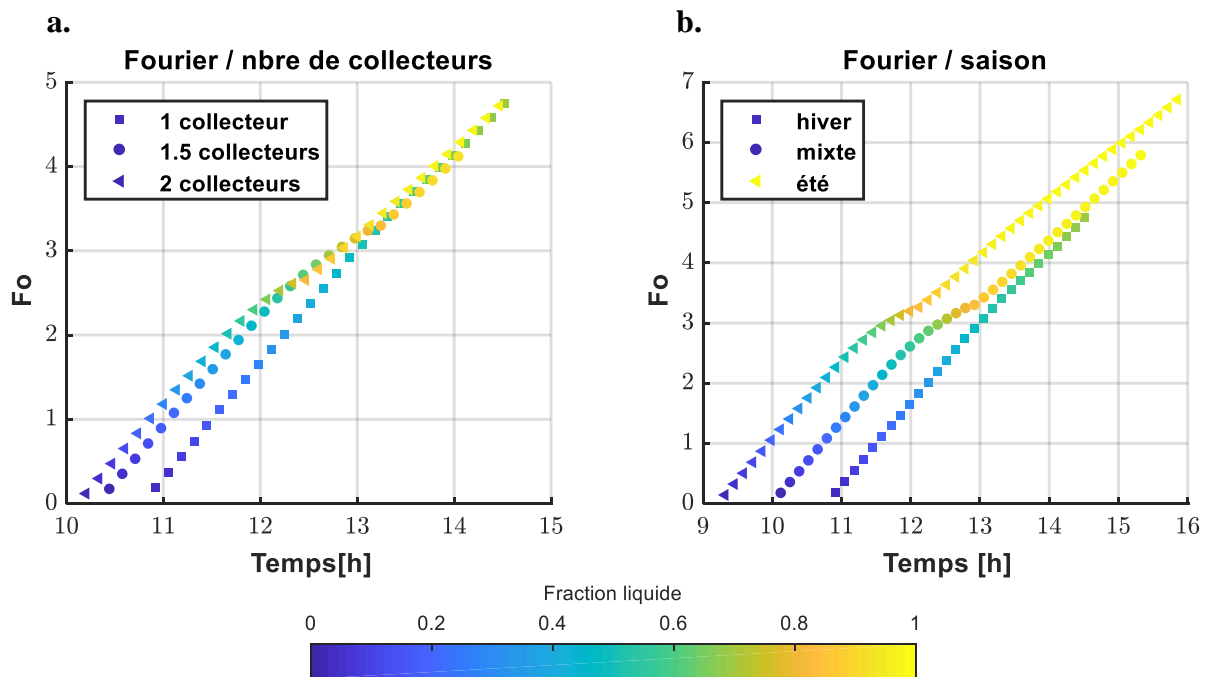


Figure 3.16 Nombre de Fourier en fonction du temps. a. par nombre de collecteur. b. par saison.

3.2.8.2. Nombre de Rayleigh

Le nombre de Rayleigh est une mesure de la force du transfert de chaleur par convection. Pour des valeurs élevées, le transfert d'énergie est déterminé par les effets de la convection, par contre, pour les petites données, la conduction dominerait la transmission. Rayleigh est exprimé selon la formule de l'équation 3.2.

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot D^3}{\gamma \cdot \alpha} \quad (3.2)$$

Où, ΔT est la différence de température entre le PCM liquide et la paroi externe des tubes qui contiennent le fluide caloporteur. La Figure 3.17 représente le résultat obtenu.

Des valeurs de Rayleigh de l'ordre de 10^5 apparaissent, indiquant une nette prédominance de la transmission par convection, dans la partie du matériau de stockage, pendant tout le processus de fusion. Les valeurs maximales de Rayleigh sont atteintes lorsque le maximum de température du PCM est également atteint. La chute des valeurs de Rayleigh coïncide avec la baisse de la température du HTF et par conséquent du PCM. De plus lorsque la fraction liquide atteint des valeurs élevées, la stratification se produit ce qui ralentit les transferts thermiques menant à la diminution du nombre de Rayleigh.

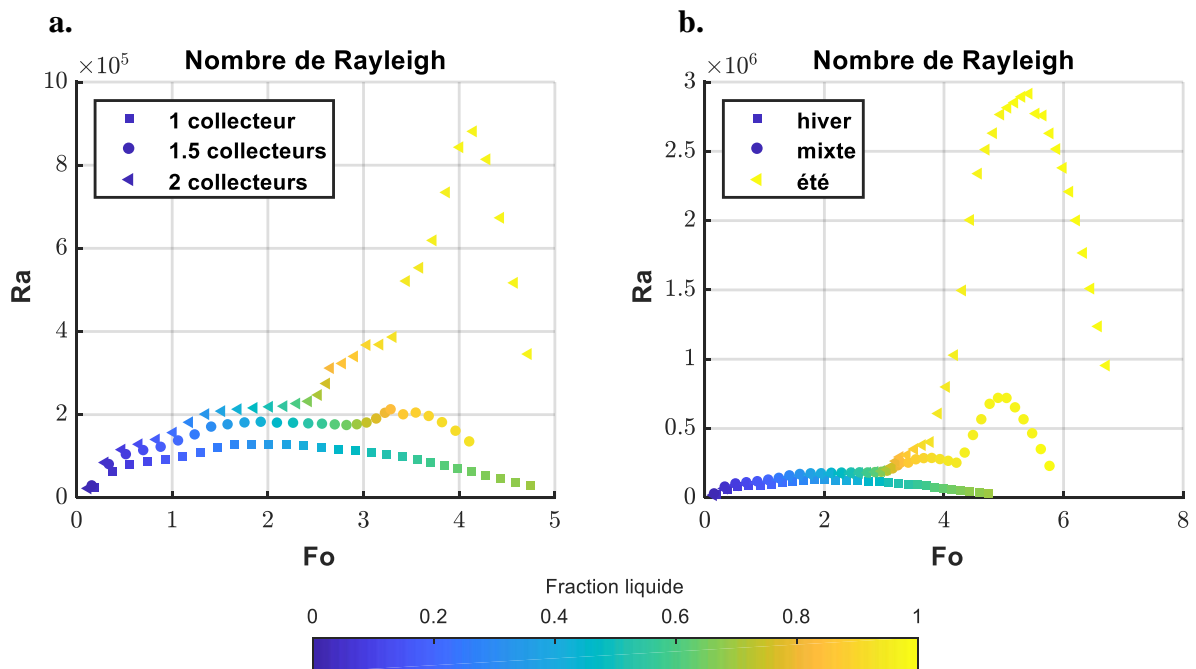


Figure 3.17 Nombre de Rayleigh en fonction de Fourier. a. par nombre de collecteur. b. par saison.

3.2.8.3. Nombre de Stefan

Le numéro de Stefan établit un lien entre l'énergie potentielle qui peut être absorbée par le matériau sous forme de chaleur sensible et celle acquise par la chaleur latente. Son expression est définie par l'équation (3.3).

$$Ste = \frac{C_p \cdot \Delta T}{\Delta H_L} \quad (3.3)$$

En effet, la Figure 3.18 montre des valeurs de Stefan très basses (inférieures à l'unité) pour tous

les cas simulés puisque la chaleur latente du matériau est très élevée par opposition à la chaleur sensible. En utilisant un matériau à changement de phase comme support de stockage, la marge de la solution était attendue, réaffirmant la supériorité du stockage de l'énergie thermique lors du changement d'état par rapport à celui associé à une augmentation de la température (sensible).

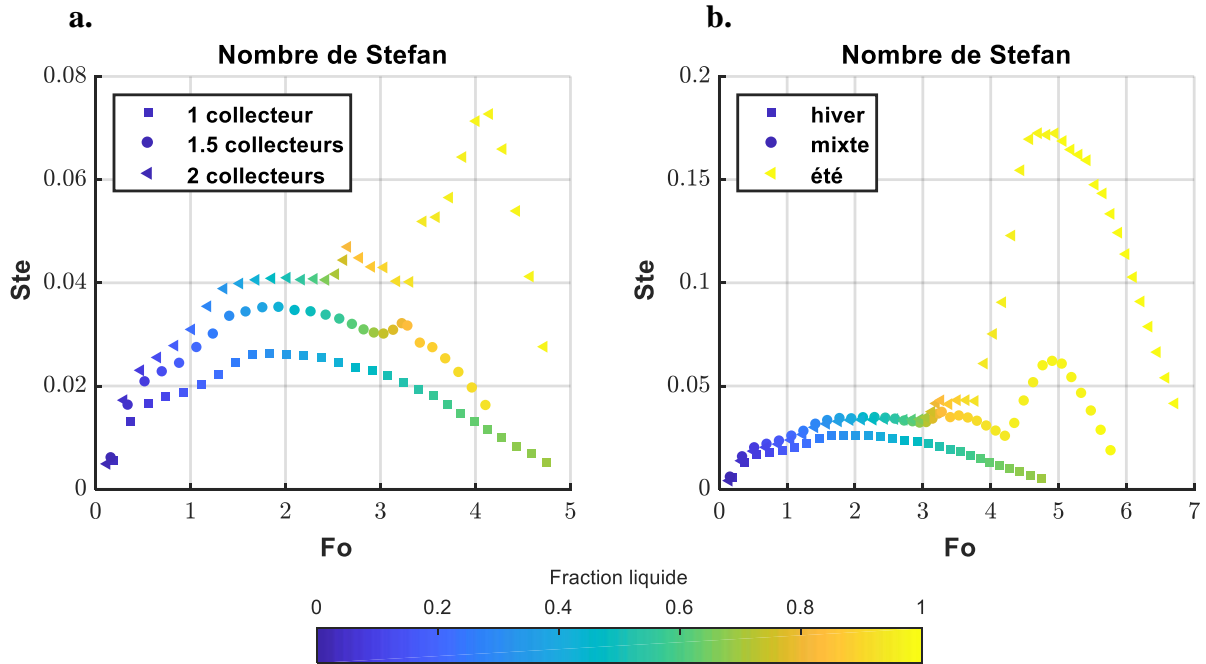


Figure 3.18 Nombre de Stefan en fonction de Fourier. a. par nombre de collecteur.

b. par saison.

3.2.8.4. Nombre de Nusselt

Nusselt identifie la relation entre la transmission de la chaleur par convection et la transmission par conduction. Il est exprimé selon l'équation (3.4).

$$Nu = \frac{h_e \cdot D}{k} \quad (3.4)$$

Où h_e et k sont connus et D est la longueur caractéristique rapportée au diamètre de la section des tubes. La Figure 3.19 et la Figure 3.20 montrent la solution obtenue pour les simulations utilisant différents collecteurs et différentes courbes solaires. Le nombre de Nusselt est représenté par rapport à une constante de temps nommé θ qui est donnée par :

$$\theta = Fo \cdot Ste \quad (3.5)$$

L'évolution temporelle du nombre de Nusselt peut être corrélée avec les différents régimes de transfert de chaleur analysés dans la section précédente :

- (I). Un régime de conduction pure pour $\theta > 0$ (correspondant à la zone I). Comme le gradient de température a initialement des valeurs importantes en raison de l'augmentation de la température de la paroi des tubes, le nombre de Nusselt diminue rapidement pendant la première étape de fusion. La particularité de ce régime de conduction est le lent transfert de chaleur caractérisé par une diminution monotone du nombre de Nusselt.
- (II). Un régime mixte conduction-convection pour $0,017 \leq \theta \leq 0,043$ (correspondant à la zone II) où le processus de conduction est progressivement remplacé par la convection. Un résultat essentiel associé à la fusion par convection, tel que rapporté dans les travaux de Jany et Bejan [7], est que l'impact de la convection naturelle monte avec θ .
- (III). Un régime dominé par la convection pour $\theta > 0,043$ (correspondant à la zone III). Dans la limite asymptotique du θ , on obtient la loi simplifiée $Nu \sim Ra^{1/4}$. Le plateau à la valeur de $Ra^{1/4}$ correspond au transfert convectif pur et est observé dans la Figure 3.19 et la Figure 3.20 pour $0,043 \leq \theta \leq 0,11$. En outre, le nombre de Nusselt moyen entre les tubes chauffés et la zone liquide du PCM est relativement indépendant du temps dans cette zone. Par conséquent, le régime dominé par la convection est également connu sous le nom de régime "quasi-stationnaire".
- (IV). Les résultats numériques montrent une diminution du Nu dans la phase finale ($\theta \geq 0,11$), lorsque le PCM liquide remplit la majorité de l'accumulateur ($\beta > 0,8$) (correspondant à la zone IV). La stratification domine dans cette zone d'évolution avancée du processus de fusion.

Grâce à cette représentation, l'existence de différentes valeurs de Nusselt pour une même Rayleigh est facilement vérifiée. L'explication réside dans le fait que le Rayleigh augmente à mesure que la transmission de chaleur par convection est dominante dans le système, cependant, il arrive un moment où ces contraintes diminuent en raison de la fusion de presque tout le matériau de stockage ou lorsque l'irradiation solaire diminue. Par conséquent, Rayleigh augmente puis diminue dans les dernières étapes de la simulation.

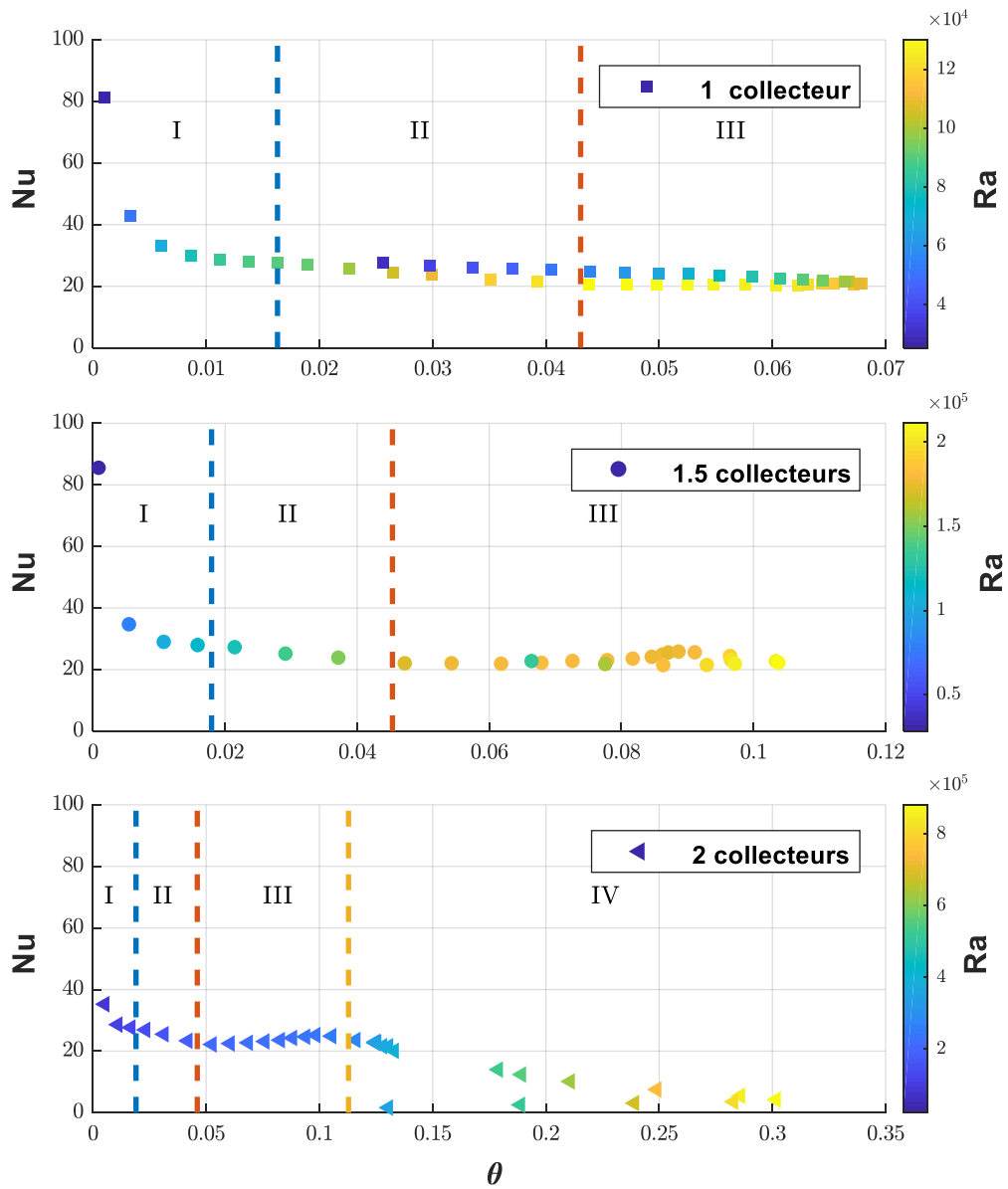


Figure 3.19 Nombre de Nusselt en fonction de θ pour différentes surfaces d'absorption.

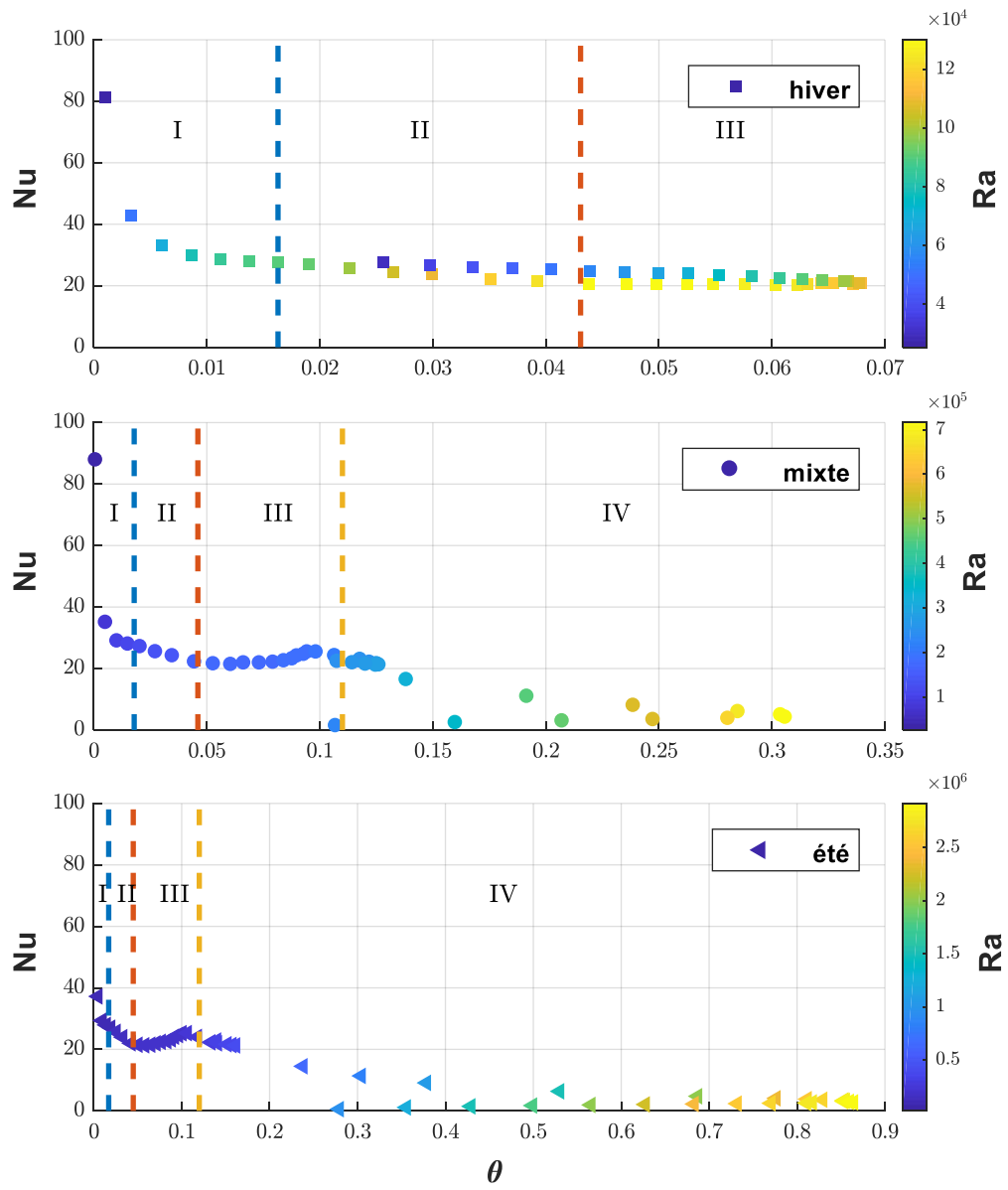


Figure 3.20 Nombre de Nusselt en fonction de θ pour différentes courbes solaires.

