جامعة سيدي محمد بن عبد الله بفاس
ⵜⴰⵙⴷⴰⵡⵉⵜ ⵙⵉⴷⵉ ⵎⵓⵃⵎⵎⴰⴷ ⴱⵏ ⵄⴱⴷⵍⵍⴰⵀ ⵏ ⴼⴰⵙ
UNIVERSITÉ SIDI MOHAMED BEN ABDELLAH DE FES

كلية العلوم والتقنيات فاس
ⵜⴰⵖⵉⵡⴰⵏⵜ ⵏ ⵜⵎⴰⵙⵙⴰⵏⵉⵏ ⴷ ⵜⵙⵏⵉⴳⵉⵜⵉⵏ
FACULTÉ DES SCIENCES ET TECHNIQUES DE FÈS

N° d'ordre : 59/2023

Centre des Etudes Doctorales : Sciences et Techniques et Sciences Médicales

Formation Doctorale : Sciences de l'Ingénieur, Sciences Physiques, Mathématiques et Informatique

Discipline : **Physique**
Spécialité : **Énergétique**
Laboratoire : **Sciences de l'Ingénieur**

Thèse pour l'obtention de DOCTORAT

Écoulement et transfert thermique dans des systèmes énergétiques intégrant des matériaux à changement de phase

Préparée par : Mr. El Hassan SEBBAR

Soutenue le 22 Juillet 2023 devant le jury :

Nom et Prénom	Grade	Etablissement	Qualité
Abdelouahed Essahlaoui	PES	FPT, Université Sidi Mohamed Ben Abdellah, Fès	Président
Mohammed SRITI	PES	ENSAM, Université Moulay Ismaïl, Meknès	Rapporteur
M'barek BAKKAS	PES	ENSAM, Université Moulay Ismaïl, Meknès	Rapporteur
Nacer Eddine EL KADRI ELYAMANI	PH	FPT, Université Sidi Mohamed Ben Abdellah, Fès	Rapporteur
Mohamed SENNOUNE	PH	FPT, Université Sidi Mohamed Ben Abdellah, Fès	Examinateur
Tarik EL RHAFIKI	PES	FPT, Université Sidi Mohamed Ben Abdellah, Fès	Directeur de thèse
Abdelouahad AIT MSAAD	PH	EST, Université Sidi Mohamed Ben Abdellah, Fès	Co-directeur de thèse

Année universitaire : 2022/2023

Dédicace

A la mémoire de mon cher père Mohamed SEBBAR;

A celui qui a fait tout pour le confort de sa famille sans jamais se plaindre,
A mon père, école de mon enfance, qui a été mon ombre durant toutes les années
de mes études et la source de mon énergie,

Que Dieu te fasse miséricorde, et Qu'il t'accorde une place au paradis, Amin

A ma chère mère Lalla Halima;

A celle qui m'a donné la vie, le symbole de tendresse,
A la femme qui a souffert sans me laisser souffrir, qui n'a jamais dit non à mes exigences
et qui n'a épargné aucun effort pour me rendre heureux,
J'espère être capable un jour de te rendre hommage et que tu sois ère de moi,
Que Dieu te préserve en bonne santé et longue vie

A mes chères soeurs Karima et Samira et mes chers frères Mohamed, Abdelkhalak, Brahim,Ismail;

Vous qui faites mon bonheur,
Vous m'avez soutenu et partagé avec moi les moments les plus difficiles,
Vous êtes les personnes les plus proches de mon coeur,
Que Dieu vous bénisse et vous protège

A tous ceux qui me sont chers;

Remerciements

Le présent travail de recherche a été effectué au sein de Laboratoire des Sciences de l'Ingénieur (LSI), de la Faculté Polydisciplinaire de Taza.

Au terme de ce travail, je tiens à exprimer ma profonde gratitude et mes sincères remerciements à mon directeur de thèse M. **Tarik EL RHAFIKI** pour la confiance qu'il m'a accordée en encadrant ce travail de recherche, pour ses directives précieuses et pour tout le temps qu'il a consacré à diriger ce travail. Je le remercie aussi pour sa gentillesse et son écoute qui ont été bien appréciables.

Je remercie et j'exprime ma reconnaissance à mon co-encadrant M. **Abdelouahed AIT MSAAD** qui m'a initié au domaine de recherche depuis mon Master en partageant avec moi ses riches connaissances et son savoir faire qui m'ont permis de bien entamer mon travail de doctorat. Je le remercie pour ses conseils, ses remarques et sa disponibilité pendant toute la durée de thèse.

Je remercie également les membres du jury pour l'intérêt porté à mon travail et pour me faire bénéficier de leurs expertise.

J'exprime mes sincéres remerciements à tous les membres du jury de me faire l'honneur d'évaluer mon travail et d'avoir pris le temps de le lire attentivement.

Mes vifs remerciements et respects s'adressent aussi à tout le cadre professoral et administratif de la Faculté Polydisciplinaire de Taza pour leur service et leur accueil.

Ce travail de thése n'aurait pas été possible sans l'appui et le fort support de ma famille qui m'encourage depuis toujours. Vous étiez mon premier support et sponsor dans cette aventure. Je vous adresse mes plus profonds et plus intimes remerciements pour le soutien moral et matériel, et surtout pour le fait d'avoir supporté mes bas et hauts durant cette période de thèse. C'est grâce à votre amour eternel que je peux continuer et dèpasser les moments les plus difficiles.

Résumé

Généralement les systèmes de stockage d'énergie thermique utilisent des réactions thermochimiques, la capacité thermique ou chaleur latente des matériaux pour stocker l'énergie thermique à haute/ou à basse température, qui peut être restituée au besoin.

Les matériaux à changement de phase sont utilisés comme moyen de stockage dans les systèmes de stockage d'énergie thermique à haute densité d'énergie (TES), dont l'énergie thermique est principalement stockée sous forme de chaleur latente. La faible variation de la température de stockage reste le principal avantage de ces systèmes.

Ce travail présente une contribution numérique afin d'améliorer les performances thermiques de deux systèmes énergétiques : une cuve de stockage et un capteur solaire à eau intégrant des matériaux à changement de phase. Nous nous sommes focalisés essentiellement sur l'analyse de l'écoulement et des transferts thermiques au niveau de ces deux systèmes. Une étude paramétrique a été menée afin d'optimiser les performances énergétiques des systèmes étudiés. Un code maison (Fortran) en volumes finis a été élaboré pour étudier le comportement thermique et dynamique de la cuve de stockage. Le logiciel OpenFOAM a été utilisé pour étudier les différentes configurations (bidimensionnelle) en régime transitoire des capteurs solaires à eau avec et sans matériau à changement de phase.

Les différents modèles physiques développés dans le cadre de cette thèse ont été validés avec les données issues de la littérature.

Mots clés : Stockage thermique, Chaleur latente, Matériaux à changement de phase, Modèle numérique, capteur solaire, Volumes finis

ABSTRACT

Typically thermal energy storage systems utilize thermochemical reactions, sensible or latent heat capacity of materials to store thermal energy at high and/or low temperature, which can be restored as needed.

Phase change materials are used as storage medium in high energy density thermal energy storage (TES) systems, the thermal energy of which is mainly stored as latent heat. The small variation in storage temperature remains the main advantage of these systems.

This work presents a numerical contribution to improve the thermal performance of two energy systems : a storage tank and a solar water collector integrating phase change materials. We focused mainly on the analysis of the flow and heat transfers at the level of these two systems. A parametric study was conducted to optimize the energy performance of the systems studied. A house code (Fortran) in finite volumes was developed to study the thermal and dynamic behavior of the storage tank. The OpenFOAM software was used to study the different (two-dimensional) transient state configurations of solar water collectors with and without phase change material.

The different physical models developed in the context of this work have been validated with data from the literature.

Keywords : Thermal storage, Heat latent, Phase change Materials, Numerical model, Solar collector, Finite volumes

Table des matières

Dédicace iii

Remerciements iv

Résumé v

Abstract vi

Table des matières vii

Liste des figures x

Liste des tableaux xiii

Nomenclature xv

Introduction générale 3

Chapitre 1 Description Générale et Recherche Bibliographique 4
1.1 Gisement solaire au Maroc . . . 4
1.2 Technologies de stockage d'énergie par concentration solaire . . . 5
1.3 Collecteurs solaires intégrés . . . 5
1.3.1 Capteurs à tubes vitrés sous vide . . . 5
1.3.2 Capteurs plans vitrés . . . 6
1.3.3 Capteurs hybrides . . . 7
1.4 Pertes thermiques dans les collecteurs solaires . . . 8
1.5 Capteurs solaires intégrant le stockage (CSIS) . . . 9
1.5.1 Stockage à cuve rectangulaire . . . 10
1.5.2 Cuves cylindriques . . . 11
1.5.3 Stockages tubulaires . . . 11
1.5.4 Synthèse des capteurs industriels . . . 11
1.6 Critères de performance énergétique . . . 12
1.6.1 Efficacité du stockage . . . 12
1.6.2 Efficacité du système complet . . . 14
1.7 Types de stockage d'énergie thermique . . . 17
1.7.1 Stockage par chaleur sensible . . . 17
1.7.2 Stockage par chaleur latente . . . 18
1.7.3 Stockage électrochimique . . . 18
1.8 Systèmes de stockage d'énergie thermique . . . 20
1.9 Systemes existants . . . 20
1.10 Chaleur fatale . . . 21
1.11 Principaux défis et critères de sélection du système de stockage . . . 22

1.12 Applications de stockage d'énergie 24
1.12.1 Stockage d'énergie dans les matériaux de construction 24
1.12.2 Systèmes d'énergie solaire 25
1.12.2.1 Centrale à énergie solaire concentrée 25
1.12.2.2 Applications solaires domestiques 25
1.13 Conclusion 26

Chapitre 2 Sélection des matériaux à changement de phase 27
2.1 Introduction 27
2.2 Classification des MCPs 28
2.2.1 Composés organiques 29
2.2.1.1 Paraffines 29
2.2.1.2 Acides gras 29
2.2.2 Composés inorganiques 29
2.2.2.1 Hydrates de sels 29
2.2.2.2 Sels 30
2.2.2.3 Métaux 31
2.2.3 Eutectiques 31
2.3 Critères de choix 32
2.4 Encapsulation des MCP 33
2.5 Domaines d'applications des MCP 34
2.6 Systèmes de stockage d'énergie par chaleur latente 34
2.7 Conclusion 35

Chapitre 3 Transfert thermique au sein d'une cuve de capsules de MCP : approche numérique 36
3.1 Introduction 36
3.2 Modèle physique 38
3.3 Schéma numérique 43
3.4 Validation expérimentale : système à une seule couche de MCP 43
3.4.1 Exploitation du modèle 45
3.4.2 Pertes de charge 47
3.5 Validation numérique : système à multicouche de MCP 48
3.6 Application d'un système de stockage du froid à multicouche de MCP 49
3.7 Résultats et discussions 50
3.7.1 Profils de température du fluide caloporteur 50
3.7.2 Influence du débit 51
3.7.3 Influence de température d'entrée 52
3.8 Conclusion 53

Chapitre 4 Comparaison des méthodes de modélisation d'un système de stockage 54
4.1 Introduction 54
4.2 Modèle 1 : capacité apparente 55
4.3 Modèle 2 : source de chaleur (enthalpique) 56
4.4 Modèle 1 :diffusion radiale 57
4.5 Procédure numérique 57
4.6 Validation des modèles 58
4.7 Résultats et discussions 59
4.8 Conclusion 66

Chapitre 5 Optimisation des performances énergétiques d'un capteur solaire intégrant un système de stockage **68**
5.1 Introduction . . . 68
5.2 Description du capteur solaire . . . 71
5.3 Situation énergétique et zones climatiques au Maroc . . . 73
5.3.1 Considérations générales . . . 73
5.3.2 Conditions climatiques marocaines . . . 73
5.3.3 Conditions météorologiques . . . 74
5.3.4 Sensibilité de modèle . . . 75
5.4 Analyse par volumes finis de capteur solaire à base des MCP . . . 76
5.4.1 Formulation mathématique du comportement des MCP . . . 76
5.4.2 Validation du modèle de changement de phase . . . 79
5.4.3 Description du capteur solaire avec MCP . . . 79
5.5 Résultats de la simulation et analyse . . . 80
5.5.1 Effets de débit du fluide caloporteur (HTF) . . . 80
5.5.2 Effet de la géometrie de l'absorbeur . . . 81
5.5.3 Effet du MCP dans le capteur solaire . . . 85
5.5.4 Performance énergétique . . . 89
5.6 Comparaison entre différents MCPs . . . 91
5.7 Conclusion . . . 95