Références

- [1] A. Sharma, V. V. Tyagi, C. R. Chen, and D. Buddhi, “Review on thermal energy storage with phase change materials and applications,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 13, no. 2, pp. 318–345, 2009, doi: 10.1016/j.rser.2007.10.005.
- [2] H. Hu and S. A. Argyropoulos, “Mathematical modelling of solidification and melting: A review,” *Model. Simul. Mater. Sci. Eng.*, vol. 4, no. 4, pp. 371–396, 1996, doi: 10.1088/0965-0393/4/4/004.
- [3] Y. Dutil *et al.*, “Title : A Review on Phase Change Materials : Mathematical Modeling and Simulations Authors : 2 Laboratoire MMP , École Supérieure des Sciences et Techniques de Tunis , 5 Avenue Taha Hussein , BP , 56 , Bâb Manara , Tunis , Tunisia (nizar.bensalah@esstt.r.”
- [4] P. D. Silva, L. C. Gonçalves, and L. Pires, “Transient behaviour of a latent-heat thermal-energy store: Numerical and experimental studies,” *Appl. Energy*, vol. 73, no. 1, pp. 83–98, 2002, doi: 10.1016/S0306-2619(02)00060-0.
- [5] C. Bénard, D. Gobin, and F. Martinez, “Melting in rectangular enclosures: Experiments and numerical simulations,” *J. Heat Transfer*, vol. 107, no. 4, pp. 794–803, 1985, doi: 10.1115/1.3247506.
- [6] E. M. Sparrow, S. V. Patankar, and S. Ramadhyani, “Analysis of melting in the presence of natural convection in the melt region,” *J. Heat Transfer*, vol. 99, no. 4, pp. 520–526, 1977.
- [7] A. Bejan and P. Jany, “Scaling theory of melting with natural convection in an enclosure,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 31, no. 6, pp. 1221–1235, 1988.
- [8] A. Memon, G. Mishra, and A. K. Gupta, “Buoyancy-driven melting and heat transfer around a horizontal cylinder in square enclosure filled with phase change material,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 181, no. July, p. 115990, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115990.
- [9] R. Qi, Z. Wang, J. Ren, and Y. Wu, “Numerical investigation on heat transfer characteristics during melting of lauric acid in a slender rectangular cavity with flow boundary condition,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 157, 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119927.
- [10] N. Mallya and S. Haussener, “Buoyancy-driven melting and solidification heat transfer analysis in encapsulated phase change materials,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 164, p. 120525, 2021, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120525.
- [11] Z. Gao, H. Wu, and Y. Yao, “Two-stage heat transfer characteristics of constrained melting inside an isothermally heated horizontal cylinder,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 144, no. April 2017, pp. 107–118, 2019, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2019.05.023.
- [12] A. Parida, A. Bhattacharya, and P. Rath, “Effect of convection on melting characteristics of phase change material-metal foam composite thermal energy storage system,” *J. Energy Storage*, vol. 32, no. June, p. 101804, 2020, doi: 10.1016/j.est.2020.101804.
- [13] M. K. Rathod and J. Banerjee, “Experimental investigations on latent heat storage unit using paraffin wax as phase change material,” *Exp. Heat Transf.*, vol. 27, no. 1, pp. 40–55, 2014, doi: 10.1080/08916152.2012.719065.

Chapitre 4

Conception De L'installation De Stockage De L'Energie Thermique Solaire

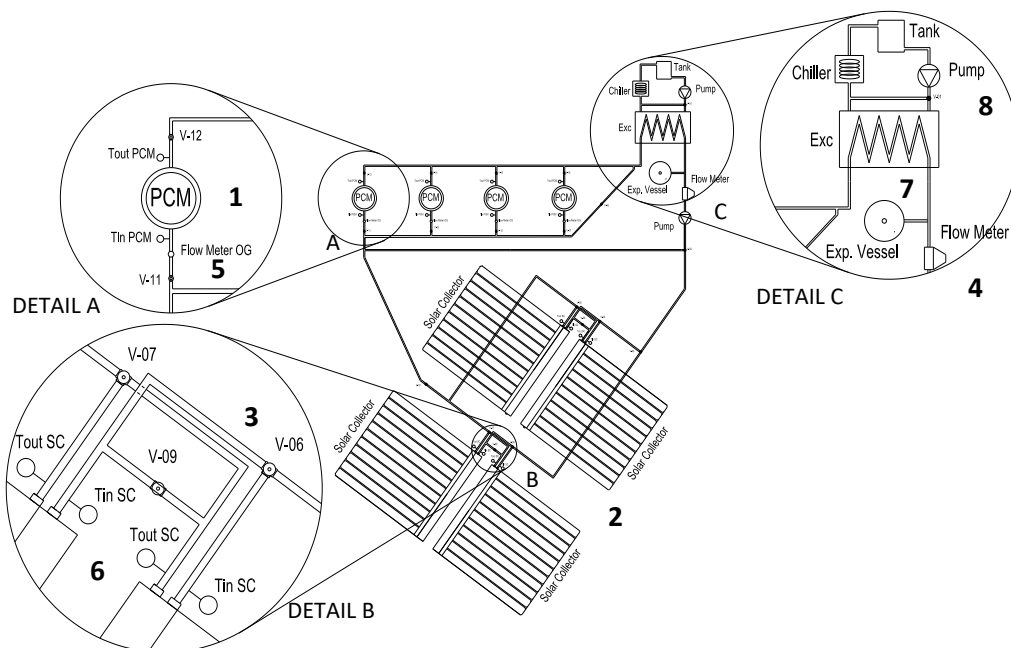
4. CONCEPTION DE L'INSTALLATION DE STOCKAGE D'ENERGIE THERMIQUE LATENTE SOLAIRE

4.1. Localisation.

L'emplacement choisi est le toit d'un bâtiment de l'UPCT (Université Polytechnique de Cartagena), au-dessus du laboratoire des énergies renouvelables, où seront effectués la surveillance et le contrôle de l'installation ainsi que le suivi et la planification des tâches de conception et de montage.

4.2. Conception.

La conception est représentée dans la Figure 4.1., qui montre l'ensemble du système de collecteurs intégrés avec l'accumulation, le circuit de décharge auxiliaire et certains des instruments d'acquisition de données.



(1) Accumulateur, (2) Collecteurs solaires, (3) Vannes, (4) Débitmètre Coriolis, (5) Débitmètre à roues ovales, (6) Capteurs de température, (7) Vase d'expansion, (8) Pompe.

Figure 4.1 Schéma de l'installation LHTES solaire.

4.3. Choix du collecteur solaire.

La sélection du collecteur doit être basée sur la réalisation des objectifs de l'installation. Nous devons considérer le dimensionnement des accumulateurs, mais avant cela, l'équipement doit être sélectionné pour répondre à une exigence de température afin de réaliser la fusion de la paraffine et il est donc important d'analyser la courbe de performance.

Si les collecteurs plats ont une performance optique supérieure à celle des capteurs à tubes sous vide, les coefficients de perte thermique sont plus élevés que ces derniers. La variation des performances des collecteurs à tubes sous vide tout au long de l'année est moindre, étant plus efficace que les collecteurs plats pendant les mois d'hiver [1].

La Figure 4.2 compare les performances d'un collecteur plat (VITOSOL 200-FM) à celles d'un collecteur à tubes sous vide (VITOSOL 300-TM) pour les mois de décembre et juin (courbes de rayonnement faible et élevé, respectivement). Les équations qui déterminent l'efficacité de ces deux collecteurs, par rapport à la surface totale, sont les suivantes :

- Pour le VITOSOL 300-TM:

$$\eta = 0,514 - 1,158 \cdot T_{corr} - 0,005 \cdot T_{corr}^2 \cdot G \quad (4.1)$$

- Pour le VITOSOL 200-FM:

$$\eta = 0,74 - 4,031 \cdot T_{corr} - 0,034 \cdot T_{corr}^2 \cdot G \quad (4.2)$$

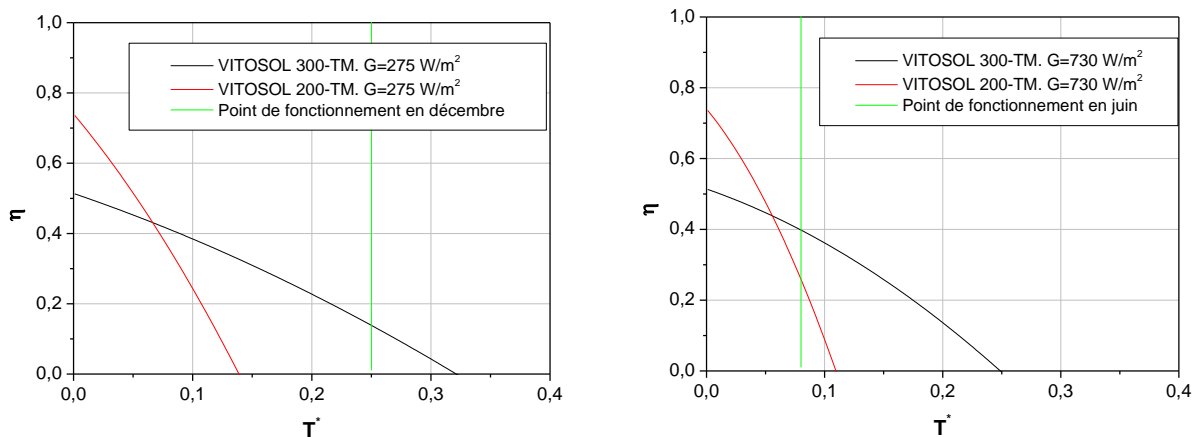


Figure 4.2 Courbes de performance du collecteur plat et du collecteur à tubes sous vide pour différentes irradiation (décembre et juin, respectivement à gauche et à droite).

Pour une température de fonctionnement de l'accumulateur de 80 °C et une température ambiante moyenne de 11 °C en décembre et de 25 °C en juin, nous pouvons constater que, pour travailler à des faibles irradiances, il est pratique d'utiliser un collecteur à tube sous vide.

D'après les courbes ci-dessus, il est indispensable, en raison de la température de consigne du processus et des besoins hivernaux, que le collecteur choisi soit un à tubes sous vide. Par conséquent, le modèle VITOSOL 300-TM a été choisi.

Ce collecteur solaire a une température de stagnation de 155 °C. Lorsque cette température est atteinte, le cycle d'évaporation-condensation est interrompu et le verre des tubes devient opaque, cessant de capter la majeure partie du rayonnement solaire.

Le débit nominal pour ce modèle de collecteur est de 25 l/h par mètre carré de surface d'absorption. La surface brute étant de 4,61 m², avec une surface d'absorption de 3,03 m², ce qui donne un débit nominal de 76 l/h. Au fur et à mesure que l'irradiation augmente au cours de l'année, la réduction de la surface d'absorption est possible en supprimant les tubes isolés sous vide et /ou en bloquant un des collecteurs solaires.



Figure 4.3 Collecteurs solaires VITOSOL 300-TM.

4.4. Sélection du matériau de stockage de la chaleur

Le matériau utilisé est la paraffine, plus précisément le RUBITERM RT70HC, qui permet l'accumulation et la décharge à des températures relativement constantes. Un autre grand avantage de ce matériau est sa popularité, qui le rend facile d'accès et il y a beaucoup d'informations dans la littérature. Certaines de ses propriétés d'intérêt sont décrites ci-dessous :

- Grande capacité de stockage de l'énergie thermique.
- Le stockage et le déchargement se font à des températures relativement constantes.
- Chimiquement inerte et non toxique.
- Long cycle de vie, avec des performances stables entre les cycles de changement de phase.

Tableau 4.1. Propriétés thermochimiques du RUBITHERM RT70HC.

Propriété	Valeur typique
Domaine de fusion [°C]	69-71
Densité-solide [kg/m ³]	880 à 15 °C
Densité-liquide [kg/m ³]	770 à 80 °C
Conductivité [W/ms.]	0.2
Chaleur spécifique [J/kg]	2000
Chaleur latente [kJ/kg]	260
Décomposition [°C]	>100 °C
Point d'inflammation	227

4.5. Accumulateurs de chaleur latente.

Deux accumulateurs sont initialement installés et opérationnels. Les deux sont conçus comme des échangeurs de chaleur à tubes et calandre ; un à tubes lisses et un autre à tubes à ailettes.

4.5.1. Dimensionnement des accumulateurs.

Le dimensionnement a été effectué sur la base de la chaleur qui peut être absorbée par la paraffine, tant sensible que latente. La disponibilité saisonnière du rayonnement a été également prise en compte, car la fusion de la paraffine est limitée dans les mois d'hiver.

À partir des directives suivantes, une estimation du volume de paraffine utilisable est faite, par collecteur solaire et par jour :

Le fournisseur du matériau donne une valeur de 260 kJ/kg (avec une erreur de $\pm 7,5\%$ de la capacité de stockage de la chaleur, latente et sensible, pour une plage de température comprise entre 62 °C et 77 °C.

Connaissant les données sur le rayonnement moyen quotidien par mois, onnaissant la courbe de performance du collecteur à tubes sous vide VITOSOL 300-TM et supposant que le collecteur puisse utiliser l'énergie utile, l'énergie absorbée par la paraffine est estimée.

$$E = \eta \cdot G \quad (4.3)$$

$$m = E/\Delta H_L \quad (4.4)$$

Où :

E est l'énergie absorbée par la paraffine,

G est le rayonnement quotidien moyen,

η est l'efficacité du collecteur

ΔH_L chaleur latente de fusion.

Sachant que la paraffine se contracte à l'état solide, donc le calibrage doit être fait sur la base de la paraffine à l'état liquide, et peut prendre comme valeur de densité 0,77 kg/l à 80 °C. Ainsi, le tableau suivant a été construit :

Tableau 4.2. Résultats du calcul du volume de paraffine par collecteur.

	Irradiance journalière moyenne (kWh/(m ² · jour))	Efficacité du collecteur à tubes sous vide, η	Masse de la paraffine par jour par un collecteur (kg/jour)	Volume de paraffine par jour par un collecteur (l/jour)
Janvier	2,43	0,200	31,1	40,4
Février	3,32	0,284	60,6	78,7
Mars	4,52	0,337	97,7	126,9
Avril	5,71	0,373	136,7	177,5
Mai	6,64	0,401	170,8	221,9
Juin	6,97	0,416	186,0	241,6
Juillet	6,64	0,418	178,3	231,5
Aout	5,71	0,404	148,2	192,4
Septembre	4,47	0,370	106,1	137,8
Octobre	3,25	0,295	61,4	79,7
Novembre	2,36	0,215	32,5	42,2
Décembre	2,06	0,172	22,8	29,6

Au vu des résultats, les accumulateurs seront dimensionnés pour une capacité de 30 litres, afin qu'un cycle quotidien en décembre, qui est le mois le moins solvable, puisse être garanti.

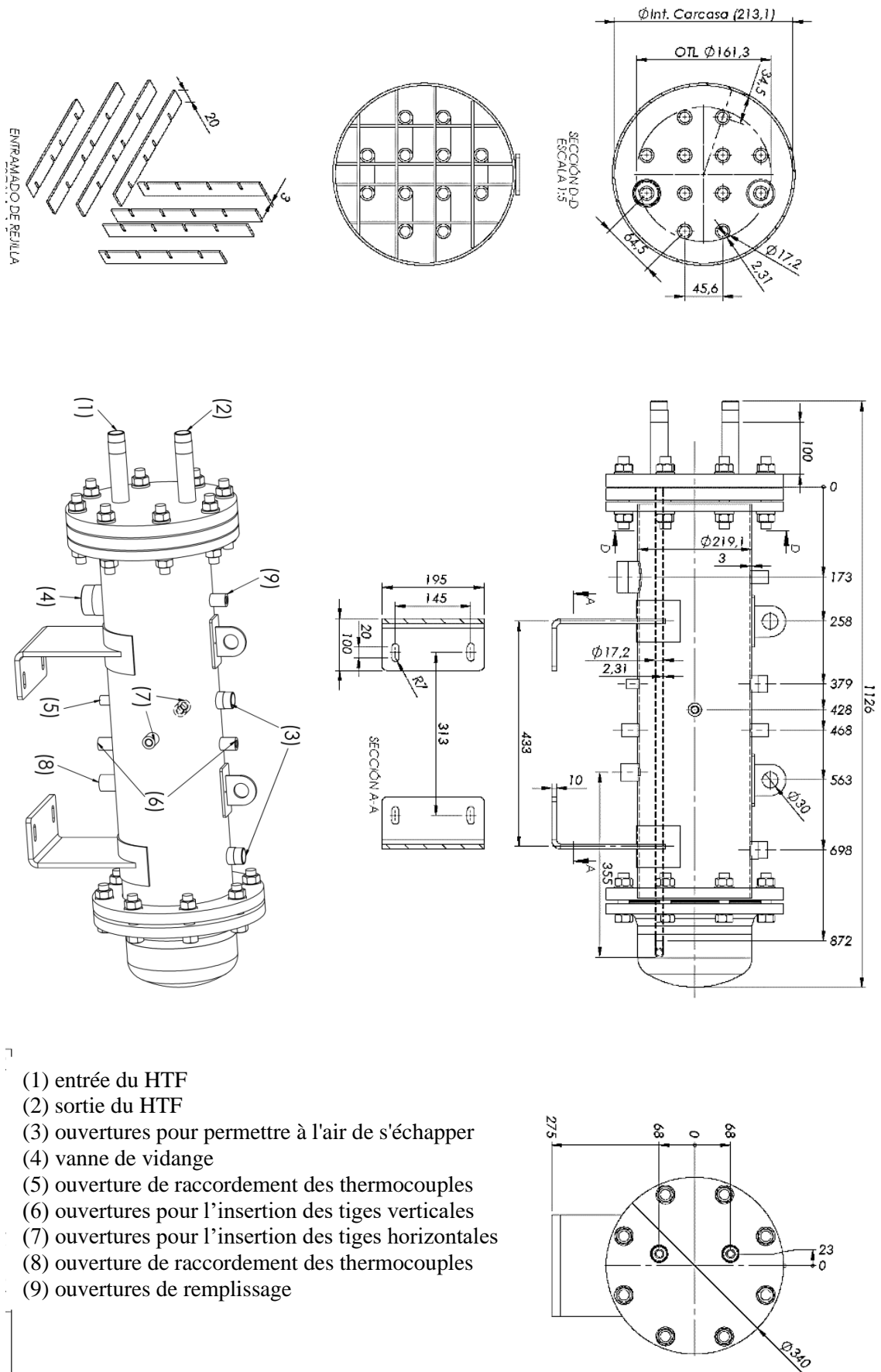
4.5.2. Conception des accumulateurs

Les deux accumulateurs ont été conçus et construits par la société SACOME et sont deux échangeurs à tubes et calandres dans lesquels il n'y a pas de circulation à travers la calandre.

La conception devait inclure certaines spécifications, telles que des ouvertures pour l'insertion des tiges de thermocouple, qui sont chargées de mesurer la température et de repérer des données dans la section transversale du corps de l'accumulateur. Il y a également une ouverture supérieure pour le remplissage et deux autres ouvertures pour permettre à l'air de s'échapper pendant le remplissage. La partie inférieure dispose également de deux sorties pour le raccordement des thermocouples et une vanne à bille pour la vidange, si nécessaire.

Les deux types, comme mentionné, sont à tubes lisses et à tubes à ailettes.

Les deux accumulateurs comportent six tubes, dont trois sont instrumentées par des thermocouples, dans différentes sections. Dans la Figure 4.4, les dimensions et la section transversale de l'accumulateur sont représentées. La Figure 4.5 présente une vue générale de l'accumulateur lisse prêt au remplissage de la paraffine.



- (1) entrée du HTF
- (2) sortie du HTF
- (3) ouvertures pour permettre à l'air de s'échapper
- (4) vanne de vidange
- (5) ouverture de raccordement des thermocouples
- (6) ouvertures pour l'insertion des tiges verticales
- (7) ouvertures pour l'insertion des tiges horizontales
- (8) ouverture de raccordement des thermocouples
- (9) ouvertures de remplissage

Figure 4.4 Dimensions et section transversale de l'accumulateur à tubes lisses.



Figure 4.5 Accumulateur à tubes lisses instrumenté, monté et préparé pour le remplissage en paraffine.

4.5.3. Instrumentation des accumulateurs

Les thermocouples utilisés seront situés, d'une part, sur les tubes des accumulateurs et il y aura également des thermocouples mesurant dans la section transversale de la calandre.

4.5.3.1. Planification de la distribution des thermocouples.

Il existe des différences techniques dans la disposition des thermocouples entre le tube à ailettes et le tube lisse. En raison de la géométrie des thermocouples et de la présence des ailettes

Au total, six tubes seront soudés : trois lisses et trois à ailettes, dont la disposition dans l'accumulateur est illustrée sur la Figure 4.6.

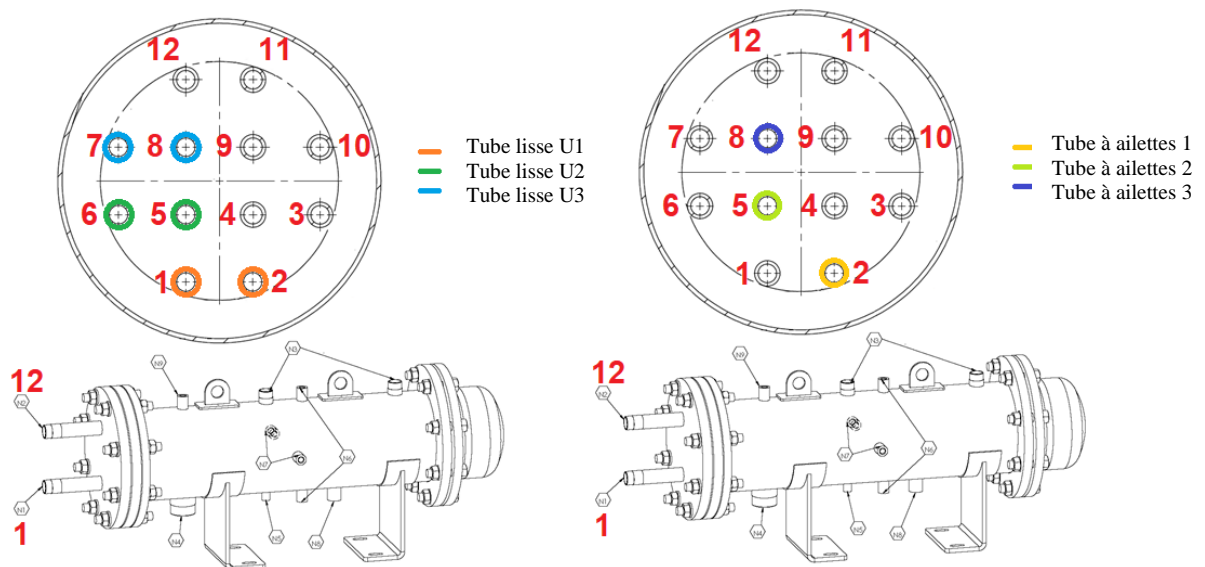


Figure 4.6 Disposition des tubes instrumentés dans l'accumulateur.

a. Tubes lisses :

Nous recherchons l'instrumentation de toute la longueur du tube afin de pouvoir étudier la transmission de chaleur dans l'entrée, la sortie et la zone d'écoulement entièrement développée.

Les tubes sont nommés U1, U2 et U3. Un total de 27 thermocouples sont prévus dans le tube U1, répartis comme indiqué dans la figure ci-dessous.

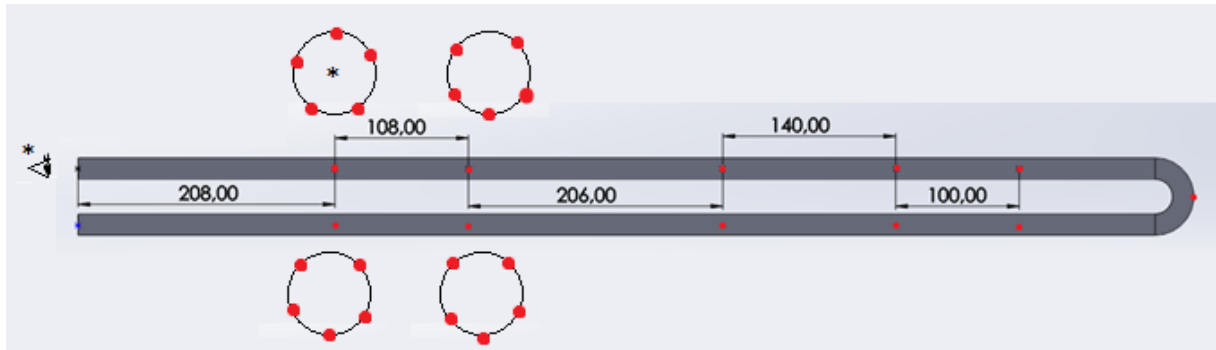


Figure 4.7 Répartition des thermocouples le long du tube lisse U1.

Au total, 23 thermocouples sont montés dans le tube U2.

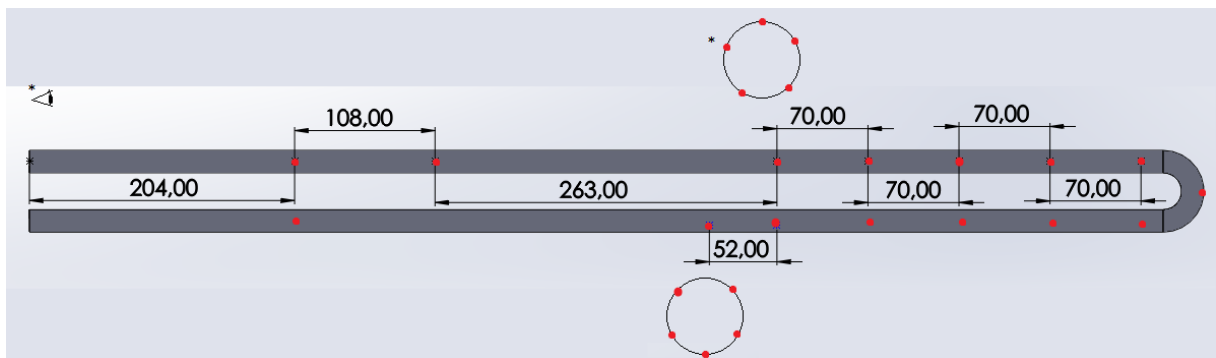


Figure 4.8 Répartition des thermocouples le long du tube lisse U2.

Au total, 23 thermocouples sont prévus dans le tube U3.

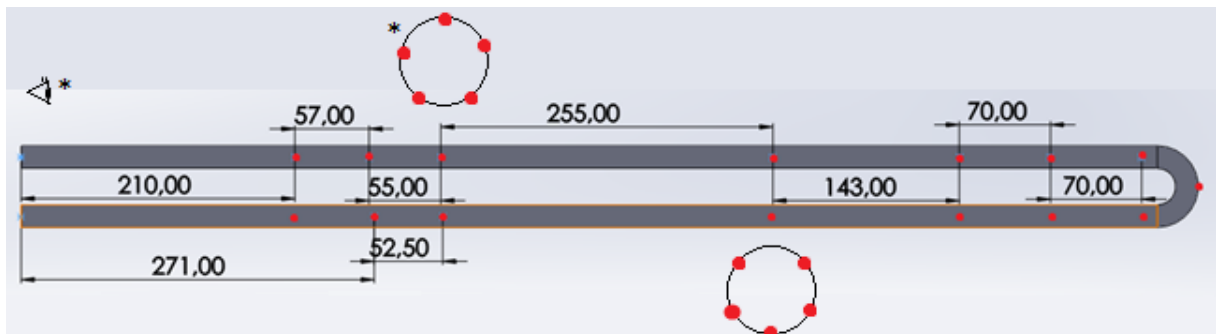


Figure 4.9 Répartition des thermocouples le long du tube lisse U3.

b. Tubes à ailettes

Les thermocouples sont disposés en deux sections d'environ un tiers de la longueur du tube. Six thermocouples par section, pour les trois tubes à ailettes, sont prévus avec une séparation angulaire équidistante.

4.5.3.2. Fixation du thermocouple.

Dans les deux cas, le matériau de soudage est disposé sur les thermocouples, formant une tête ronde qui est insérée dans des orifices réalisés à la surface du tube.

Dans le tube lisse, les thermocouples sont placés dans les orifices et ils sont fixés au moyen de téflon résistant à la chaleur.

Dans le tube à ailettes, la fixation est plus complexe car il faut s'assurer que le thermocouple se soude sur la surface du tube et non sur les ailettes. Pour ce faire, une tige creuse en aluminium dans laquelle le thermocouple est inséré est utilisée. La tige est insérée entre les ailettes et fixée avec une fine feuille d'aluminium. La Figure 4.10 montre les thermocouples fixés et prêts à être soudés.

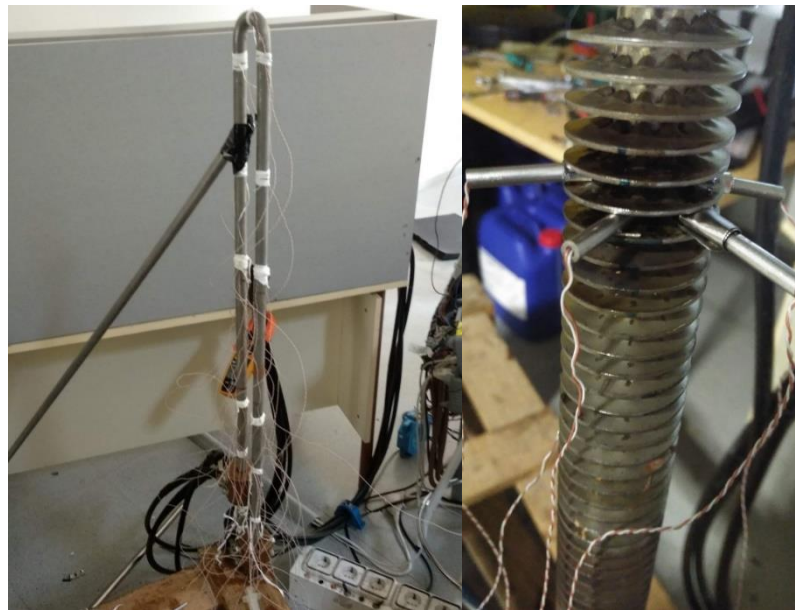


Figure 4.10 Thermocouples fixés sur les deux types de tube.

4.5.3.3. Soudage des thermocouples sur les tubes.

Ce processus présentait une certaine complexité en raison des conditions décrites ci-dessous :

- La nécessité de pouvoir effectuer des mesures de température sur différentes longueurs de tuyaux, ce qui implique de souder des thermocouples dans différentes sections.
- La nécessité d'avoir plusieurs thermocouples dans la même section, afin de pouvoir réaliser une étude des sections transversales.

Chapitre 4 : Conception de l'installation de stockage de l'énergie thermique solaire

- De même, il faut garantir un nombre suffisant de soudures de thermocouples pour pallier une éventuelle perte de celles-ci, pendant le processus de soudage ou en raison de contraintes cycliques dues au fonctionnement normal de l'accumulateur.
- Dans le cas des tubes à ailettes, la géométrie rend le soudage difficile car il doit être effectué à la surface du tube, en évitant les ailettes.

Il a été envisagé de réaliser un procédé de soudage par résistance. La chaleur serait donc appliquée directement à l'ensemble du tube, par effet Joule, en faisant circuler un courant électrique à travers celui-ci, en appliquant une tension entre deux électrodes à chaque extrémité.



Figure 4.11 Tube à ailettes avec électrodes.

Une fois la soudure effectuée, chaque thermocouple doit être vérifié pour s'assurer qu'il ne reste aucun fil dénudé (Figure 4.12). Si cela se produit, une résine photosensible doit être appliquée pour éviter le contact entre les deux fils. Les résultats de la soudure ont montré un taux de réussite de 75 % en matière de soudage.



Figure 4.12 Thermocouples correctement soudés.

Dans les tubes à ailettes, cinq thermocouples par section ont été prévus, à raison de deux sections par tube. Un taux de réussite de 58% est atteint, si les soudures partiellement situées sur les ailettes sont considérées comme des soudures ratées.

Compte tenu de la difficulté du processus et du fait que des thermocouples dans toutes les sections proposées sont obtenus, les résultats obtenus peuvent être considérés satisfaisants.



Figure 4.13 Assemblage des accumulateurs.

4.5.3.4. Thermocouples dans la section transversale de la calandre.

En plus de l'instrumentation des tubes, des thermocouples seront également placés dans la section transversale de chaque accumulateur. À cette fin, la conception du corps de l'accumulateur comporte des orifices à travers lesquels seront introduites des tiges dans lesquelles sont disposés les thermocouples (Figure 4.14).

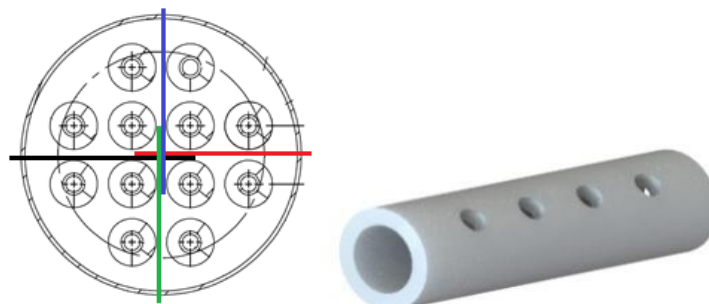


Figure 4.14 A gauche, coupe transversale de l'accumulateur avec les quatre tiges des thermocouples. A droite, tige des thermocouples.

Chapitre 4 : Conception de l'installation de stockage de l'énergie thermique solaire

Ces tiges de thermocouples, sont des tiges creuses en matière plastique résistante à la chaleur avec plusieurs trous transversaux. Les thermocouples sont placés à l'intérieur des tiges, les têtes sortantes, l'une du bout et le reste des trous transversaux.

Il y a au total quatre tiges par accumulateur, avec les tiges F1, F2, F3 et F4 dans l'accumulateur à tubes à ailettes et F5, F6, F7 et F8 dans l'accumulateur à tubes lisses (Figure 4.15 et Figure 4.16).

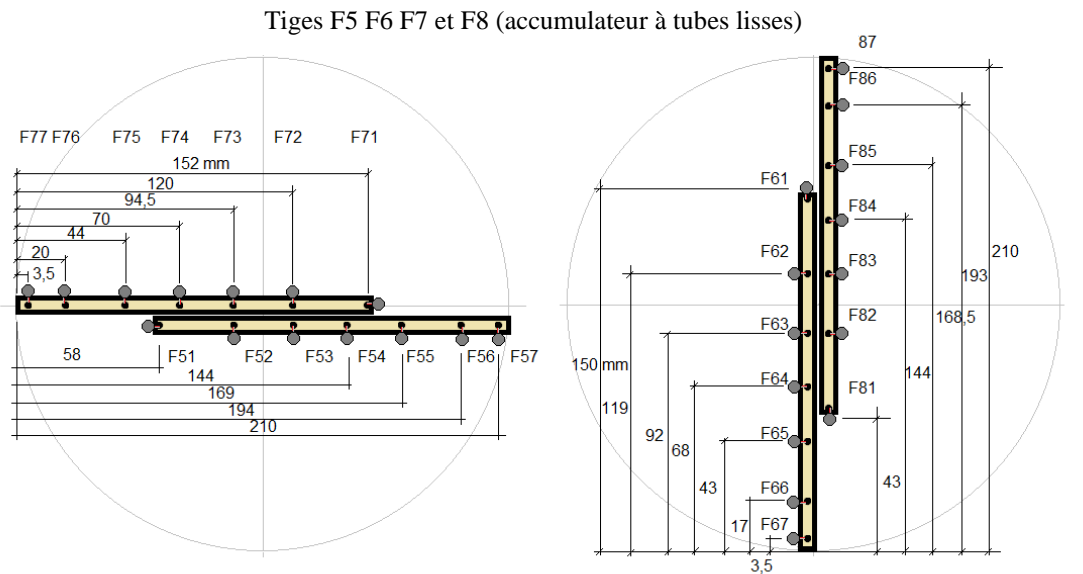


Figure 4.15 Disposition des tiges à l'intérieur de l'accumulateur à tubes lisses.

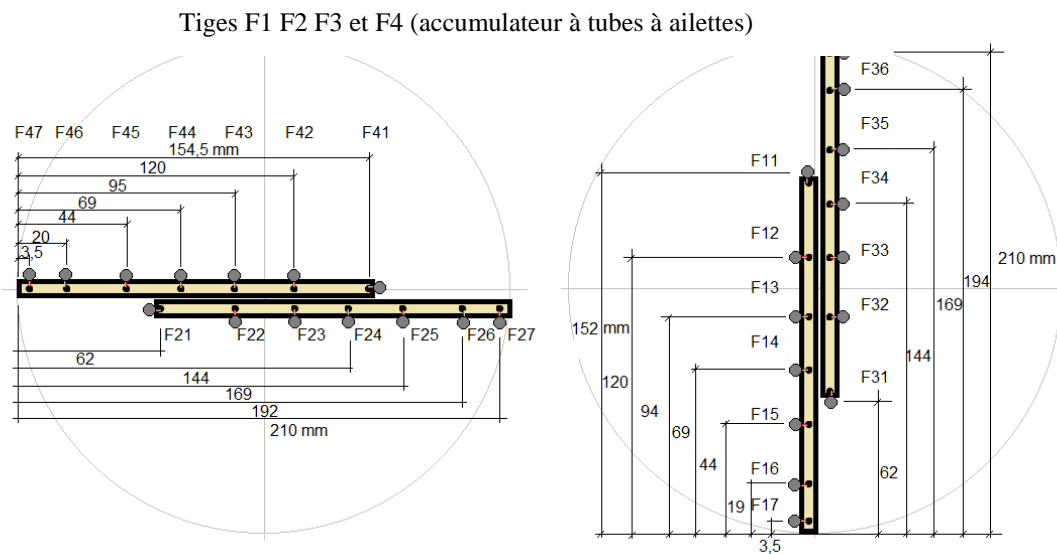


Figure 4.16 Disposition des tiges à l'intérieur de l'accumulateur à tubes à ailettes.

4.5.3.5. Étalonnage des thermocouples

L'étalonnage a été effectué en introduisant la section de tube à étalonner dans un bain d'eau chaude à température homogène. La température du bain est contrôlée par un PT100. Cette mesure et celle des thermocouples à étalonner sont obtenues par une unité d'acquisition de données (AGILENT 34980A). Lorsque la température se stabilise, de sorte qu'il n'y a pas de fluctuations observables de la température des thermocouples, la température du bain (PT100) et de chacun des thermocouples est enregistrée. Ce processus a été réalisé à différentes températures dans une plage comprise entre 23 et 95°C pour chacun des thermocouples, ce qui a permis d'obtenir les courbes d'étalonnage de chacun des thermocouples.

La Figure 4.17 montre la courbe d'étalonnage pour l'un des thermocouples du tube lisse. Le résultat de l'étalonnage de chacun des thermocouples sera pris en compte dans le traitement des données acquises lors des tests à effectuer.

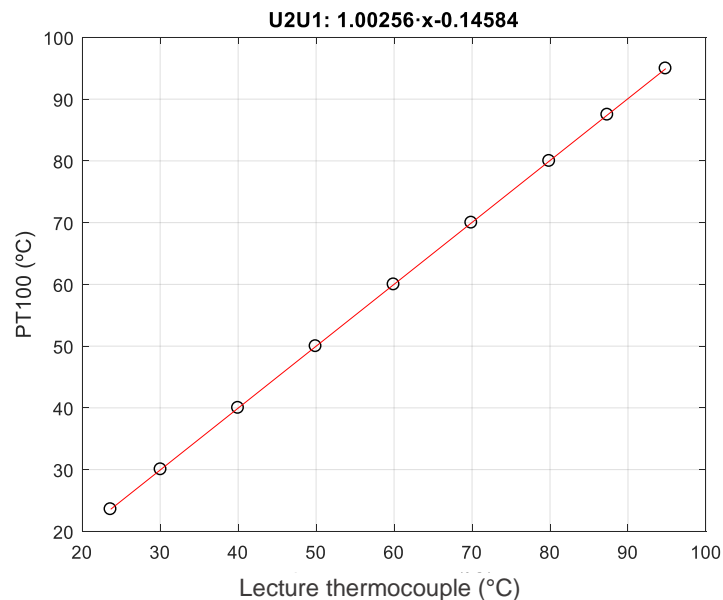


Figure 4.17 Courbe d'étalonnage pour le thermocouple U2U1, correspondant au tube lisse numéro 2.