Conclusion générale **99**

Bibliographie **111**

Liste des figures

1.1 Le gissement solaire au Maroc 4
1.2 Capteurs à tubes vitrés sous vide. 6
1.3 Capteurs plans vitrés. 7
1.4 Capteur hybride. 8
1.5 Différents classements de CSIS 10
1.6 Schéma de principe d'un CSIS à cuve rectangulaire 10
1.7 Schéma du capteur à cuve cylindrique 11
1.8 Capteur integrant le stockage tubulaire 11
1.9 Différentes qualités de stratification avec la même énergie stockée (a)bonne stratification (b) stratification moyenne et (c) non stratifié ou complètement brassé [31] 13
1.10 Efficacité de la stratification pour des réservoirs en charge, refroidissement, décharge avec pertes thermiques de (a) 0,5 $W.K^{-1}$ et (b) 2 $W.K^{-1}$ [19] 14
1.11 Profil de changement de phase du MCP 19
1.12 Classification des matériaux à chaleur latente, avec changement de phase solide-liquide [29] 19
1.13 Taille relative de 209 systèmes de stockage thermique par énergie sensible, installés dans les cinq pays nordiques, par rapport à la taille du réseau (en termes d'énergie mise au réseau) [30] 21
1.14 Répartition des gisements de RTI par température et type d'effluents [31] . . 22
1.15 (a) Réacteur séparé et (b) Réacteur intégré (schéma adapté à partir de [33]) . 23
1.16 Capteurs solaires paraboliques avec fluide caloporteur dans le tube absorbant l'énergie thermique [38]) 25
1.17 Un exemple de centrale solaire de production directe de vapeur avec stockage d'énergie thermique [38] 26
1.18 Système de chauffe-eau solaire sanitaire avec stockage thermique à base de MCP [38] 26

2.1 Classification des MCPs liquide-solide 28
2.2 Solidification présentant une surfusion 30
2.3 Conditionnement de MCP en capsule 33
2.4 Illustration de MCP micro-encapsulés 34

3.1 Systèmes de stockage du froid [96] 38
3.2 Discrétisation d'une capsule de MCP et du réservoir 39
3.3 Volume de contrôle unidimensionnel (en gris) 41
3.4 Schéma du procédé du calcul numérique 43
3.5 Comparaison des températures expérimentale et numérique à la sortie de la cuve pour différents débits 44
3.6 Evolution des températures au sein de la cuve au cours d'un déstockage . . 44
3.7 Evolution de la fraction liquide globale en fonction du temps 45

3.8 Influence de la température de stabilisation à l'entrée de la cuve sur la durée de déstockage . . . 45
3.9 Effet du diamètre de capsules sur la durée de déstockage . . . 46
3.10 Effet de la hauteur de la cuve sur la durée de stockage . . . 46
3.11 Pertes de charge dans le milieu poreux en fonction du débit à différents diamètres de capsules . . . 47
3.12 Schéma de la cuve avec multi-MCP . . . 48
3.13 Comparaison entre les résultats numériques et les données littératures . . . 49
3.14 Représentation de la cuve de stockage . . . 50
3.15 Système de stockage latent utilisant trois MCP en série . . . 51
3.16 Profils de températures du fluide caloporteur en sortie de la cuve pour différents débits . . . 52
3.17 Profils de températures du fluide caloporteur en sortie de la cuve pour différentes températures d'entrée . . . 52

4.1 Organigramme pour exécuter une analyse par volumes finis . . . 58
4.2 Comparaison entre les trois modèles avec l'expérience [95] . . . 59
4.3 Evolution de la température du fluide caloporeur pour différentes positions dans la cuve et pour trois modèles dynamiques développés . . . 60
4.4 Evolution de la température du MCP au centre de la capsule en fonction du temps et pour différentes positions dans la cuve . . . 61
4.5 Evolution de la température du MCP en fonction du temps à la sortie de la cuve, $q_v = 1 m^3/h$ . . . 62
4.7 Evolution de la température du MCP en fonction du temps et pour différentes positions dans la cuve (Modèle 1) . . . 63
4.8 Evolution de la température du MCP en fonction du temps et pour différentes positions dans la cuve (Modèle 2) . . . 63
4.9 Evolution de la température du fluide caloporteur en fonction du temps et pour différents débits q_v . . . 64
4.10 Evolution de la température du fluide caloporteur en fonction du temps et pour différents diamètre d_{mcp} . . . 65
4.12 Evolution de la température du MCP en fonction du temps et pour différents diamètre (Modèle 1) . . . 66
4.13 Evolution de la température du MCP en fonction du temps et pour différents diamètre (Modèle 2) . . . 66

5.1 Géométrie du capteur solaire . . . 72
5.2 Différents types de surface absorbante . . . 72
5.3 (a) Potentiel de l'énergie solaire et (b) Zones climatiques au Maroc (AMEE [143]) . . . 74
5.4 Variation temporelle du rayonnement solaire pendant trois jours du mois d'avril à Errachidia (Maroc) [121] (W/m^2) . . . 74
5.5 Profil de la température ambiante en fonction du temps pendant trois jours du mois d'avril à Errachidia (Maroc) [121] . . . 75
5.6 Nombre de cellules en fonction de la température maximale de sortie . . . 76
5.7 Validation des résultats numériques et expérimentaux de front de fusion . . . 79
5.8 Nouvelle géométrie avec l'intégration du MCP . . . 80
5.9 Effet de débit sur les profils de température de sortie . . . 81

5.10 (a) : Variation de la température de sortie, (b) : Variation de la puissance produite ($\dot{Q}_m$)pour les différentes valeurs de l'amplitude avec une longeur d'onde fixe à P_1=0.50cm 83
5.11 Profil de température de sortie pour différentes valeurs de la longeur d'onde 84
5.12 Profil de température de sortie pour trois forme de surface : ondulée, triangulaire et plane 85
5.13 (a) : Température de sortie, (b) : Puissance produite ($\dot{Q}_m$) avec l'intégration du MCP dans le cas de la surface absorbante plate 86
5.14 Température de sortie avec l'intégration du MCP dans le cas de la surface absorbante triangulaire optimale 87
5.15 Température de sortie avec l'intégration du MCP dans le cas de la surface absorbante ondulée 87
5.16 (a) : Température de sortie, (b) : Puissance produite avec l'intégration du MCP dans le cas de la surface absorbante plate, triangulaire et ondulée . . . 88
5.17 Température de sortie et fraction liquide en fonction de l'épaisseur de la couche de MCP, (a) et (b) : pour la configuration triangulaire (c) et (d) : pour la configuration ondulée 89
5.18 Fraction liquide pour les différents MCPs 93
5.19 Température de sortie pour les différents MCPs 94
5.20 Contours de température des capteurs solaires à eau avec MCP 95