4.5.4. Remplissage des accumulateurs.

Le remplissage des accumulateurs en paraffine a été l'une des phases critiques du projet en raison, comme pour la soudure, de sa complexité.

La paraffine utilisée était fournie sous forme de granules, il était donc impossible de remplir le réservoir avec de la paraffine solide en raison de la grande quantité d'air qu'elle contenait, il fallait donc d'abord faire fondre la paraffine et la verser dans le réservoir sous forme liquide.

En outre, le processus de fusion de la paraffine devait être effectué de manière contrôlée pour éviter sa détérioration, qui se produit lorsqu'elle atteint 100 °C.

Le processus de fusion a duré environ 12 heures. En outre, la paraffine, au contact du métal froid, se solidifiait rapidement en couches et pourrait provoquer des bulles d'air à l'intérieur de l'accumulateur. Pour cette raison, l'accumulateur devait être chaud et la meilleure solution était de faire circuler de l'eau préalablement chauffée par une résistance électrique, jusqu'à 60 °C. Ainsi, un circuit auxiliaire a été installé, composé d'une pompe et d'un réservoir, où la résistance électrique serait submergée.

Après avoir terminé le remplissage des accumulateurs, ils ont été transportés jusqu'au toit, puis ils étaient couplés au reste du circuit hydraulique. A la fin, les accumulateurs ont été isolés par une couche de laine de verre et une autre de polyéthylène.

4.6. Éléments du circuit hydraulique

4.6.1. Tuyaux et accessoires

Les instructions de planification du fabricant du collecteur précisent l'utilisation de tuyaux en acier inoxydable ou en cuivre sanitaire, les raccords et accessoires étant également en cuivre.

Pour le réseau de tuyauterie, des tuyaux en cuivre sanitaire (UNE-EN 1057) d'un diamètre extérieur de 28 mm et d'une épaisseur de 1,5 mm, ainsi que des coudes à 90° et 45°, des joints en "T" et des réductions de 28 mm à 22 mm, également en cuivre sanitaire sont utilisés. Au total, environ 60 m de tuyaux en cuivre sont utilisés.

Dans les zones à niveau élevé de l'installation, des purges sont installées. Au total, il y avait sept purges. Quatre à l'entrée de chacun des collecteurs, deux à la sortie de chacun des accumulateurs et un autre à la sortie de la pompe de décharge.

Un filtre en cuivre autonettoyant pour l'eau, d'une température de fonctionnement maximale de 130°C et d'une pression maximale de fonctionnement de 25 bars, est également installé (Figure 4.18). Le filtre a une cartouche filtrante de 100 microns. Le filtre est nécessaire pour assurer la durabilité des débitmètres, en particulier ceux qui ont des roues ovales. Il est placé à l'entrée des collecteurs.

4.6.2. Vannes.

Les vannes de régulation à deux et trois voies permettent une régulation correcte de la charge du circuit et permettent de varier les configurations spécifiées. À cette fin, les vannes doivent répondre à certains critères de surface d'ouverture et de perte de pression qui doivent être pris

en compte pour leur sélection. Les vannes à deux voies sélectionnées étaient les VUN015F310, avec un DN15 et des kvs de 4 m³/h. Le modèle équivalent choisi pour les vannes à trois voies est le BUN015F300, avec un DN15 et des kvs de 4 m³/h.



Figure 4.18 *Éléments du circuit hydraulique. A droite les vannes de contrôle, à gauche le filtre à particules.*

D'autre part, l'utilisation d'une vanne de sécurité est une exigence de sécurité indispensable. Dans ce cas, avec une pression de travail de 6 bars, une vanne de sécurité réglée à 10 bars est utilisée.

En outre, le circuit hydraulique est doté d'une série de vannes à boisseau sphérique manuelles pour couper les sections critiques, telles que la zone d'entrée et de sortie des accumulateurs, et pour vider et remplir le circuit.

4.6.3. Vase d'expansion

Le vase d'expansion est un autre élément de sécurité essentiel et sa sélection se fait sur la base de la norme espagnole UNE-EN-100155-2004 et des spécifications de pression et de température du processus. Les calculs justificatifs sont spécifiés ci-dessous, et un vase d'expansion fermé de 24 litres est sélectionné, avec une pression maximale admissible de 8 bars et une température maximale admissible de 130 °C.



Figure 4.19 *Vase d'expansion.*

4.6.4. Pompe

En raison des exigences en matière de débit et de perte de pression, la pompe multi-étages MKX-1395 3-6, du fabricant AIG PUMPS est utilisée. Elle peut fonctionner à une température de fluide allant jusqu'à 110 °C, avec une puissance nominale de 0,55 kW.

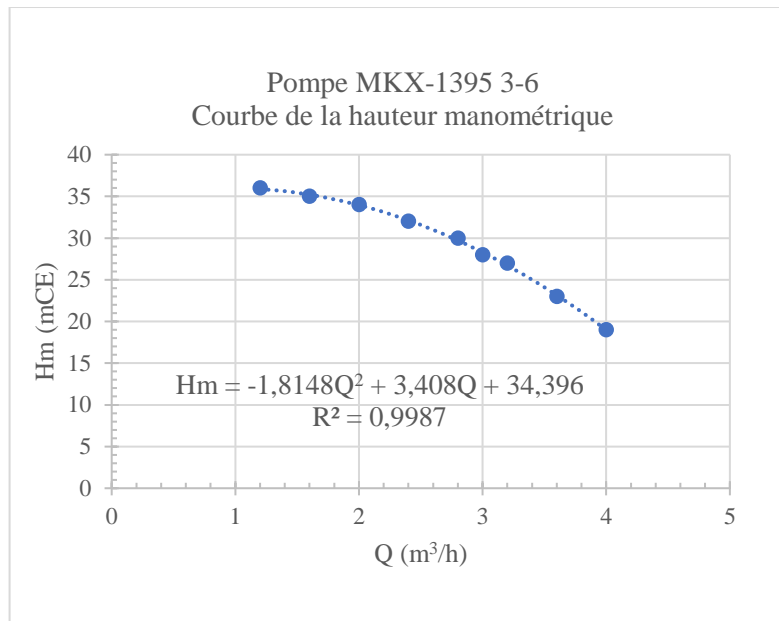


Figure 4.20 Courbe de la hauteur manométrique de la pompe MKX-1395 3-6.

4.7. Perte de pression

Pour le processus de chargement, la configuration qui produit la plus grande perte de charge est celle de quatre collecteurs en parallèle, principalement en raison de la perte de pression produite par certaines vannes qui transfèrent une grande quantité de débit.

La Figure 4.21 montre la répartition des débits dans la configuration de chute de pression la plus défavorable. Pour déterminer que cette répartition était la plus défavorable, les longueurs de tuyaux et la perte de pression produite par les vannes pour chacune des configurations ont été évaluées par A. Zamora Jiménez [3]. La somme des pertes de charge primaires et secondaires, dues à tous les accessoires et éléments, pour le circuit de charge, est estimée à 25.146 mCE [3].

Avec cette valeur, il a été possible de faire une sélection de la pompe pour le processus de chargement.

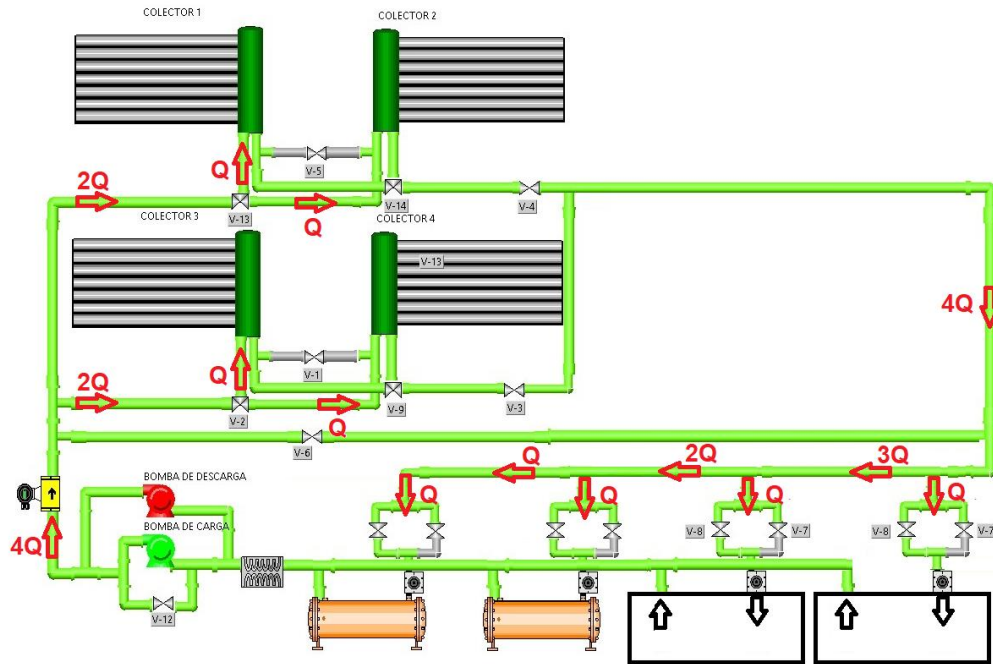


Figure 4.21 Schéma de répartition des débits dans la configuration de quatre collecteurs parallèles.

4.8. Control et acquisition des données

4.8.1. Capteurs et Actionneurs

Les éléments de commande comprennent des actionneurs de vannes et des convertisseurs de fréquence des pompes. Quant aux capteurs, nous disposons d'un pyranomètre, des débitmètres à roue ovale et à Coriolis, des capteurs de température, des thermocouples de type T et de RTD à quatre fils et d'un manomètre.

4.8.1.1. Capteurs de température

Pour mesurer la température, le PT100 a été utilisé pour repérer la température du fluide caloporteur dans le circuit hydraulique ainsi que des thermocouples pour mesurer la température de la paroi des tubes de l'accumulateur et pour obtenir la température de la paraffine à l'intérieur du corps de l'accumulateur.

Les résistances PT100 utilisées sont des RTD « Resistance Temperature Detector » à quatre fils de classe B, 1/10 DIN, avec une erreur de mesure de $\pm 0,03$ °C. Huit RTD sont connectés à l'entrée et à la sortie de chacun des collecteurs, afin de contrôler les performances. Quatre autres RTD sont connectés à l'entrée et à la sortie des accumulateurs. L'avantage de ce type de capteur est sa grande fiabilité, sa précision et sa robustesse et il a une courbe de mesure beaucoup plus linéaire que les thermocouples.



Figure 4.22 Capteur de température RTD dans le circuit hydraulique.

Les thermocouples utilisés sont des thermocouples de type T, recommandés pour des plages de température comprises entre -200 °C et 260 °C . Ce type de capteur est plus économique qu'un PT100 et permet d'en utiliser un grand nombre. Cependant, leur précision est moindre et il est nécessaire de les calibrer dans la plage de mesure.

4.8.1.2. Capteurs de pression

Un manomètre relatif est utilisé pour surveiller la pression à l'entrée des collecteurs. Cette pression doit être comprise entre 5 et 6 bars.

4.8.1.3. Pyranomètre

Il est utilisé pour mesurer la densité du flux de rayonnement solaire (W/m^2). Le pyranomètre utilisé est le modèle CMP11 du fabricant Kipp&Zonen (Figure 4.23).

Tableau 4.3. Caractéristiques techniques du pyranomètre.

Rang spectral (total)	285 à 2800 nm
Sensibilité	7 à 14 $\mu\text{V/W/m}^2$
Temps de réponse	< 5 s
Erreur directionnelle (jusqu'à 80 ° à 1000 W/m^2)	< 10 W/m^2
Sensibilité en fonction de la température (-10 °C à $+40\text{ °C}$)	< 1 %
Plage de température de fonctionnement	-40 °C to $+80\text{ °C}$
Irradiance solaire maximale	4000 W/m^2
Classification ISO 9060:2018	Spectralement plat, classe A

Les valeurs typiques de l'irradiance devraient se situer autour de 100 W/m^2 les jours complètement nuageux, entre 100 et 500 W/m^2 les jours partiellement nuageux et entre 500 et 1000 W/m^2 les jours clairs et ensoleillés, à titre indicatif.



Figure 4.23 Montage du pyranomètre.

4.8.1.4. Débitmètres

Dans l'installation, deux types de débitmètres sont utilisés. Des débitmètres à roues ovales situés à l'entrée de chacun des accumulateurs et un débitmètre de Coriolis situé à l'entrée du circuit des collecteurs.

a. Débitmètre de Coriolis.

Il s'agit du débitmètre de la série YOKOGAWA ROTAMASS Total Insight, modèle Prime 25 (Figure 4.24), dont les spécifications sont indiquées ci-dessous :

Tableau 4.4. Caractéristiques techniques du débitmètre ROTAMASS TI Prime 25.

Débit massique nominal Q_{nom}	1600 kg/h
Débit massique maximal Q_{max}	2300 kg/h
Débit volumétrique maximal (eau)	2300 m ³ /h
Plage de densité des fluides	0 – 5 kg/l
Plage de température du processus	-70 – 200 °C
Précision des débits de masse	0,2 % de la mesure
Précision des débits volumétriques (eau)	0,45 % de la mesure
Précision de la mesure de la densité	4 g/l
Précision de la mesure de la température	1 °C



Figure 4.24 Débitmètre monté horizontalement.

Le débitmètre est calibré pour mesurer dans une plage comprise entre 0 et 1000 kg/h, la courbe de calibration étant la suivante :

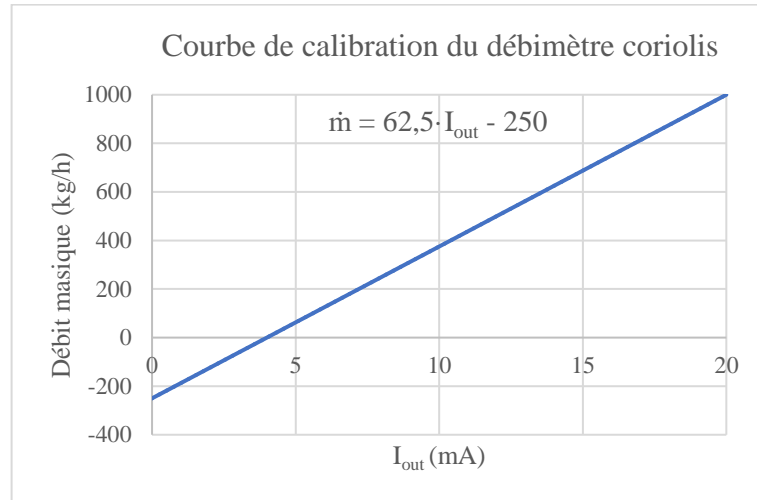


Figure 4.25 Courbe de calibration du débit massique du débitmètre Coriolis.

b. Débitmètre à roues ovales.

Ce type de débitmètre est basé sur le déplacement des volumes discrets du fluide, qui sont dirigés de l'entrée à la sortie du débitmètre en suivant un chemin fixe. Deux roues ovales sont utilisées à cet effet. Le rapport de vitesse des roues ovales indique le volume déplacé par unité de temps.

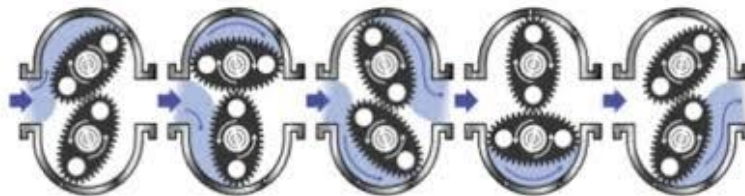


Figure 4.26 Principe de fonctionnement du débitmètre à roues ovales.

Les caractéristiques sont indiquées dans le tableau ci-dessous.

Tableau 4.5. Caractéristiques techniques du débitmètre à roues ovales.

Plage de mesure (l/h)	15 à 550
Précision	$\pm 1\%$ de la lecture
Répétabilité	$\pm 0,03\%$ de la lecture
Pression maximale de fonctionnement (bar)	15
Plage de température (°C)	-20 à 120

4.8.1.5. Actionneurs pour les vannes

Le modèle utilisé est l'actionneur SAUTER AVM105S, dont les caractéristiques sont données ci-dessous :

Tableau 4.6. Caractéristiques de l'actionneur SAUTER AVM105S.

Course de l'actionneur	0... 8 mm
Temps de réponse	200 ms
Signal de contrôle	0... 10V; $R_i > 10\text{ k}\Omega$
Signal de retour de position	0... 10V; charge $> 10\text{ k}\Omega$
Point de départ U_o	0 à 10 V
Marge de contrôle ΔU	10 V

4.8.1.6. Variateurs de fréquence

Deux convertisseurs de fréquence de 550 watts sont utilisés pour la commande des pompes (Figure 4.27). Ces convertisseurs permettent d'atteindre une fréquence de 50 Hz.



Figure 4.27 Variateur de fréquence.

4.8.2. Système d'acquisition de données

L'installation doit répondre avec souplesse aux différentes situations climatiques et saisonnières qui se présentent pendant les processus de chargement tout en tenant compte de l'alternance entre les processus de chargement et de déchargement qui sera effectuée régulièrement, en plus du grand volume de données qui doit être acquérir et gérer. Pour toutes ces raisons, la nécessité de disposer d'une installation automatisée tant pour le contrôle que pour l'acquisition des données devient importante.

Pour cela, l'unité de mesure KEYSIGHT 34980A avec ses modules et cartes correspondantes a été utilisé. En même temps, l'équipement de contrôle de type PLC (CompactRIO de National Instruments) avait été utilisé.

Bien que l'équipement KEYSIGHT dispose de son propre logiciel d'acquisition, un logiciel permettant la communication entre l'acquisition des données et le contrôle est nécessaire pour effectuer automatiquement les tâches de régulation et de sécurité. À cette fin, la plate-forme *Labview* a été choisie, qui dispose de bibliothèques pour communiquer les équipements de National Instruments et Keysight.

Le contrôleur CompactRIO agit comme une unité de contrôle et est responsable de la fermeture et de l'ouverture des vannes, ainsi que de la régulation automatique ; en fonction des données de température acquises par l'unité d'acquisition de données. La gestion et la communication se font par le biais de la plate-forme LabView (Figure 4.28).

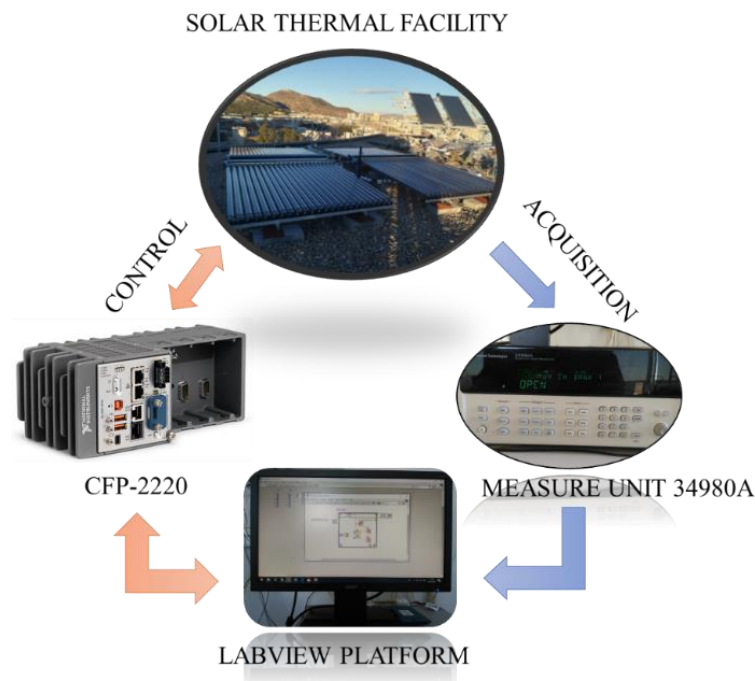


Figure 4.28 Schéma des éléments d'acquisition et de contrôle.

Ainsi, nous pouvons sélectionner individuellement n'importe lequel des quatre collecteurs et les combiner en parallèle ou en série, en utilisant une interface de sélection des collecteurs et des accumulateurs (Figure 4.29 et Figure 4.30).



Figure 4.29 Interface de configuration des collecteurs et des accumulateurs.

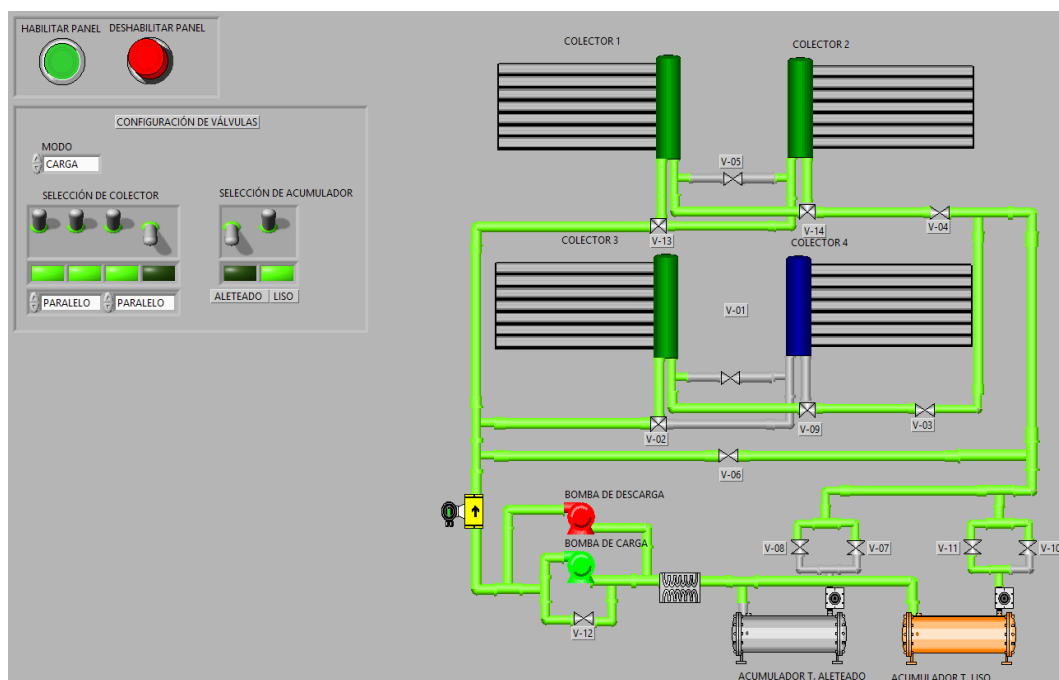


Figure 4.30 Exemple de fonctionnement avec 3 collecteurs en fonctionnement et l'accumulateur à tubes lisses en fonctionnement, en phase de charge.

Références

- [1] *Planning and Installing Solar Thermal Systems A guide for installers, architects and engineers*, Second Edi. Earthscan.
- [2] D. A. Lillevold Skaug, "Phase change materials for thermal energy storage," Ostfold university college, 2018.
- [3] A. Zamora Jiménez, "Diseño de una instalación solar térmica para el abastecimiento energético de acumuladores de calor latente de tipo PCM," universidad politecnica de Cartagena. 2019.

Chapitre 5

Résultats Expérimentaux

5. RESULTATS EXPERIMENTAUX

5.1. Introduction

Dans ce chapitre, deux échangeurs de chaleur à tubes et calandre avec 30 kg de paraffine dans le côté calandre sont connecté à un dispositif de collecteur solaire à tubes sous vide. L'évolution de la température des différentes zones des accumulateurs est analysée, à savoir les températures du PCM et des parois des tubes pendant le cycle d'irradiation solaire. La fraction liquide et l'énergie stockée sont dérivées pendant la fusion du PCM, et l'effet de différentes surfaces de collecteur solaire sur la dynamique de la fusion est discuté.

5.2. Les paramètres de l'étude

Afin de pouvoir analyser les essais en profondeur, il est nécessaire de connaître les principaux paramètres et de connaître en détail leur processus de mesure et de calcul.

5.2.1. Irradiance

L'irradiance est l'un des paramètres les plus importants dans notre essai expérimental, car il indique le degré de qualité du test, c'est-à-dire si le test se déroule dans des conditions idéales, s'il présente des perturbations ou s'il s'agit d'un test avec des nuages, étant un test en conditions réelles.

Il est mesuré à l'aide d'un pyranomètre situé sur le toit qui transmet une série de données en volts et que, grâce à un facteur de conversion donné par le fabricant du pyranomètre, ces volts mesurés sont convertis en W/m^2 . Pour obtenir le graphique de cette variable, la valeur de l'irradiation est tracée en fonction du temps d'essai.

5.2.2. Températures

Plusieurs variables de température ont été mesurés, la première est la température du PCM qui est calculée par une moyenne des mesures de température obtenues à partir des tiges multipoints de thermocouples une fois qu'elles ont été corrigées par leurs équations de calibrage et pondérées selon les zones d'influence définies dans la Figure 5.1.

La valeur obtenue dans cette section de l'accumulateur est considérée comme représentative de l'ensemble du volume de paraffine.

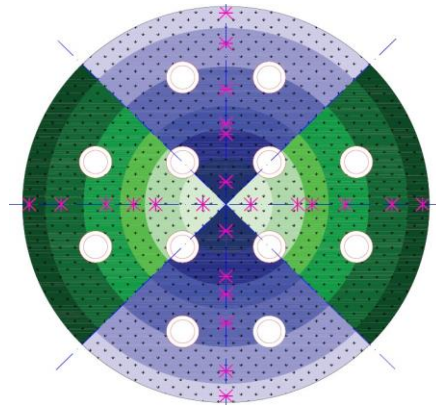


Figure 5.1 Zones d'influence des thermocouples dans la section centrale.

La variable de température suivante est mesurée directement à travers ces tiges de thermocouple, ainsi, la distinction est faite entre les positions verticale et horizontale, en plus de prendre seulement trois mesures le long de chaque arrangement (horizontal et vertical) et sont présentées dans la Figure 5.2. Ce paramètre est intéressant à analyser afin d'observer dans quelles zones une température plus élevée est atteinte.

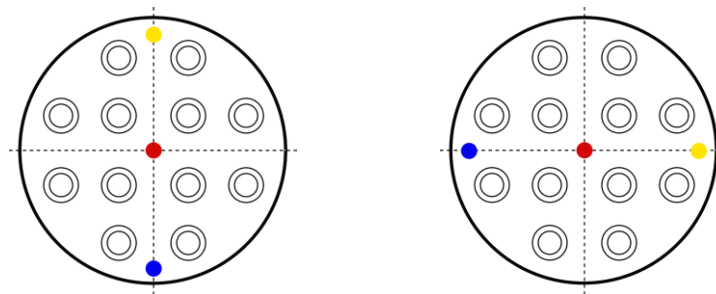


Figure 5.2 Dispositions verticale et horizontale des thermocouples.

La température de la paroi est mesurée par un ensemble de thermocouples soudés sur la paroi des tubes, comme le montre la Figure 5.3, et sert à observer en profondeur l'évolution de la température influencée par la position.

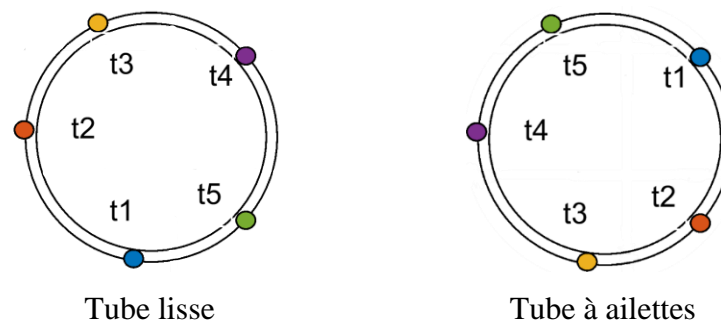


Figure 5.3 Répartition des thermocouples sur la paroi des tubes

La dernière variable de température mesurée est la température le long des tubes qui sont montés en serpentín, en évaluant la température d'entrée, la température de sortie et une température intermédiaire, mesurées dans les positions indiquées sur la Figure 5.4.

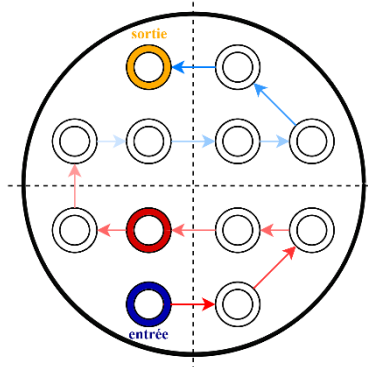


Figure 5.4 Arrangement des tubes du serpentín

Il est notable qu'il n'y a pas de symétrie verticale de la température, car, bien qu'il y ait une symétrie géométrique, la chaleur est cédée tout au long du processus en diminuant d'un tube à l'autre.

5.2.3. Transfert de chaleur

La chaleur n'est pas une variable qui a été mesurée directement, mais elle est calculée par la capacité thermique spécifique, qui est la quantité d'énergie, sous forme de chaleur, qu'un système reçoit ou cède par unité de masse, de sorte qu'un changement de température d'un degré se produit, sans changement d'état.

$$\dot{Q}_{HTF} = \dot{m}_{HTF} \cdot C_{p_{HTF}} \cdot \Delta T \quad (5.1)$$

\dot{Q}_{HTF} est la chaleur reçue ou cédée en (W)

\dot{m}_{HTF} est le débit massique (kg/s) du fluide caloporteur.

ΔT est le changement de température (K ou °C) entre l'entrée et la sortie de l'accumulateur.

$C_{p_{HTF}}$ est la chaleur spécifique (J/kg.°C) du fluide caloporteur.

5.2.4. Énergie stockée et fraction liquide

Les deux variables suivantes sont d'une importance capitale puisque la principale caractéristique à étudier dans ce système de LHTES est l'énergie stockée qui est directement liée à la fraction liquide.

L'énergie stockée est un paramètre qui nous donne des informations précieuses sur la capacité de stockage du système, en outre, il est également important de connaître la vitesse à laquelle ce stockage se produit dans chaque accumulateur.

La fraction liquide mesure le pourcentage de PCM fondu à l'intérieur du système d'accumulation. Elle peut être mesurée par des thermocouples répartis dans le PCM. Si la température d'un thermocouple est inférieure à 67 °C, la zone d'influence dans laquelle il se trouve est considérée comme étant à l'état solide. Si la température était supérieure à 77 °C, elle serait considérée comme liquide. Si la température se situait entre ces deux valeurs, la fraction liquide de cette zone serait interpolée et déterminée. Enfin, les états de toutes les zones sont évalués et une valeur globale de la fraction liquide dans la section centrale est donnée, qui est également supposée comme étant celle de l'ensemble de l'accumulateur.

$$\beta = \begin{cases} 0 & \text{si } T < T_S \\ 1 & \text{si } T > T_L \\ \frac{T - T_S}{T_S - T_L} & \text{si } T_S < T < T_L \end{cases} \quad (5.2)$$

T est la température obtenue directement à partir des thermocouples.

T_S = Température solidus.

T_L = Température liquidus.

Il convient également de noter que la paraffine RT70HC ne subit pas un changement d'état à exactement 70 °C de la même manière que l'eau pure à 100 °C et 1 atm. À 67 °C, le PCM subit une transition de type solide-solide, devenant quelque chose comme un gel. Au-delà de 77 °C, il est complètement liquide.

L'énergie stockée a été calculée à partir des variations de température subies par le PCM entre un instant de mesure et le suivant, en utilisant sa chaleur spécifique et son enthalpie de fusion en fonction de la température, comme indiqué par le fabricant dans la fiche technique (Figure 5.5).

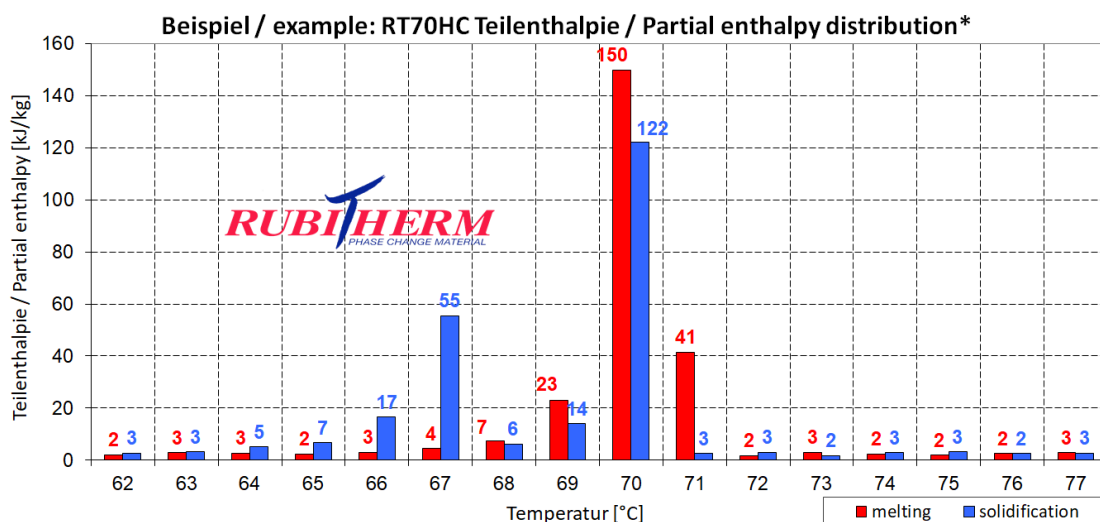


Figure 5.5 Enthalpie de fusion de la paraffine en fonction (de la température [1])

L'énergie stockée est calculée à l'aide de deux équations distinctes, l'une lorsque la paraffine est à l'état solide ou liquide et l'autre lorsque la paraffine est en changement de phase.

- **Solide et liquide**

$$E = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (5.3)$$

- **Changement de phase**

$$E = m \cdot \Delta H_L \cdot \frac{(T - T_S)}{(T_S - T_L)} \quad (5.4)$$

Où m est la masse de la paraffine dans l'accumulateur et ΔH_L est l'enthalpie de fusion spécifiée dans les propriétés de la paraffine.

5.3. Analyse des résultats

Dans cette section, nous allons présenter les résultats obtenus lors des essais réalisés et les conclusions que l'on peut en tirer. Nous commencerons par montrer les variables pertinentes du phénomène de convection naturelle qui ont été mesurées dans l'accumulateur à tubes lisses et, dans une deuxième section, nous présentons une comparaison entre un accumulateur à tubes lisses et un autre à tubes à ailettes.

5.3.1. Accumulateur à tubes lisses

Les tests ont été réalisés au cours des mois de mai, juin et novembre 2019. Au maximum, deux des quatre capteurs solaires ont été utilisés. Le Tableau 5.1 regroupe les caractéristiques des essais effectués.

Tableau 5.1. *Caractéristiques des essais avec l'accumulateur lisse.*

	Cas (01)	Cas (02)	Cas (03)
Date	08/11/2019	31/05/2019	04/06/2019
N° collecteurs	1	1.5	2
Surface d'absorption (m ²)	3.03	4.54	6.06
Débit (kg/h)	81.08	92.55	104.06
Type d'accumulateur	Lisse	Lisse	Lisse

5.3.1.1 Irradiance

Les résultats de trois essais conduits par l'irradiation solaire sont présentés et discutés dans cette section. La courbe d'irradiation solaire est mesurée à l'aide d'un pyranomètre de classe A. Une durée maximale de 10 h chacun a permis de tester la fusion du PCM dans l'accumulateur lisse.

Des irradiations solaires ont été mesurées à Cartagena (Espagne), lors des journées typiques de mai, juin et novembre 2019. Les courbes d'irradiation solaire (Figure 5.6) correspondent à des journées claires et avec quelques passages nuageux dans le cas (03).

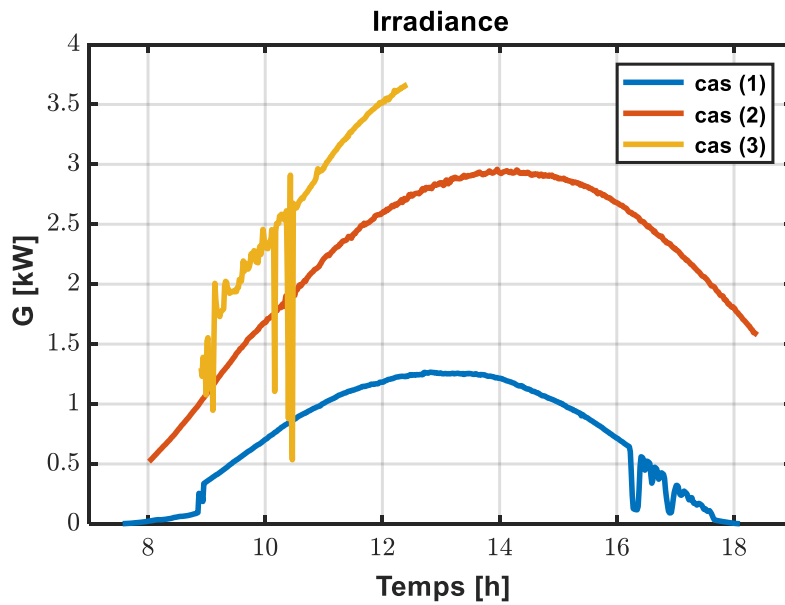


Figure 5.6 Irradiance en fonction du temps.

5.3.1.2 Température

a. Températures d'entrée et de sortie de l'accumulateur

Pour les trois essais, les courbes montrant l'évolution des températures d'entrée et de sortie du fluide caloporteur sont obtenues (Figure 5.7).

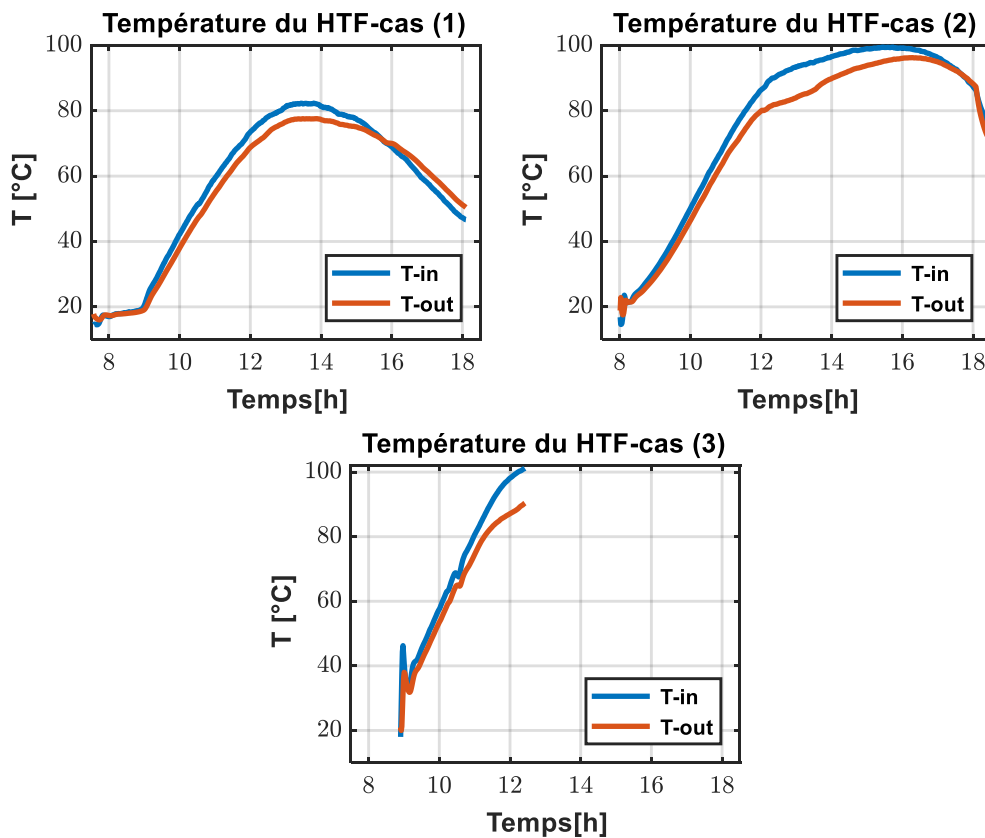


Figure 5.7 Evolution des températures d'entrée et de sortie du fluide caloporteur.