Liste des tableaux

3.1 Les dimensions de la cuve de stockage thermique 39
3.2 Principaux paramètres de MCP [94] 49

5.1 Dimensions pour différentes configurations triangulaires 72
5.2 Propriétés thermophysiques du MCP (n-eicosane ($C_{20}H_{42}$)) 80
5.3 Énergie thermique manquée pour la configuration triangulaire en fonction de l'amplitude. 90
5.4 Énergie thermique manquée pour la configuration triangulaire en fonction de la longeur d'onde 90
5.5 Énergie thermique manquée pour la configuration triangulaire avec différentes épaisseurs de couche de MCP 90
5.6 L'énergie thermique perdue pour la configuration ondulée avec différentes épaisseurs de couche de MCP. 90
5.7 L'énergie thermique manquée pour la configuration plate avec et sans MCP 91
5.8 Le rendement pour les trois types de configurations avec une épaisseur de $1cm$ de la couche de MCP 91
5.9 Le rendement pour les trois types de configurations avec une épaisseur de $2cm$ de la couche de MCP 91
5.10 Propriétés thermophysiques des MCP [158] 93

Nomenclature

Alphabet latin

A	Surface de la capsule superficielle	m^{-1}
c_p	Capacité thermique spécifique	J.kg^{-1}.K^{-1}
d	Diamètre de la capsule	m
D	Diamètre de la cuve	m
f	Fraction liquide	–
g	Accélération gravitationnelle	$m.s^{-2}$
H	Hauteur du réservoir	m
I	Intensité du rayonnement	W
L	Longueur	m
L_F	Chaleur latente de fusion	J.kg^{-1}
m	Masse	kg
$\dot{m}$	Débit massique	$kg.s^{-1}$
q_v	Débit volumique	$m^3.s^{-1}$
P	Pression	Pa
Q	Quantité de chaleur	J
r	Rayon de la capsule	m
t	Temps	s
T	Température	°C
u	Vitesse	$m.s^{-1}$
U	Coefficient d'échange thermique	W.m^{-2}.K^{-1}
V	Volume	m^3
x	Cordonnée cartésienne, abscisse	m

Alphabet grec

λ	Conductivité thermique	W.m^{-1}.K^{-1}
ρ	Masse volumique	$kg.m^{-3}$
ε	Porosité	–
β	Vitesse de réchauffement	°C.s^{-1}
μ	Viscosité dynamique	$kg.m^{-1}.s^{-1}$

Nombres adimensionnels

Pr	Nombre adimensionnel de Prandtl	–
Ra	Nombre adimensionnel de Rayleigh	–
Re	Nombre adimensionnel de Reynolds	–

Abréviations

CFD	Mécanique des fluides numériques, en anglais « Computational Fluid Dynamics »
CSP	Centrale solaire parabolique
ECS	Eau chaude sanitaire
HTF	Fluide caloporteur, de l'anglais « Heat transfer fluid »
MCP	Matériaux à changement de phase
CSIS	Capteurs solaires intégrant le stockage
SET	Stockage d'énergie thermique

Indices et exposants

E, e	Est (maillage principal), est (maillage décalé)
eff	Effective
f	Fluide
F	Fusion
i	Itération
in	Entrée
ini	Etat initial
l	Liquide
mcp	Matéraiu à changement de phase
P, p	Point Nodal
s	Solide
W, w	Ouest (maillage principal), ouest (maillage décalé)

Introduction générale

Les dernières années marquent un changement climatique remarquable, et les nouveaux rapports sur l'environnement précisent que les activités anthropiques jouent un rôle dominant sur les changements climatiques à cause surtout des émissions de CO_2 dues à la consommation d'énergie fossile. Une réduction significative des émissions de CO_2 est nécessaire. En même temps, l'approvisionnement en sources d'énergie fossiles comme le charbon, l'huile, et le gaz naturel devient moins fiable. On accepte aujourd'hui qu'on doit réduire l'utilisation des combustibles fossiles pour réduire les émissions de CO_2.

L'utilisation croissante des combustibles fossiles comme des sources d'énergie pour répondre au besoins énergétiques du monde s'accompagne d'une augmentation de l'impact sur l'environnement et le climat à cause d' émission des gaz à effet de serre grâce à la disponibilité des réserves. Elle demande un coût très élevé ce qui pose une catastrophe pour l'environnement et le consommateur. Pour cela, il est urgent de passer vers les alternatives, le monde voit que l'utilisation des sources d'énergie renouvelables et l'efficacité énergétique sont les stratégies principales pour atteindre ce but et l'exploitation des énergies renouvelables va permettre de réduire les effets des sources fossiles. L'énergie solaire, parmi les énergies renouvelables qui est aux cours de développement dans plusieurs zones dans le monde et répondre à la demande énergétique mondiale par l'intermédiaire de plusieurs technologies.

Les systèmes solaires thermiques sont des technologies aux cours de la recherche utilisés pour accéder à l'énergie solaire. Parmi ces systèmes, les chauffe-eau solaires ou les collecteurs solaires intégrés. C'est une solution qui permet de convertir l'énergie solaire en énergie thermique. Du fait de sa simplicité relative, les collecteurs solaires thermiques ont un prix relativement abordable. Des nombreux études se concentre sur l'optimisation de leurs performances et de leur rendement thermique. Mais le grande problème de ce système c'est que les collecteurs solaires ne sont pas auto-suffisants : ils ne permettent en général de couvrir qu'une partie des besoins d'une famille en eau chaude et chauffage; en complément, il faut donc prévoir un autre moyen de chauffage et la partie intéressante de chaleur perdue pendant le temps de collection. Pour minimiser ces pertes, plusieurs techniques de rétention de chaleur ont été proposées et évaluées, notamment des plaques déflectrices, isolation supplémentaire, des couches de vitrage multiples, et l'intégration des matériaux à changement de phase.

Les matériaux à changement de phase (MCP) présentent une technique très intéressante pour le stockage de l'énergie par chaleur latente dans la cuve. En effet, il existe deux types de stockage de l'énergie thermique qui sont le stockage de chaleur sensible et le stockage de chaleur latente.

L'avantage le plus important présenté par les MCP c'est qu'ils permettent le stockage par chaleur latente grâce à leur densité énergétique importante par rapport au stockage sensible des matériaux de construction traditionnels, chose qui demande le minimum de volume et de masse pour stocker ou déstocker la même quantité d'énergie thermique.

Dans cette optique s'intègre ce travail de recherche, le but est double, premièrement, développer des modèles physiques appropriés pour les systèmes énergétiques adaptés pour différentes conditions d'optimisations. Deuxièmement, effectuer des simulations numériques de la performance de ces systèmes dans un large éventail de conditions d'exploitation pour divers paramètres de conception afin d'étudier certains facteurs concernant l'optimisation des systèmes. Cela aidera à la synthèse des critères de conception qui peuvent être utilisés par les ingénieurs et les fabricants de ces systèmes.

Ce mémoir s'articule sur cinq chapitre :

— Le premier chapitre présente une synthèse bibliographique sur les méthodes de stockage thermique dans les installations industrielles. Un bref état de l'art sur le stockage thermique par voie sensible et latente. Une introduction à la thématique du stockage de chaleur amène à présenter et comparer les différents types de stockage thermique. Une comparaison entre ces différents systèmes de stockage thermique est également présentée, afin d'évaluer les avantages et les inconvénients de ces systèmes.

— Le deuxième chapitre fait la synthèse sur les matériaux à changement de phase solide-liquide. En effet, il existe deux types de stockage de l'énergie thermique qui sont le stockage de chaleur sensible et le stockage de chaleur latente. L'application principale est le stockage d'énergie par chaleur latente. Les matériaux à changement de phase (MCP) présentent une technique très intéressante pour le stockage de l'énergie sous forme latente. Le procédé étudié consiste à confiner le MCP dans des capsules sphériques au sein d'une cuve cylindrique. Un fluide caloporteur liquide circulant au sein de la cuve permet de stocker puis déstocker l'énergie en entraînant le changement de phase du MCP.

— Le troisième chapitre porte sur la modélisation dynamique des transformations liquide-solide de matériaux à changement de phase (MCP) encapsulés, avec application au stockage d'énergie par chaleur latente à basse température, dit mode de décharge suivi d'une simualtion numérique (1D) du problème de la Fusion à l'aide de la méthode des volumes finis utilisé pour développer un programme en Fortran 90.

  Le troisième chapitre traite porte sur la modélisation dynamique des transitions liquide-solide des matériaux à changement de phase (MCP) encapsulés, appliquée au stockage de l'énergie thermique latente à basse température, ou au mode dit de décharge. Il est suivi d'une simulation numérique (1D) du problème de la fusion à l'aide de la méthode des volumes finis, qui a été utilisée pour créer un programme en Fortran 90.

— Le quatrième chapitre vise à établir des modèles physiques permettant de simuler le comportemnt dynamique et thermique au cours du processus de change-

ment de phase. Ces modèles peuvent être des outils intéressants pour la conception d'un système de stockage latent. Les résultats numériques sont comparés aux résultats expérimentaux issus de la littérature effectués avec matériau à changement de phase dans la cuve.

— Enfin, le cinquième et dernier chapitre ce concentre sur l'ajout de MCP dans le collecteur solaire. Les simualtions présentées ont été utilisées comme un outil de développement pour la sélection optimale et l'amélioration des performances des systèmes solaires intégrant des MCPs dans diverses conditions de fonctionnement pour l'amélioration du stockage d'énergie thermique. Un modèle CFD de l'ensemble du système est présenté.

Cette présente thèse de doctorat est enfin clôturée par une conclusion générale qui fait état des principaux résultats obtenus confrontés à la problématique définie au départ pour cette étude.

Chapitre 1

Description Générale et Recherche Bibliographique

1.1 Gisement solaire au Maroc

Le Maroc a toujours maintenu ses niveaux de consommation dans le monde en adéquation avec son degré de développement. Ainsi, le charbon pour la production d'électricité (33% en 2019) et les hydrocarbures (52% en 2019) constituent la majorité du mix énergétique. Le plan de 2009, qui sert encore de cadre politique actuel, est novateur puisqu'il aspire à prendre l'initiative dans le domaine des énergies renouvelables. Grâce à cette approche, le Maroc espère atteindre une part de capacité installée d'énergie renouvelable 52% en 2030 [1].

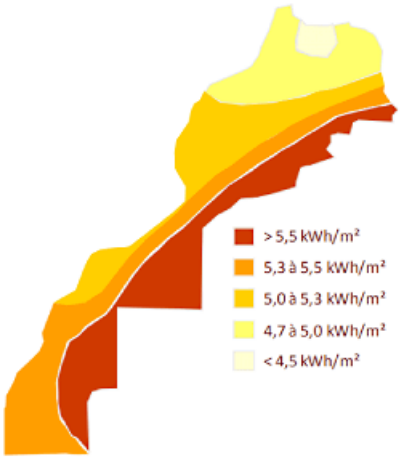


FIGURE 1.1 – Le gissement solaire au Maroc

Ce changement commence déjà à produire ses fruits. Actuellement, 3700MW d'énergie renouvelable sont installés (1215 MW d'énergie éolienne, 705MW d'énergie solaire et 1770MW d'énergie hydraulique), l'énergie solaire et éolienne représentant une part croissante de l'énergie (de 2% début 2009 à plus de 14% en 2019). La part des énergies renouvelables dans le mix électrique est passée à 34% aujourd'hui grâce à des initiatives à grande échelle et à une action coordonnée des parties prenantes, et la dépendance énergétique du pays est tombée à 93,9%, contre 98% en 2009 à aujourd'hui.

Ces objectifs tiennent compte de l'impressionnant potentiel d'énergie renouvelable du Maroc, qui équivaut à un potentiel solaire quotidien de $6,5 kWh/m^2$ et à un potentiel éolien de plus de 25000MW à terre et 250000MW en mer.

1.2 Technologies de stockage d'énergie par concentration solaire

En outre, les hydrates de sel sont principalement utilisés dans les capteurs solaires à concentration pour offrir une température moyenne pour les applications commerciales. Enfin, il a été déterminé que des capteurs hybrides photovoltaïques-thermiques peuvent être utilisés pour remédier à cette faiblesse en utilisant une exergie électrique élevée, car l'efficacité exergique des capteurs solaires est assez faible (moins de 5%). À l'heure actuelle, la technologie de production d'énergie solaire la plus avancée et la plus populaire est l'utilisation de concentrateurs paraboliques.