On peut voir que les courbes restent très proches jusqu'à ce que l'on atteigne environ 70 °C, moment où la fusion du PCM commence et où le transfert de chaleur augmente. La chute de la température du HTF après 16 h est due à la baisse de l'irradiation solaire et aux pertes existantes dans l'installation. Cela mène à extraire l'énergie stockée dans le PCM.

b. Température moyenne des parois des tubes

La Figure 5.8 montre la température moyenne de la paroi extérieure des tubes de l'accumulateur, calculée comme expliqué dans la section précédente.

On observe que plus le nombre de collecteurs est important, c'est-à-dire plus la surface exposée au soleil est grande, plus la température de fusion du PCM est atteinte rapidement et les températures maximales sont plus élevées. En gros, on peut dire qu'en utilisant deux collecteurs au lieu d'un, la température de fusion est atteinte une heure et demi plus tôt.

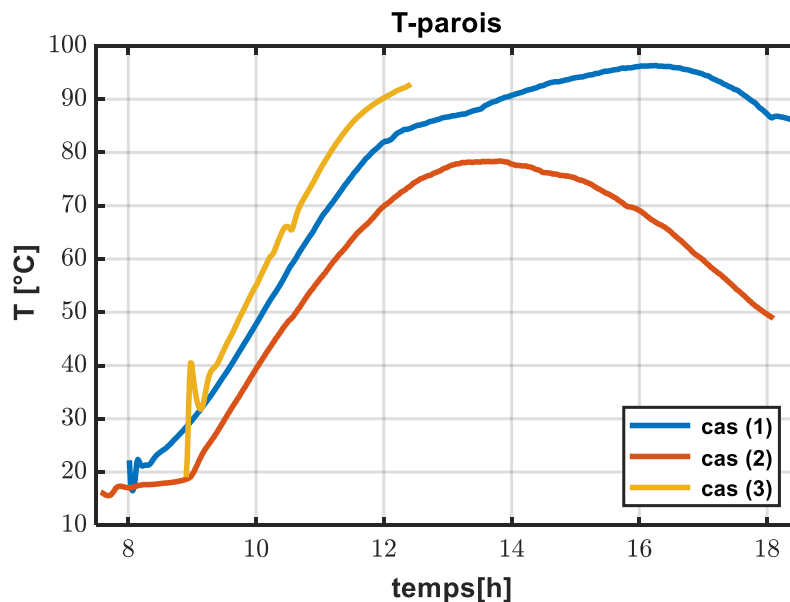


Figure 5.8 Température moyenne des parois des tubes.

c. Température moyenne du PCM

L'évolution de la température du PCM au sein de l'accumulateur lisse est représentée dans la Figure 5.9. Comme dans le graphique précédent, le jour où il y avait deux collecteurs solaires, la température de fusion a été atteinte plus tôt, ce qui a été traduit par une ligne horizontale. Comme il s'agit d'une valeur de température moyenne, un plateau n'est pas clairement observé, mais il y a un changement de pente autour de 67 °C dans tous les cas.

En revanche, le 31 mai, le PCM a dépassé les 90 °C au début d'après-midi, atteignant presque les 100 °C. C'est la raison pour laquelle l'implantation d'un troisième collecteur n'a pas été

envisagée ce mois-là, car c'est la température donnée par le fabricant comme la limite à laquelle la paraffine peut se dégrader après plusieurs cycles.

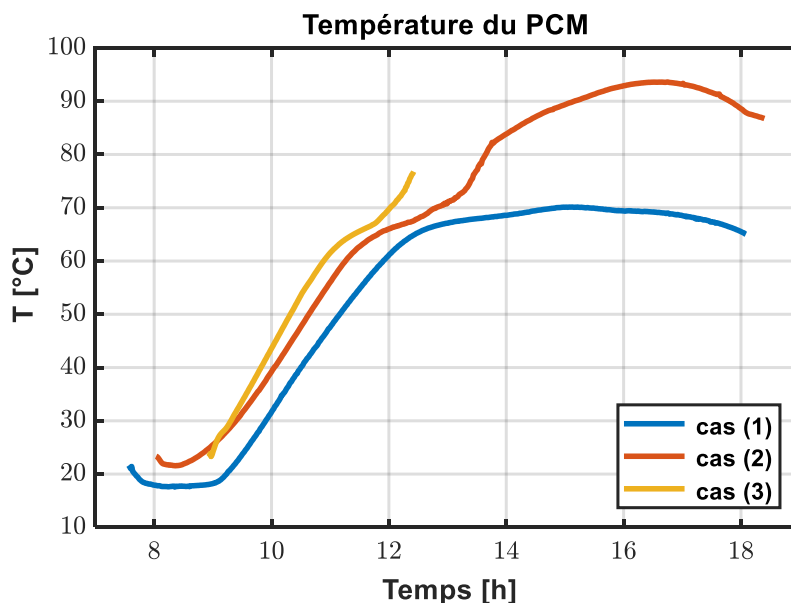


Figure 5.9 Température du PCM.

5.3.1.3 Taux de transfert de chaleur

La puissance thermique transférée par l'eau à l'accumulateur calculée par l'équation (5.1) (Figure 5.10) suit un schéma similaire à celui de l'irradiation, étant plus élevée au milieu de la journée et plus faible le matin et l'après-midi.

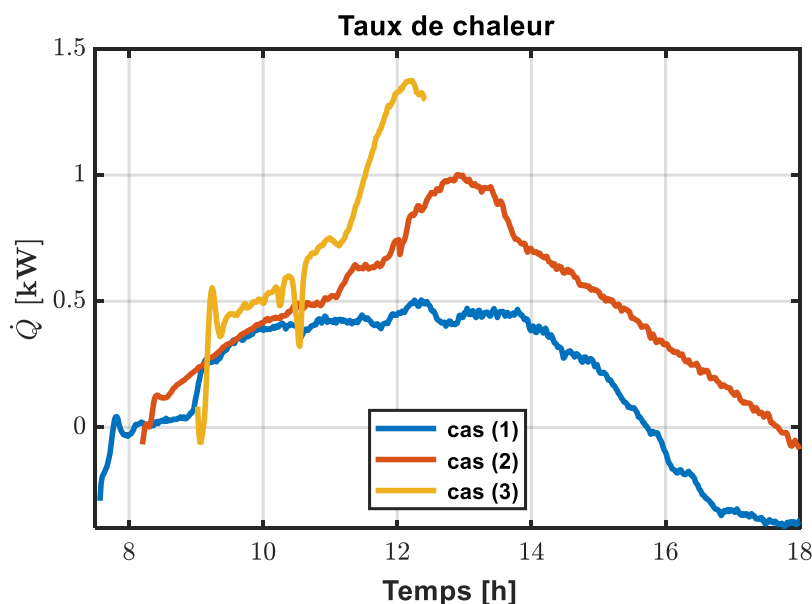


Figure 5.10 Taux de chaleur cédée par le HTF.

En faisant les calculs du cas (2), à titre d'exemple, l'installation est capable d'absorber 1000 W, ce qui, avec une irradiance maximale d'environ 3000 W, signifie un rendement de 33%.

Comme dans les courbes précédentes, la chaleur qui est échangée entre le HTF et l'accumulateur est sensible aux diminutions de l'éclairement solaire dues à la présence de passages de nuageux.

5.3.1.4 Energie stockée

Le stockage de l'énergie est reporté sur la Figure 5.11. La contribution de la chaleur sensible pendant la première partie du cycle est observée du début de l'essai jusqu'à 11h30, 12h00 et 12h30 pour les cas (1), (2) et (3) respectivement, lorsque la fusion commence, conformément aux résultats présentés à la Figure 5.12.

La fusion du PCM améliore le stockage de l'énergie, en raison de l'apport de la chaleur latente. En particulier, pendant la fusion, l'énergie stockée est environ 5 fois supérieure aux valeurs obtenues pendant la période de chaleur sensible. Ceci est particulièrement vrai pour le cas (2), où la relation entre l'énergie primaire et la capacité de stockage semble être optimale. Pour le cas (1), l'absence de fusion complète entraîne un stockage d'énergie plus faible.

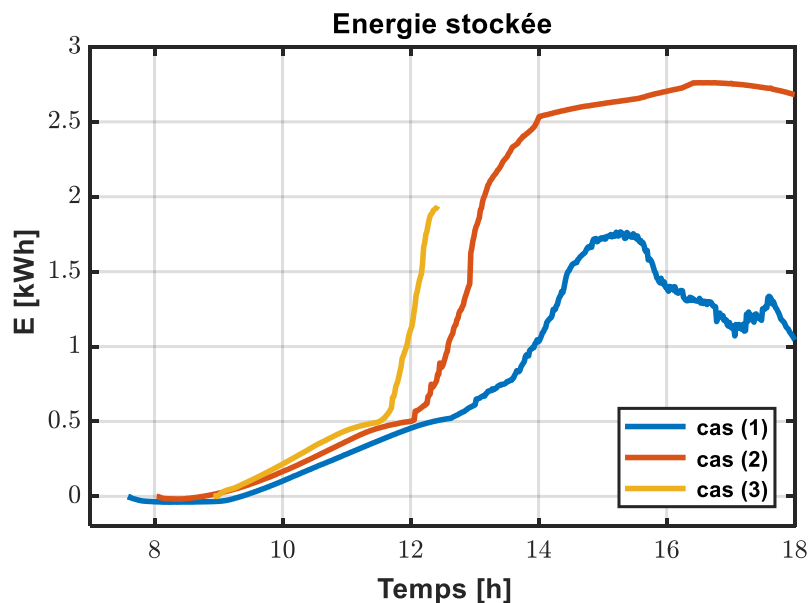


Figure 5.11 Energie stockée par le PCM.

5.3.1.5 Fraction liquide

L'évolution de la fraction liquide en fonction du temps (Figure 5.12) permet d'aborder deux aspects liés au nombre de collecteurs : le début de la fusion du PCM et la durée totale de la fusion.

Comme prévu, le taux de fusion du PCM est le plus élevé pour le flux de chaleur le plus élevé, et diminue de façon monotone avec la diminution du flux de chaleur. En effet, il est démontré

que le fait d'avoir deux collecteurs au lieu d'un, la fusion de la paraffine débute une heure en avance, tandis que le fait d'avoir un collecteur et demi l'avance d'une demi-heure. Cela s'explique par la disponibilité d'une puissance de chauffage plus élevée dans ces cas, comme cela a été montré précédemment. De plus, alors qu'il faut 40 minutes pour passer d'une fraction liquide de 0,1 à 0,6 lorsqu'il y a deux collecteurs, cette période prend 70 minutes lorsqu'il n'y a qu'un seul collecteur. Au total, avec deux collecteurs, le PCM change d'état 2h30 plus tôt.

La Figure 5.12 montre également que le taux de fusion était comparativement plus élevé jusqu'à ce qu'environ 65-80% du volume total du PCM soit fondu, puis le taux de fusion a diminué. Une explication de cette tendance est décrite ci-dessous. Le PCM de la région intérieure a fondu en premier et à un taux plus élevé en raison de la présence de plusieurs sources de chaleur (c'est-à-dire les tubes au milieu). Ainsi, la vitesse de fusion plus élevée correspond à la fusion du PCM dans la région interne. Sous l'effet de la convection naturelle, le PCM chaud remplit la partie supérieure de l'accumulateur alors que la partie inférieure contient toujours du PCM solide. La vitesse de fusion plus lente correspond à la fusion du PCM dans la région loin des tubes et en bas de l'accumulateur.

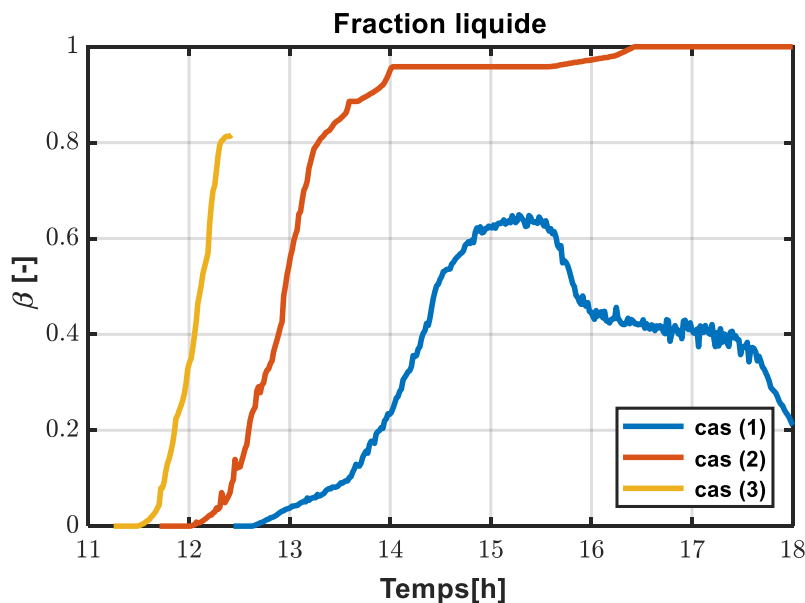


Figure 5.12 Evolution de la fraction liquide dans le PCM

5.3.2. Comparaison de l'accumulateur lisse et l'accumulateur à ailettes

Les résultats de deux essais conduits par l'irradiation solaire sont présentés et discutés dans cette section. En effet, nous voulons montrer une comparaison entre un accumulateur à tubes lisses et un autre à tubes à ailettes. Les tests ont été effectués au début de mois de décembre.

Pour une meilleure compréhension des courbes présentées, le Tableau 5.2 indique les caractéristiques des tests effectués. Sont indiqués le jour où chaque essai a été réalisé, le nombre de collecteurs utilisés, la surface totale d'absorption et le débit massique moyen utilisé.

Tableau 5.2. Caractéristiques des essais réalisés sur les accumulateurs lisse et à ailettes.

	Cas (4)	Cas (5)
Jour	01/12/2020	15/12/2020
N° collecteurs	4	4
Surface d'absorption (m ²)	12.12	12.12
Débit (kg/h)	178,58	178.11
Type d'accumulateur	Lisse et à ailettes	Lisse et à ailettes

5.3.2.1. Irradiance

Les courbes d'irradiation solaire sont mesurées à l'aide d'un pyranomètre de classe A. Une durée totale de 9 h a permis de tester la fusion du PCM dans deux accumulateurs (lisse et à ailettes) simultanément ce qui permet de les comparer. Les courbes d'irradiation solaire (Figure 5.13) correspondent à une journée claire avec peu de nuages et une autre qui représente beaucoup de passages nuageux.

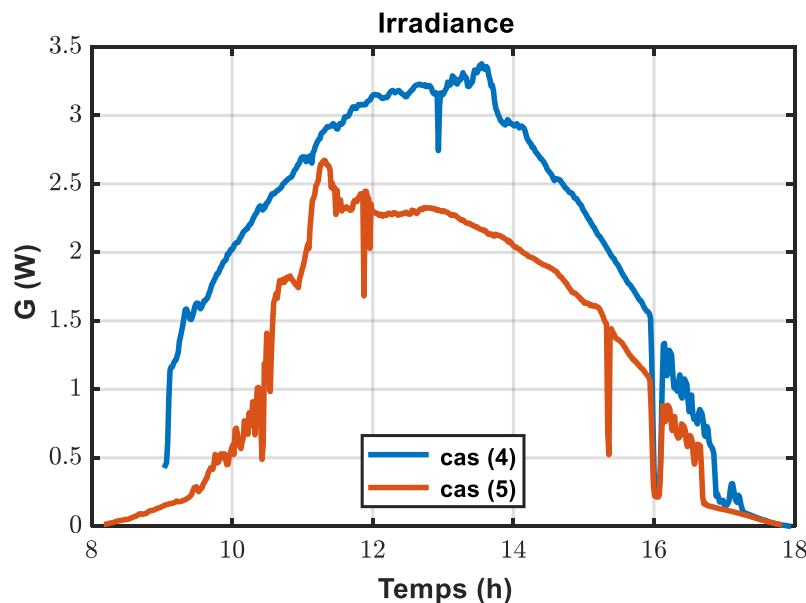


Figure 5.13 Irradiance pour deux journées types en décembre

On peut observer que l'éclairement solaire du cas (4) est supérieur à celui du cas (5). Cette différence dans l'irradiance captée signifie que l'énergie atteignant le système d'accumulation est plus importante.

5.3.2.2. Taux de chaleur cédée par le fluide caloporteur

La chaleur dégagée par le fluide caloporteur pendant cette période, calculée avec l'équation (5.1), est présentée dans la Figure 5.14. Deux tendances différentes sont clairement identifiées : il y a une augmentation progressive du taux de transfert de chaleur dès le début du test, suivie d'un plateau ; ensuite le plateau disparaît et il y a une deuxième augmentation du taux de transfert de chaleur liée avec le début de fusion du PCM.

Il est notable que les deux périodes se produisent alors que l'irradiation solaire progresse doucement. De même, la diminution du rayonnement solaire et de la température ambiante présumée, ainsi que les pertes de chaleur dans le circuit hydraulique qui relie les collecteurs solaires au système LHTES, jouent un rôle majeur dans la diminution du taux de transfert de chaleur à partir de ~13h à 14 h.

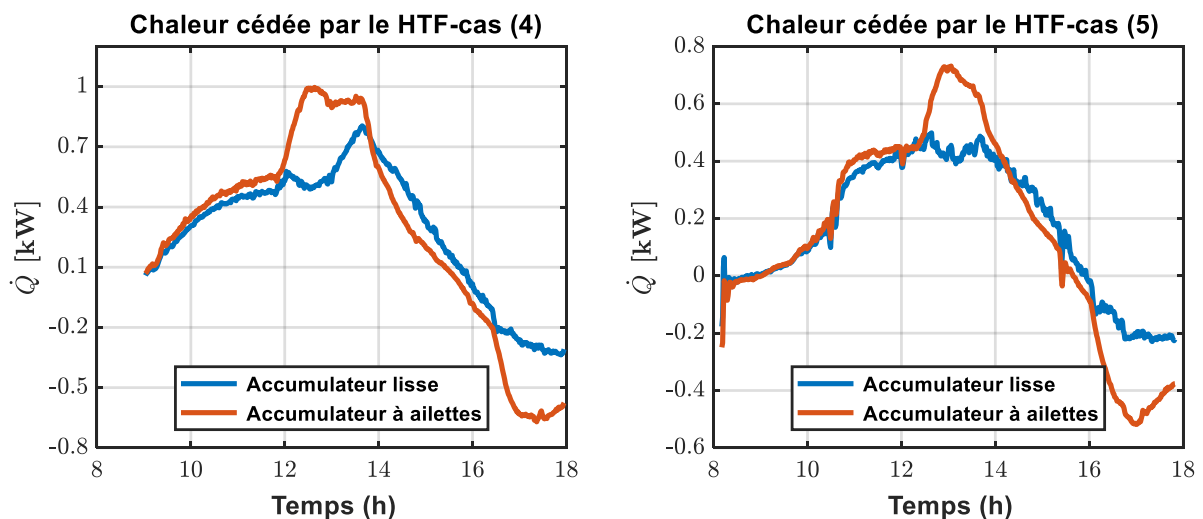


Figure 5.14 Comparaison de la chaleur cédée par le fluide caloporteur dans l'accumulateur lisse et l'accumulateur à ailettes.

Comme le montre la Figure 5.14 (cas 4), l'augmentation est plus prononcée dans l'accumulateur à ailettes, où l'on observe une faible différence de chaleur jusqu'à ~12h. La paraffine de l'accumulateur à ailettes commence alors à fondre avant l'accumulateur lisse et atteint une valeur de transfert de chaleur maximale d'environ 1000 W à 13 h, au-delà, commence une diminution progressive de chaleur échangée.

Le processus de fusion dans l'accumulateur lisse est retardé à 12h30 et sa montée n'est pas aussi prononcée que celle de l'accumulateur à ailettes, atteignant son pic maximum de 550 W entre 12h00 et 14h00 puis commençant son déclin progressif comme dans l'accumulateur à ailettes.

5.3.2.3. Fraction liquide

En analysant les courbes de la fraction liquide représenté dans la Figure 5.15, on peut observer que la fraction liquide augmente de façon monotone avec le temps et la tendance à l'augmentation est d'abord rapide et devient progressivement lente pour les cas avec/sans ailettes, ce qui indique un taux de propagation progressivement lent pour l'interface de fusion. Ceci est dû principalement à la fusion de la plupart du PCM.