Une baisse du coût de l'électricité produite est nécessaire pour maintenir, voir accélérer, ce taux de croissance. La recherche sur le stockage thermique et les fluides de substitution à l'huile thermique dans les concentrateurs paraboliques est l'un des moyens les plus prometteurs de réduire les coûts. La production directe de vapeur est une technique qui a le potentiel d'augmenter la productivité et de réduire les coûts [2].

1.3 Collecteurs solaires intégrés

Les capteurs solaires thermiques, qui ont été utilisés pour la première fois pour recueillir et utiliser le rayonnement solaire afin de produire de la chaleur au milieu du XIXe siècle [4], sont toujours utilisés aujourd'hui. Le système de chauffage solaire de l'eau est une approche durable pour produire de l'eau chaude à des fins domestiques et commerciales.

Les échangeurs de chaleur sont donc le terme approprié pour ces capteurs solaires, car ils transforment l'énergie thermique produite par le rayonnement solaire entrant dans le fluide de travail. Il existe plusieurs fluides qui peuvent être utilisés, selon le domaine d'application. L'énergie thermique est ensuite directement transférée par le fluide de travail à la demande ou à l'unité de stockage d'énergie pour être utilisée plus tard dans la journée ou par temps nuageux. Les performances et la conception des capteurs solaires sont constamment améliorées par de nombreux chercheurs [5]. L'efficacité globale du système solaire est étroitement liée à l'efficacité du capteur solaire.

Les types suivants de capteurs solaires thermiques ont été développés et étudiés récemment :

1.3.1 Capteurs à tubes vitrés sous vide

On peut distinguer deux catégories des collecteurs, à tubes sous vide. première catégories, le fluide caloporteur est versé dans les tubes lors du passage direct dans le collecteur. La seconde catégorie comporte des caloducs à l'intérieur de tubes en verre qui sont

scellés sous vide. Afin de maximiser l'absorption de l'énergie solaire, un réflecteur peut être utilisé pour ce processus.

Le capteur à tubes sous vide peut répondre à des applications nécessitant des températures plus élevées, et son principe de fonctionnement est tout aussi simple que celui des autres types.

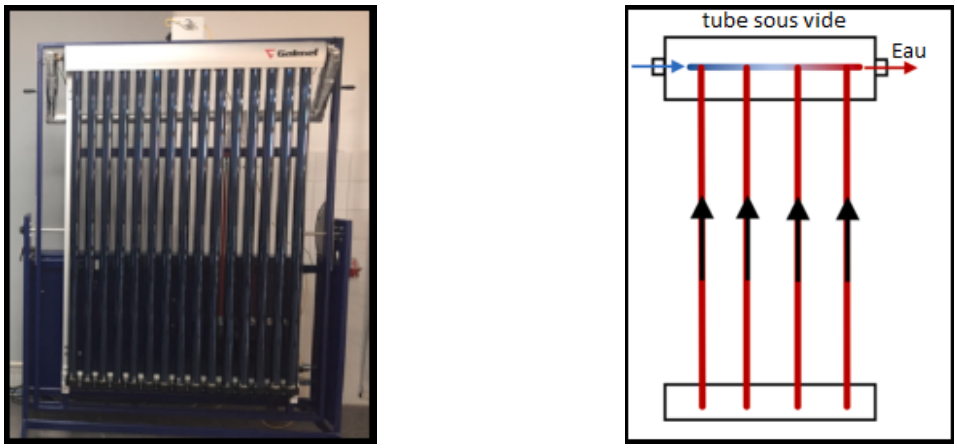


FIGURE 1.2 – Capteurs à tubes vitrés sous vide.

Il est utilisé dans les habitations privées et collectives, ainsi que dans les applications industrielles pour la production d'eau chaude et de chauffage.

Afin de chauffer le fluide de travail, une série de tubes de verre reliés à des collecteurs aux deux extrémités sont assemblés pour former le collecteur à tubes sous vide. La chaleur est transférée à un autre fluide (souvent de l'eau ou un mélange d'eau et de glycol) pour être traitée thermiquement ou stockée dans une cuve pour une utilisation ultérieure dans un échangeur de chaleur qui est situé dans la région du collecteur. Le fluide de travail s'écoule naturellement vers le haut par convection jusqu'à cet échangeur de chaleur [6, 7].

Lorsque la lumière du soleil frappe le collecteur de chaque tube thermique en cuivre, le fluide caloporteur, qui contient une petite quantité d'un fluide volatil (souvent du méthanol ou de l'éthanol), passe par un cycle d'évaporation-condensation [8]. L'enveloppe extérieure de chaque tube absorbe le rayonnement solaire, et la chaleur produite à l'intérieur du tube est transférée au fluide de travail, qui se vaporise sous l'effet de la chaleur. Il est impossible que la chaleur s'échappe par convection en raison du vide élevé qui se développe entre deux tubes concentriques [9].

1.3.2 Capteurs plans vitrés

Lorsque les besoins sont plus pressants, cette forme de capteurs peut être intégrée à l'architecture des bâtiments, et les températures de fonctionnement correspondent à celles de la production de chauffage et d'eau chaude sanitaire (hôtellerie par exemple).

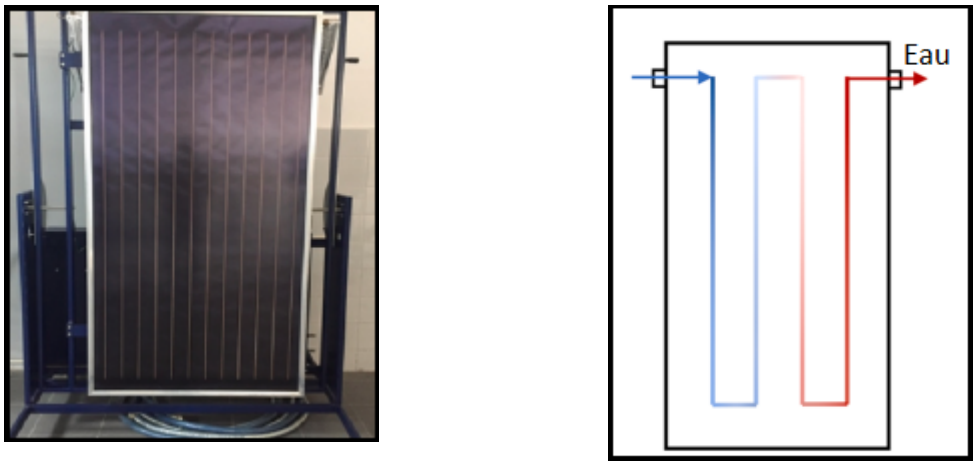


FIGURE 1.3 – Capteurs plans vitrés.