Au départ, il n'y a qu'une petite portion de paraffine fondue à proximité de la paroi des ailettes et la paroi lisse, ce qui conduit à un mécanisme de transfert de chaleur dominé par la conduction. On peut donc observer que la paraffine solide adjacente à l'ailette est fondue en premier lieu avec un taux de fusion plus élevé que celle dans l'accumulateur lisse. Avec le temps, plus de PCM adjacents à la surface de l'ailette sont fondus, favorisant un espace croissant pour le début de la convection naturelle. Le fluide à température plus élevée circule vers le haut et contribue à l'amélioration du transfert de chaleur de fusion.

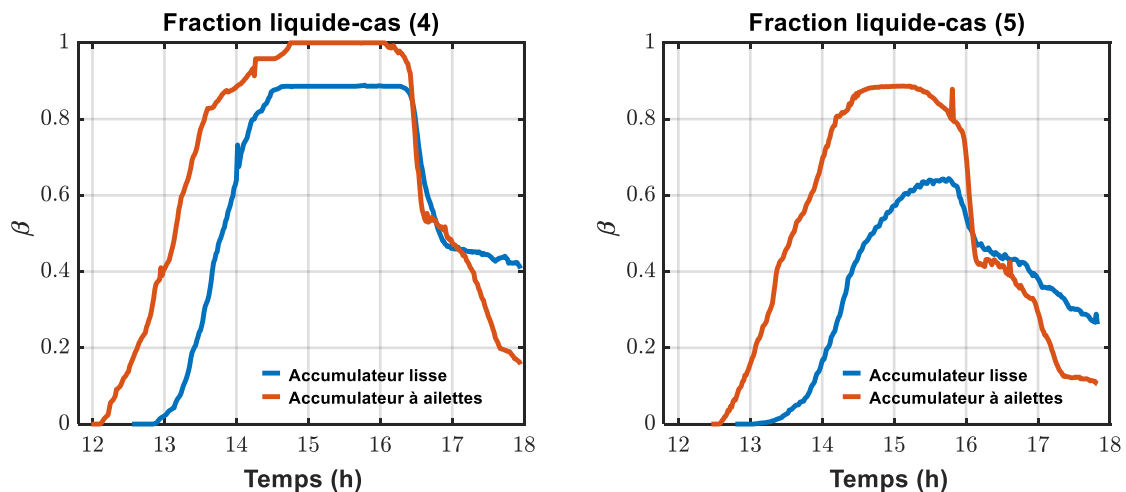


Figure 5.15 Comparaison de l'évolution de la fraction liquide dans l'accumulateur lisse et l'accumulateur à ailettes.

De plus, on peut observer clairement dans le cas (4) que le PCM commence à fondre à 12h dans l'accumulateur à ailettes, devenant complètement liquide un peu avant 15:00h. La paraffine dans l'accumulateur lisse commence à fondre à 13h00, en retard par rapport à celui à ailettes, comme c'est le cas avec la chaleur cédée. Dans le cas (5), la fusion débute à 12h30 dans l'accumulateur à ailettes et à 13h30 dans l'accumulateur lisse. Sachant que la fusion complète n'a jamais été atteinte. Ceci est due aux perturbations de l'éclairement solaire au cours de cette journée. Il est remarquable qu'une légère augmentation de l'irradiation entraîne une avance dans la fusion du PCM.

5.3.2.4. Energie stockée

L'énergie stockée est représentée dans la Figure 5.16. Comme pour la fraction liquide, dans l'accumulateur à ailettes, la courbe d'énergie stockée commence son accroissement rapide plus tôt que dans l'accumulateur lisse, juste au début du processus de fusion du PCM. Son pic maximum d'énergie stockée est plus élevé que celui atteint dans l'accumulateur lisse car la paraffine n'a pas complètement fondu dans l'accumulateur lisse. Dans le test du cas (4), la valeur de l'énergie stockée est plus élevée, avec un maximum de 2,5 kWh dans l'accumulateur à ailettes, bien qu'elle ne soit pas si éloignée dans l'accumulateur lisse avec 2,3 kWh, soit une amélioration de 11%. Dans le test du cas (5), la différence entre l'énergie stockée dans l'accumulateur à ailettes et l'accumulateur lisse est plus prononcée (2.25 kWh pour l'accumulateur à ailettes et 1.76 kWh pour l'accumulateur lisse) avec une amélioration de 28%. Cela montre que l'accumulateur à ailettes est plus performant dans des situations de faibles irradiances.

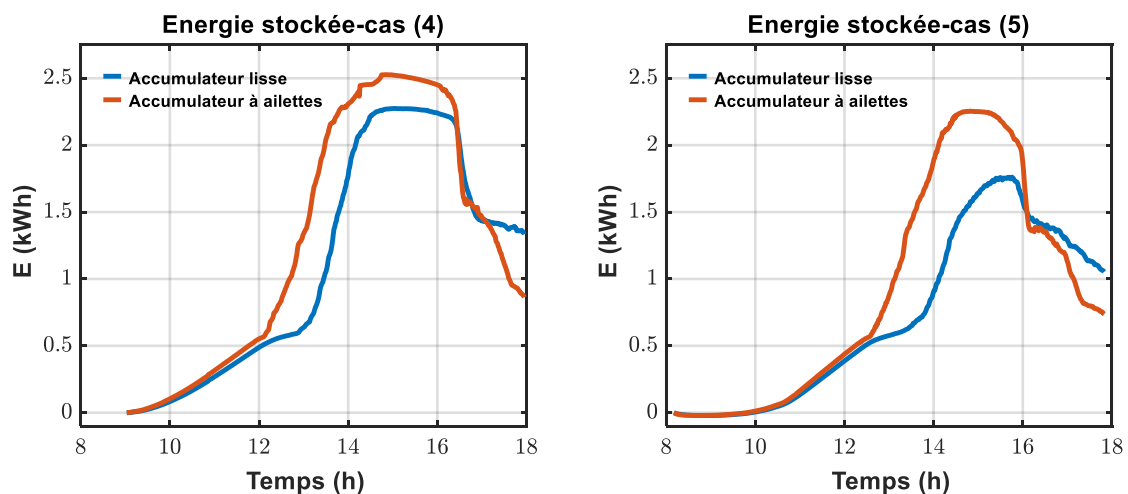


Figure 5.16 Comparaison de l'énergie stockée dans l'accumulateur lisse et l'accumulateur à ailettes

5.3.2.5. Température

a. Température du PCM

La température moyenne du PCM est illustré dans la Figure 5.17. Comme prévu, la température du PCM est constamment plus élevée dans l'accumulateur à ailettes. L'amélioration de la fusion résultant des ailettes apparaît principalement à la deuxième partie du processus de fusion (à partir de ~13h) et la différence majeure de température est plus notable avec le début de changement de phase, en particulier pour le cas (5).

La température du PCM observée est la moyenne qui a été calculée à partir de celle mesurée sur les thermocouples.

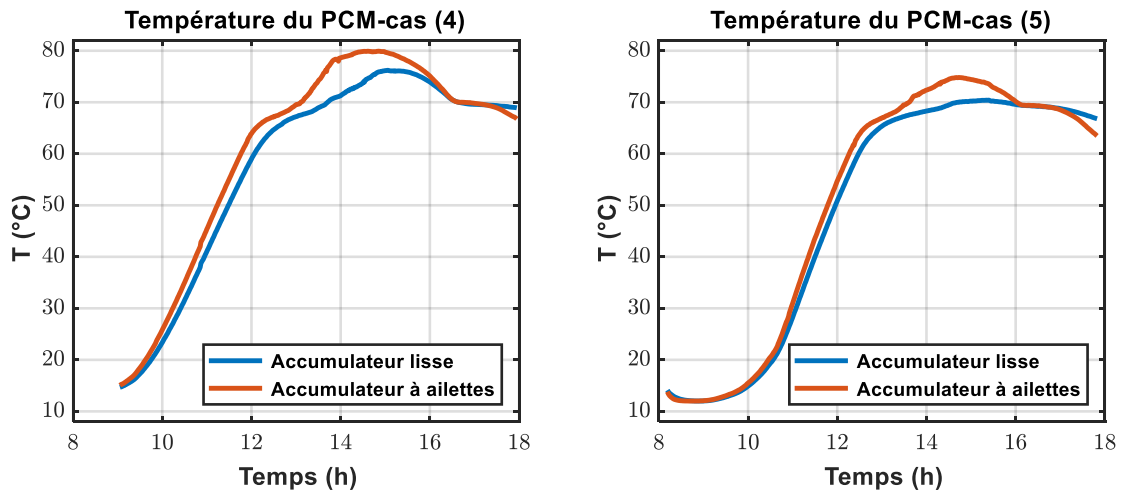


Figure 5.17 Comparaison de la température du PCM dans l'accumulateur lisse et l'accumulateur à ailettes

b. Profil vertical de température

Une analyse plus approfondie des phénomènes physiques qui se produisent pendant le processus de fusion peut être réalisée grâce à l'examen de l'évolution de la température à l'intérieur de l'accumulateur. En particulier, les ensembles de thermocouples multiports permettent de mesurer la température du PCM dans plusieurs positions verticales. La Figure 5.18 et Figure 5.19 en présentent trois : les zones inférieure, centrale et supérieure le long de l'axe vertical de l'accumulateur lisse et l'accumulateur à ailettes.

La température dans les zones centrale et supérieure atteint la température de fusion et la dépasse. Ce phénomène semble être particulièrement accentué dans la partie supérieure de l'accumulateur, où une surchauffe soudaine est détectée. En revanche, le thermocouple situé dans la partie inférieure a besoin de plus de temps pour atteindre la température de fusion.

Ce schéma suggère qu'une stratification de la température et de la fraction liquide se produit dans le réservoir du LHTES. Bien que la température du HTF soit à peu près uniforme dans les douze tubes, les températures plus élevées sont détectées dans la partie supérieure de l'accumulateur, tandis que la température plus basse est située dans le bas de l'accumulateur. Ce phénomène de convection naturelle constitue un initiateur de l'amélioration du transfert de chaleur, qui est responsable de l'augmentation du taux de transfert de chaleur détectée dans la Figure 5.14.

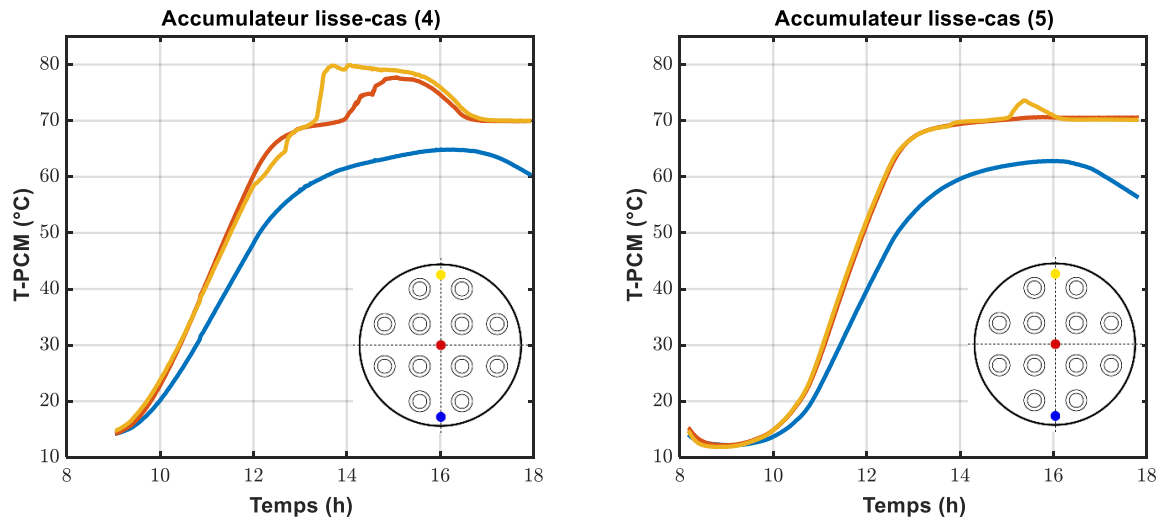


Figure 5.18 Profil vertical de la température du PCM dans l'accumulateur à tubes lisses.

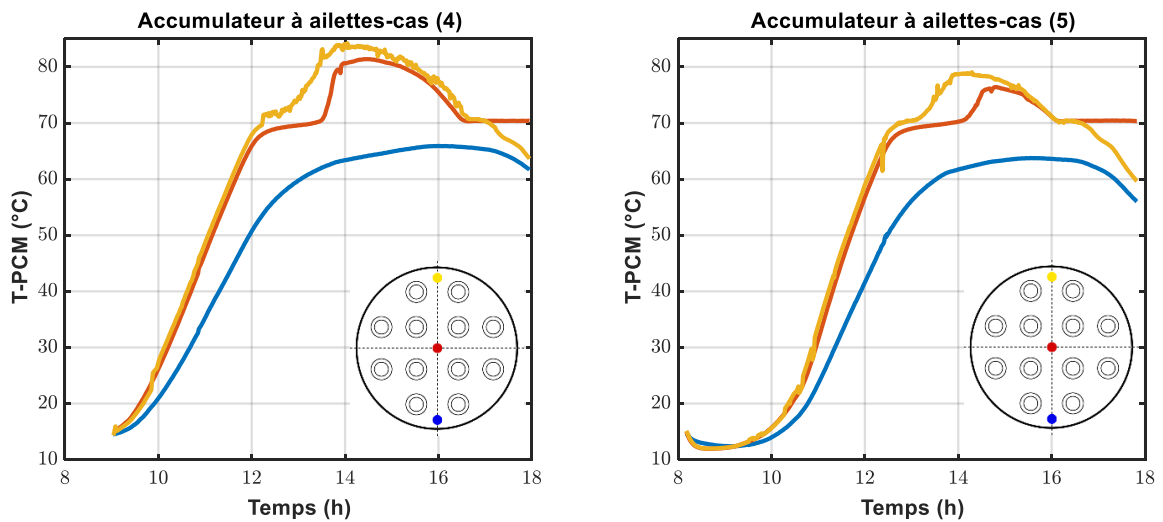


Figure 5.19 Profil vertical de la température du PCM dans l'accumulateur à tubes à ailettes.

En observant la Figure 5.20, on constate une stratification de la paraffine dans les deux accumulateurs. Bien que la distribution de température soit similaire dans les deux accumulateurs au début du processus lorsque le PCM est à l'état solide, la plage de température du PCM de l'accumulateur à ailettes est plus élevée, ce qui expliquerait également pourquoi il y a plus de chaleur échangée et le processus de fusion est plus avancé.

Lorsque T_s est atteint, les différences de processus de fusion entre les deux accumulateurs sont apparentes. Par rapport à l'accumulateur lisse, le PCM au milieu et en haut fondent plus rapidement dans l'accumulateur à ailettes car une partie de la chaleur est guidée vers les côtés par les ailettes. La température du PCM augmente rapidement dans la partie supérieure en raison du flux entraîné par la convection naturelle, qui transporte continuellement la chaleur du

bas vers le haut. Il est indiqué que les ailettes ont un effet notable sur l'amélioration de la fusion du PCM.

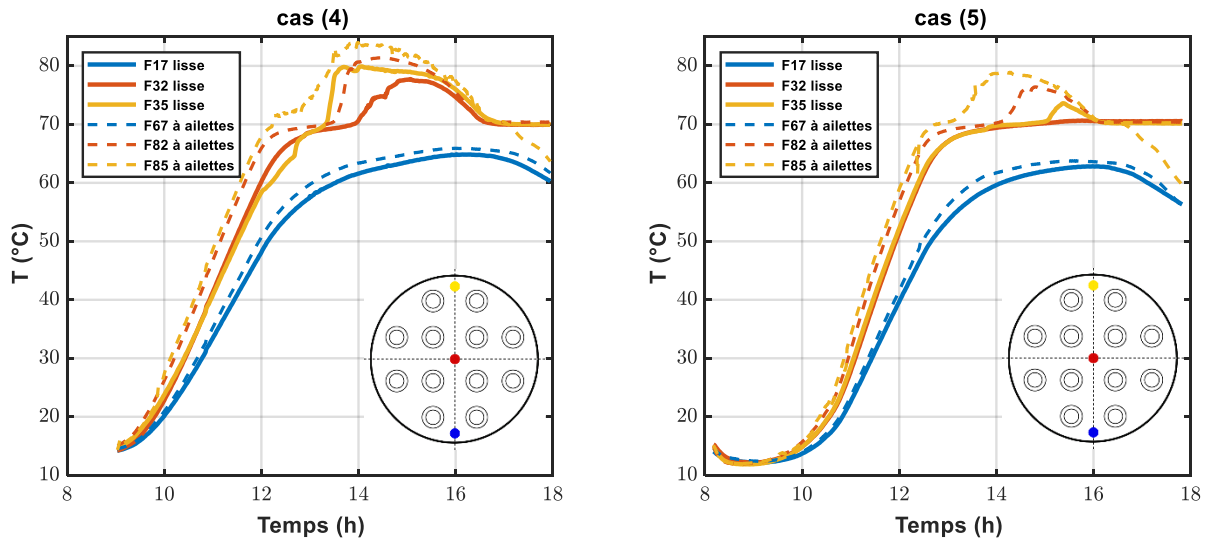


Figure 5.20 Comparaison de la température du PCM des thermocouples verticaux entre accumulateur lisse et accumulateur à ailettes

c. Profil horizontal de température

L'évolution de la température en trois endroits différents sur un plan horizontal (Figure 5.21 et Figure 5.22) démontre également l'existence d'une distribution de température non uniforme qui peut s'expliquer par la chute de température du fluide caloporteur à travers la distribution des tubes de type serpentin, dont la disposition est présentée à la Figure 5.4.

La différence que l'on peut constater entre les deux accumulateurs est que des températures plus élevées sont atteintes dans l'accumulateur à ailettes.

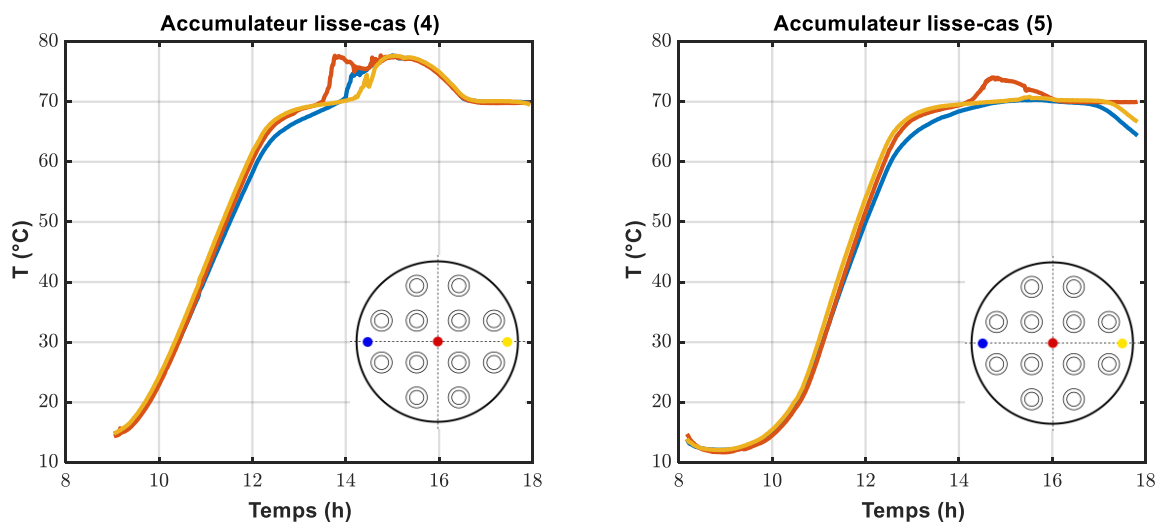


Figure 5.21 Profil horizontal de la température du PCM dans l'accumulateur à tubes lisses

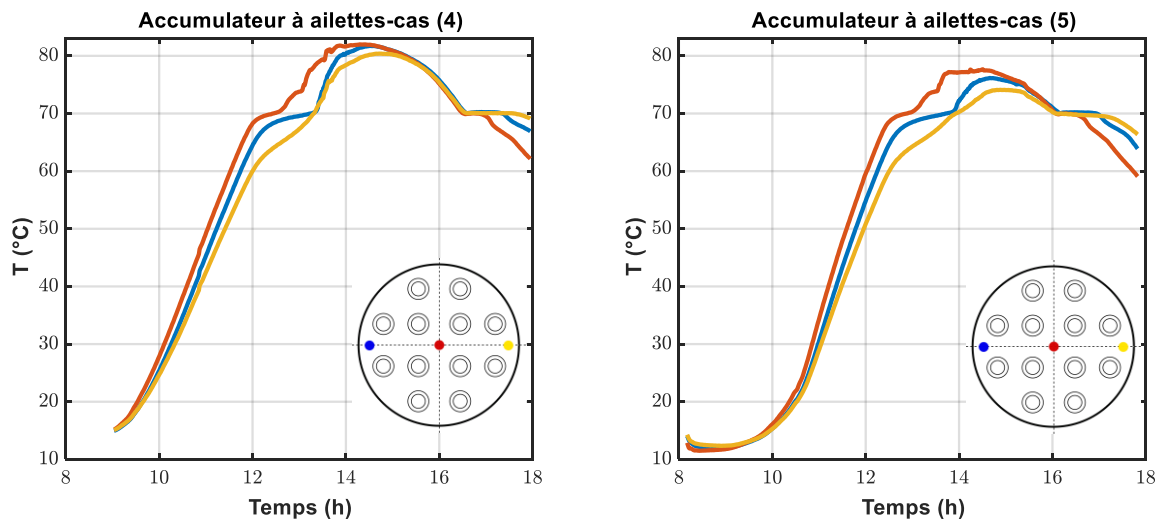


Figure 5.22 Profil horizontal de la température du PCM dans l'accumulateur à tubes à ailettes.

d. Température de la paroi du tube

La Figure 5.23 et la Figure 5.24 présentent un aperçu plus détaillé de la température de la paroi du tube numéro 08. Les mesures obtenues par cinq thermocouples soudés autour de la paroi du tube, répartis sur la périphérie, montrent une augmentation légèrement linéaire depuis le début de l'essai (lever du soleil) jusqu'à ce que la température de la paroi atteigne une valeur proche de la température de fusion ($T_s = 67\text{ °C}$). L'augmentation du taux de transfert de chaleur peut être liée à l'apparition d'un mince film liquide de paraffine autour des tubes, qui diminue la résistance thermique entre la paroi du tube et le PCM stocké. L'existence d'une phase liquide signifie le début de l'apparition de la convection naturelle, car jusqu'à ce point toute la chaleur était transférée par conduction à travers le PCM.