Généralement, ce vitrage prend la forme d'un ou plusieurs panneaux de verre ou d'autres matériaux transparents [10]. La surface de l'absorbeur et les tubes ont un bon contact thermique. Une plaque métallique qui absorbe le rayonnement solaire constitue la majorité de la construction extérieure [11, 12].

Les pertes thermiques sont limitées par l'isolation du côté opposé. Le liquide circulant à l'intérieur des tubes collecteurs reçoit l'énergie solaire que la plaque a absorbée.

Le fonctionnement d'un collecteur à tubes à vide est similaire à celui d'un collecteur plat. La seule différence technologique est qu'il utilise des tubes dans lesquels circule un fluide de travail et sur lesquels sont soudés des absorbeurs en métal noirci. Les tubes sont placés dans une boîte isolée avec un vitrage sur le dessus et sont reliés aux collecteurs aux deux extrémités.

1.3.3 Capteurs hybrides

Les applications solaires photovoltaïques et thermiques constituent l'une des solutions potentielles aux besoins énergétiques et aux émissions de gaz à effet de serre d'aujourd'hui. Une quantité considérable de l'énergie solaire incidente peut être récupérée sous forme de chaleur et utilisée pour le chauffage à basse température à l'heure actuelle, car les cellules solaires commerciales ont généralement des rendements électriques compris entre 5 et 25%. Pour cette raison, des recherches théoriques et pratiques approfondies sur les collecteurs planaires PVT ont été menées depuis la fin des années 1970 [13].

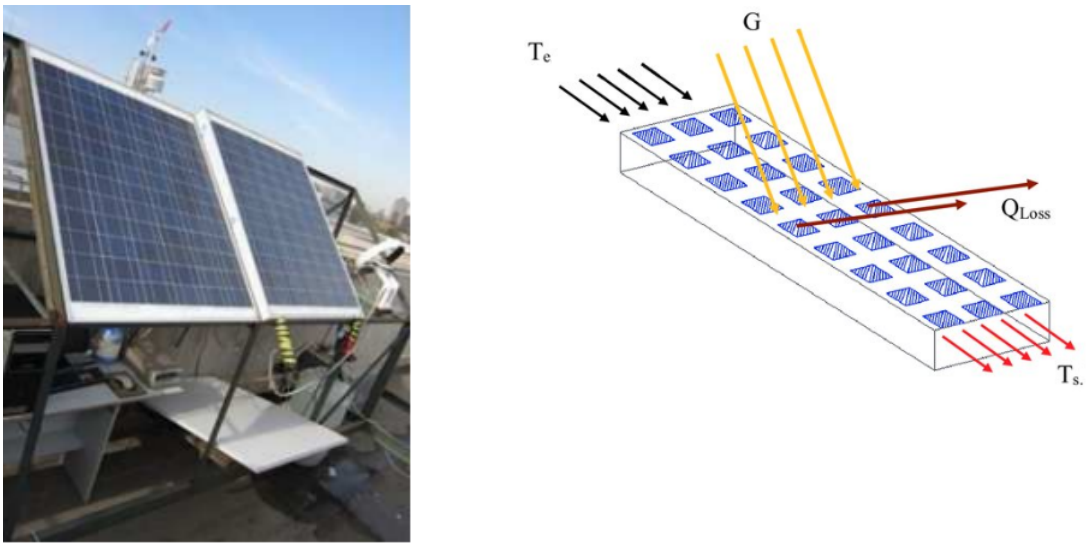


FIGURE 1.4 – Capteur hybride.

Le capteur PV-T produit simultanément de la chaleur à partir de l'énergie thermique et de l'électricité à partir de l'énergie solaire. Ce dispositif peut donc fournir à la fois un chauffage d'appoint, de l'eau chaude sanitaire et de l'électricité. Toutefois, ces technologies de pointe sont moins développées que les systèmes conventionnels, tant en termes de performances que de fiabilité à long terme.

La chaleur que le module photovoltaïque génère en produisant de l'électricité est captée par un fluide dit caloporteur qui circule dans la couche inférieure du capteur hybride. Le module doit être refroidi pour que le fluide caloporteur puisse augmenter ses performances.

Pour augmenter l'efficacité globale, un système énergétique hybride combine deux ou plusieurs sources d'énergie. Les systèmes photovoltaïques/thermiques (PV/T) sont un type courant de système hybride dans les bâtiments. La chaleur du rayonnement solaire a tendance à élever la température des modules photovoltaïques et à diminuer leur efficacité dans les systèmes photovoltaïques classiques, qui reposent uniquement sur les photons de la lumière pour produire de l'énergie. En revanche, les systèmes PV/T utilisent à la fois la lumière et l'énergie thermique produites par le rayonnement solaire. Le chauffage simultané du bâtiment et le refroidissement des panneaux photovoltaïques sont rendus possibles par l'extraction de l'énergie à l'aide d'un fluide caloporteur, ce qui entraîne également un meilleur rendement [14].

1.4 Pertes thermiques dans les collecteurs solaires

Tout système de chauffage solaire de l'eau subit des pertes de chaleur par rayonnement, convection et conduction. Les côtés et l'arrière de la plaque de l'absorbeur subissent des pertes de chaleur par conduction. En dégageant la zone située entre la plaque de l'absorbeur et le couvercle en verre et en maximisant l'espacement entre eux, on peut réduire les pertes de chaleur par convection de la plaque de l'absorbeur vers le couvercle en verre. La température de la plaque de l'absorbeur entraîne des pertes par rayonnement

de la plaque.

Les échanges radiatifs et convectifs qui sont influencés par la vitesse du vent, le sol, l'environnement et le rayonnement à ondes longues du ciel provoquent des pertes de chaleur de la couverture transparente vers l'air environnant.

Les pertes thermiques et optiques qui ont lieu au sein du système affectent la production d'énergie utile d'un capteur planaire. Par conséquent, si les pertes sont réduites au minimum, les performances du capteur en particulier et du chauffe-eau solaire complet peuvent être optimisées. Dans les absorbeurs, la transmission de chaleur se fait de deux manières différentes. Un fluide caloporteur est nécessaire comme moyen de transfert de chaleur. La perte de chaleur par les bords du couvercle avant, du couvercle arrière et du capteur peut potentiellement entraîner une transmission de chaleur indésirable. Dans les capteurs solaires plats, les pertes par les bords représentent généralement 10% des pertes globales ou moins que les pertes par le haut et l'arrière [15].