La température aux cinq endroits de la section transversale se trouve à $\pm 0.5\text{ °C}$ jusqu'au début de la fusion vers 12 h, lorsque les cinq mesures commencent à diverger. Un changement net de la pente des courbes est également détecté à partir de ce moment. L'interprétation physique de ces particularités est la suivante :

a) l'apparition d'un panache dû à la flottabilité autour des tubes, ce qui fait que la paraffine à température élevée se déplace vers la partie supérieure des tubes, tandis que la région plus froide du panache liquide est identifiée dans la partie inférieure des tubes. La différence de température entre les thermocouples du haut et du bas est plus visible dans le zoom, soit environ 3 °C dans l'accumulateur à ailettes et environ 1 °C dans l'accumulateur lisse.

b) une fois qu'une région de paraffine entourant les tubes commence à fondre et que la chaleur latente est absorbée, la vitesse à laquelle la température de la paroi extérieure évolue est ralentie ($T > 80\text{ °C}$).

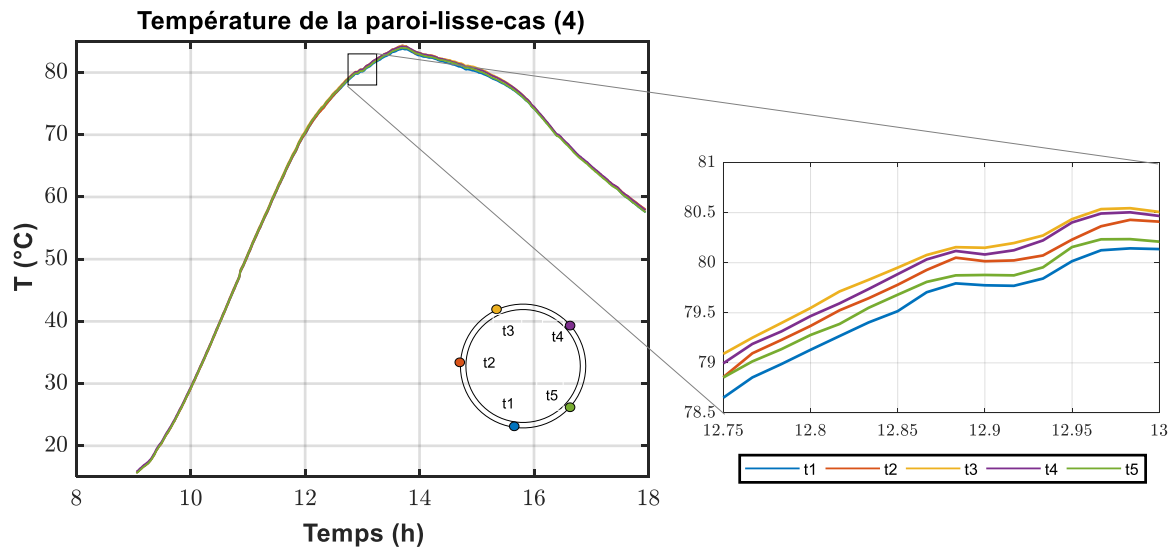


Figure 5.23 Température de la paroi lisse.

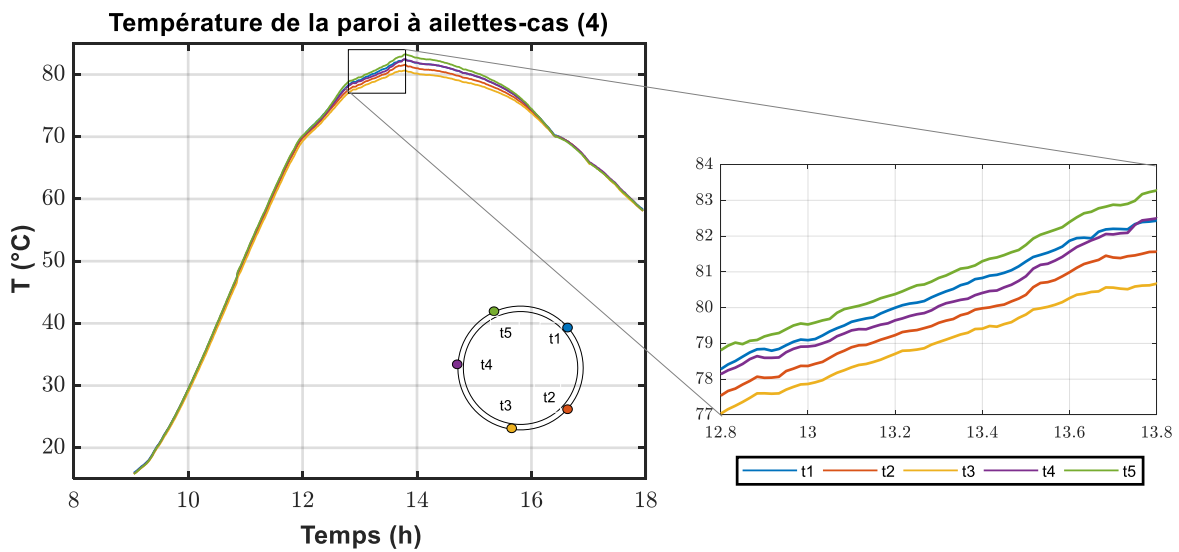


Figure 5.24 Température de la paroi à ailettes.

e. Température le long du serpentin

Ce paramètre a été inclus pour voir plus précisément l'évolution de la température le long de l'accumulateur, où la température d'entrée est plus élevée que la température du centre et celle-ci est plus élevée que la température de sortie. En plus de pouvoir observer comment la chaleur a été transférée le long du serpentin.

La température locale des parois dans les différents tubes en serpentin de l'accumulateur est représentée dans la Figure 5.25 et la Figure 5.26. La différence de température le long des tubes

augmente lorsque le PCM commence à fondre, en raison de la diminution de la résistance thermique, de l'augmentation simultanée de la température du fluide caloporteur et, par conséquent, de l'augmentation du taux de chaleur transférée. Il est important de noter qu'une fois que tout le PCM devient liquide, un champ de température plus uniforme apparaît et les mesures se confondent à la fin du cycle de test.

Les différences entre l'accumulateur lisse et l'accumulateur à ailettes sont minimes, les températures d'entrée sont pratiquement les mêmes, mais dans l'accumulateur à ailettes, le taux de transfert de chaleur est plus grand, puisque les températures entre le centre et la sortie sont proches (dans l'accumulateur lisse, il y a une différence plus importante entre les deux) outre le fait que la température de sortie est plus basse.

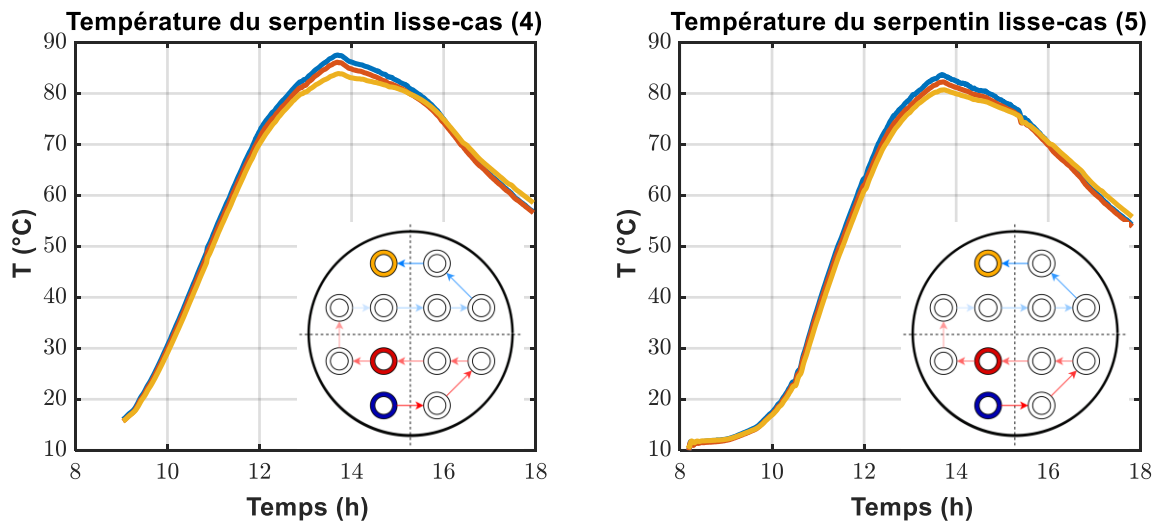


Figure 5.25 Température du serpentin lisse

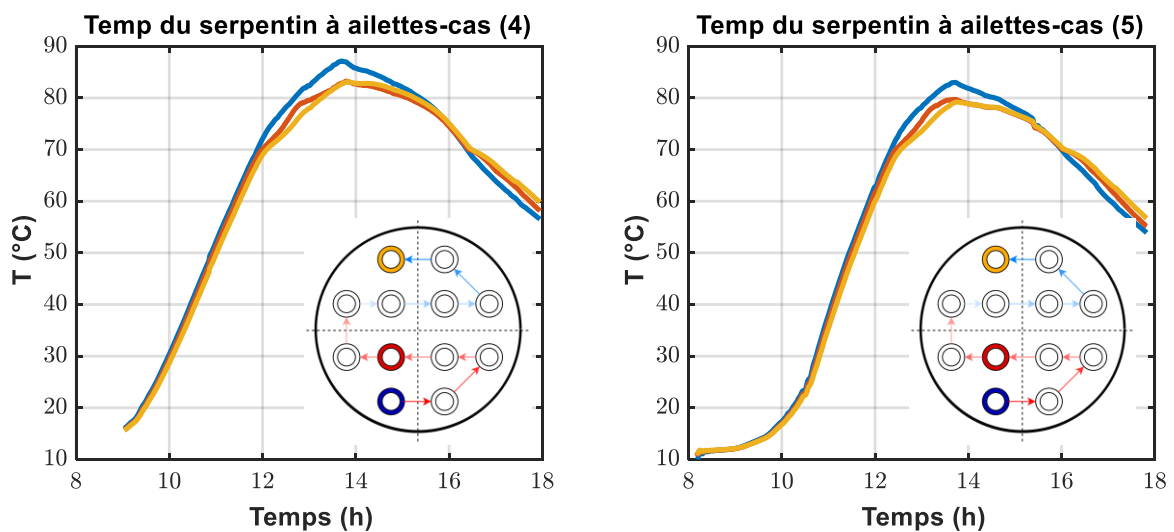


Figure 5.26 Température du serpentin à ailettes

Références

- [1] Data sheet RT70HC, 2018, Rubitherm Technologies GmbH, Berlin. Disponible sur:
https://www.rubitherm.eu/media/products/datasheets/Techdata_-RT70HC_EN_09102020.PDF

CONCLUSION

L'étude du stockage de l'énergie thermique latent solaire dans des systèmes de type tube et calandre est une préoccupation majeure de plusieurs chercheurs. Le présent travail étudie numériquement et expérimentalement la fusion du PCM dans un système LHTES à tubes lisses et un autre à tubes à ailettes couplé à des collecteurs solaires. Les résultats peuvent être résumés comme suit.

1. Les résultats numériques ont montré que :

- Dans le champ de température du modèle de convection-conduction, l'augmentation de la température dans la zone supérieure de la calandre était plus rapide que dans la zone inférieure. Alors que dans le modèle de conduction, il y avait une augmentation simultanée de la température en haut et en bas de la calandre. Le modèle de convection-conduction interprète mieux le mécanisme de transfert de chaleur pendant la fusion du PCM.
- Les performances du LHTES en conditions estivales sont plus élevées qu'en conditions mixtes et hivernales, mais la température du PCM dépasse 100 °C (limite de dégradation du PCM). La configuration en conditions hivernales avec deux collecteurs et la configuration en conditions mixtes avec un collecteur paraissent les solutions optimales puisque, dans les deux cas, l'installation a réussi à faire fondre tout le PCM tout en restant dans la marge admissible des températures.
- La fusion de la paraffine complète passe par quatre régimes, et à chaque régime correspond un nombre de Nusselt. La relation entre le nombre de Nusselt et le temps adimensionnel indique initialement une chute importante de Nu (conduction), une transition (conduction+convection), un plateau (convection), et, finalement, une diminution progressive vers la disparition du solide (stratification).

2. Les résultats expérimentaux ont montré que :

- Plus la surface d'absorption des collecteurs solaires est grande, plus la température de fusion du PCM est atteinte rapidement et les températures maximales sont plus élevées.
- La fusion du PCM améliore le stockage de l'énergie, en raison de l'apport de la chaleur latente et la contribution de la chaleur sensible est visible pendant la première partie de l'essai avant que la fusion commence.
- Le taux de fusion du PCM est le plus élevé pour le flux de chaleur le plus élevé et le fait

d'avoir deux collecteurs au lieu d'un avance la fusion de la paraffine de 2 heures et demi.

- Les jours où les conditions de travail sont optimales, le comportement du réservoir à ailettes ne diffère pas beaucoup de celui du réservoir lisse. Cependant, lorsque les conditions ne sont pas aussi idéales, l'énergie stockée du réservoir à ailettes est beaucoup plus élevée que celle du réservoir lisse. Cela montre que l'accumulateur à ailettes est plus performant dans des situations de faibles irradiances.
- La fusion du PCM est un paramètre où l'accumulateur à ailettes se démarque de l'accumulateur lisse, puisque, dans les deux essais, il a réussi à faire fondre le PCM complètement, et dans l'essai où l'on a fait fondre le PCM à 100% dans les deux accumulateurs, l'accumulateur à ailettes l'a fait beaucoup plus rapidement. En plus de commencer le processus de fusion environ une heure plus tôt.

ANNEXE 1

Data sheet



RT70HC



RUBITHERM® RT is a pure PCM, this heat storage material utilising the processes of phase change between solid and liquid (melting and congealing) to store and release large quantities of thermal energy at nearly constant temperature. The RUBITHERM® phase change materials (PCM's) provide a very effective means for storing heat and cold, even when limited volumes and low differences in operating temperature are applicable.

We look forward to discussing your particular questions, needs and interests with you.

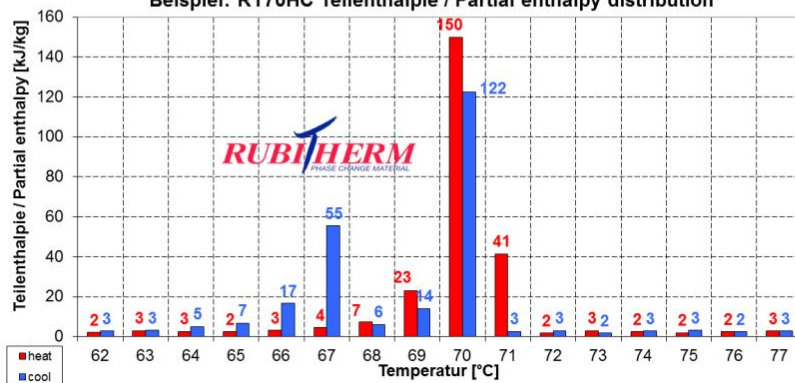
Properties:

- high thermal energy storage capacity
- heat storage and release take place at relatively constant temperatures
- no supercooling effect, chemically inert
- long life product, with stable performance through the phase change cycles
- melting temperature range between -4 °C and 100 °C

The most important data:

	Typical Values	
Melting area	69-71	[°C]
	main peak: 70	
Congeeing area	71-69	[°C]
	main peak: 70	
Heat storage capacity ± 7,5%	260	[kJ/kg]*
Combination of latent and sensible heat in a temperatur range of 62°C to 77°C.	72	[Wh/kg]*
Specific heat capacity	2	[kJ/kg·K]
Density solid at 15 °C	0,88	[kg/l]
Density liquid at 80 °C	0,77	[kg/l]
Heat conductivity (both phases)	0,2	[W/(m·K)]
Volume expansion	12,5	[%]
Flash point	227	[°C]
Max. operation temperature	100	[°C]

Beispiel: RT70HC Teilenthalpie / Partial enthalpy distribution



Rubitherm Technologies GmbH
Sperenberger Str. 5a
D-12277 Berlin
Tel: +49 30 720004-62
Fax: +49 30 720004-99
E-Mail: info@rubitherm.com
Internet: www.rubitherm.com

The product information given is a non-binding planning aid, subject to technical changes without notice. Version: 30.03.2017

*Measured with 3-layer-calorimeter.

ANNEXE 2

```

1 function prop = RT70HC( x )
2 x=x +273.15;
3 % DENSITY ( kg/m3)
4 if x<339
5 rho =802.06;
6 else
7 rho =1.23125875 e +3 - 1.26625 * x ;
8 end
9 % BETA (1/K)
10 if x<339
11 beta =0;
12 else
13 beta =1.26625/(1.23125875 e +3 - 1.26625 * x ) ;
14 end
15 % VISCOSITY ( kg/m s )
16 if x<342
17 mu= - 7.9714501789 e - 08 * 342^3+9.1798701788 e - 5 * 342^2 - 3.5327714495 e - 2 *
18 342+4.5473553372;
19 else
20 mu= - 7.9714501789 e -08 *x^3+9.1798701788 e -5 *x^2 - 3.5327714495 e -2 *x +4.5473553372;
21 end
22 % SPECIFIC HEAT ( J / kg K)
23 if x<342
24 cp = - 1.5334797634 e -3 *x^3 + 1.5223638214 *x^2 - 4.8775846799 e+2 *x + 5.2219086104 e4 ;
25 else
26 cp =6.7473109592 e -3 *x^3 - 7.4589787631 *x^2 + 2.7517627844 e3 *x - 3.3628960827 e5 ;
27 end
28 %THERMAL CONDUCTIVITY (W/m K)
29 if x < 322.23
30 k= - 0.000392544984 *x + 0.597853991067;
31 else if x < 348.84
32 k= - 0.011331349729 *x + 4.129011884162;
33 else
34 k= - 0.000218219365 *x + 0.250839164873;
35 end
prop =[ rho mu cp k beta ] ;

```