Les pertes thermiques jouent un rôle important dans les performances du système qui étaient très sensibles aux petites variations des conditions de fonctionnement [16].

Il a été démontré que divers facteurs, notamment le nombre de couvertures en verre, la vitesse du vent, l'angle d'inclinaison, l'espacement de l'entrefer entre la plaque absorbante et la couverture en verre, l'émissivité de la plaque absorbante et la température ambiante, ont un impact variable sur les pertes globales qui se produisent dans l'unité de captage du chauffe-eau solaire. Pour les concepteurs et les utilisateurs de capteurs solaires plats, le degré d'effet de ces paramètres sur les performances du capteur, tel que démontré, fournit un guide fiable pour améliorer la conception et le fonctionnement du système [17].

1.5 Capteurs solaires intégrant le stockage (CSIS)

Le stockage est placé à l'arrière du capteur selon la théorie du stockage intégré au capteur solaire (CSIS) [18]. Tout en minimisant les pertes de chaleur du stockage, en particulier pendant les heures froides de la nuit, la transmission de chaleur entre l'absorbeur et le stockage (période de charge) doit etre augmenter . En raison des pertes de chaleur importantes, le contact direct entre la surface de l'absorbeur et le stockage n'offre pas une solution adéquate en termes de performance énergétique.

La Figure (1.5) illustre les diverses configurations que pourrait prendre le CSIS. Trois grandes fonctions existent. La première liée au Stockage offre la plus grande diversité liée aux composants internes et à l'enveloppe. La Couverture a un rôle de protection de l'absorbeur, vis à vis des déperditions thermiques. Enfin, la Concentration du rayonnement solaire est envisageable avec différentes technologies comme les dispositifs paraboliques.

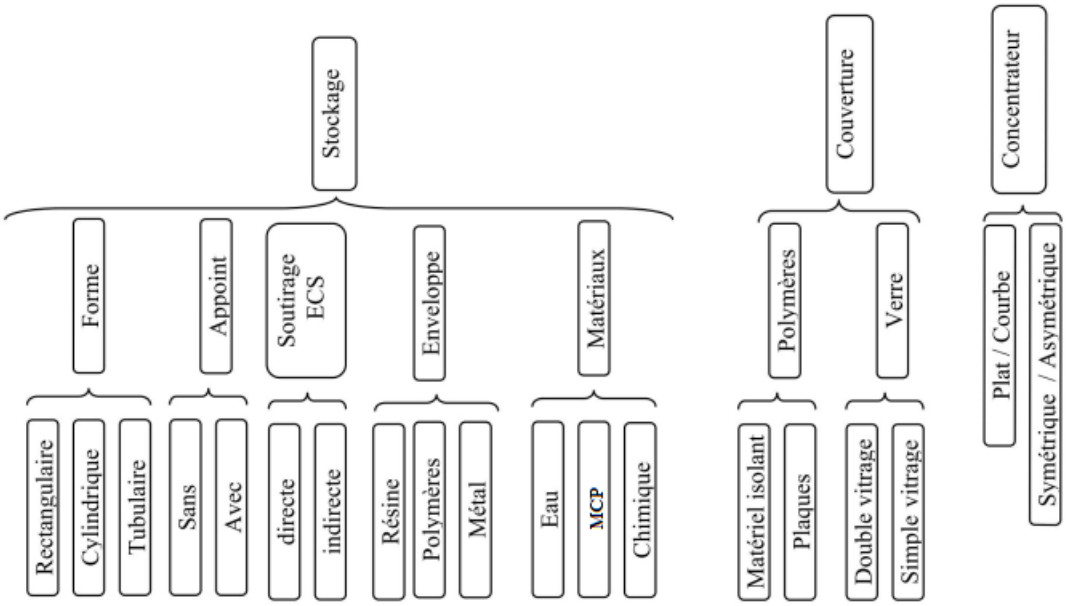


FIGURE 1.5 – Différents classements de CSIS

1.5.1 Stockage à cuve rectangulaire

Le schéma de principe d'une unité de stockage et de déstockage de réservoir rectangulaire est présenté sur la Figure (1.6). L'absorbeur correspond dans ce cas à la face supérieure de la cuve. La couverture permet de réduire les pertes thermiques par rayonnement (principe de l'effet de serre). L'isolation est située sur les côtés et à l'arrière du stockage. Avec une entrée d'eau en partie basse et une sortie en partie haute, le puisage de l'ECS pour cet échantillon de CSIS s'effectue par soutirage direct. L'ECS peut être stockée sans être pressurisée grâce à l'utilisation d'un échangeur de chaleur. La faible compacité de ce système (rapport entre la surface d'échange et le volume), qui varie entre 20 à 40 et produit une surface perdue importante, est un élément crucial. Il est donc crucial d'isoler correctement le stockage, surtout sur la face avant.

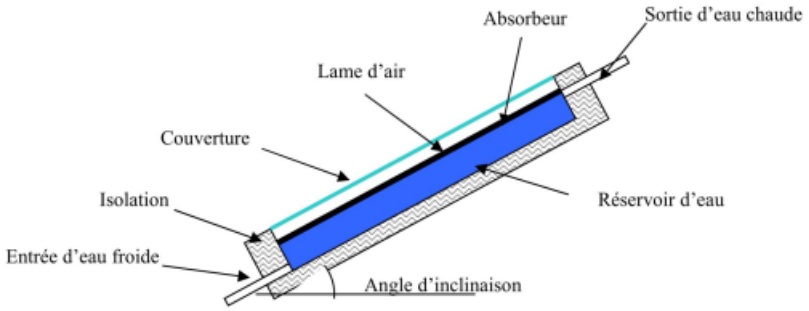


FIGURE 1.6 – Schéma de principe d'un CSIS à cuve rectangulaire

1.5.2 Cuves cylindriques

Pour concentrer l'énergie solaire directement sur le réservoir cylindrique CSIS, des réflecteurs sont fréquemment inclus, comme le montre la Figure (1.7). Ces systèmes utilisent l'extraction directe grâce à la résistance à la pression favorable du réservoir due à sa forme. Ce système est conseillé pour une utilisation dans les zones chaudes car les pertes nocturnes sont élevées malgré la bonne compacité du système, ce qui rend toujours l'intégration architecturale difficile (réservoir non isolé). En général, le réservoir est placé horizontalement. Afin d'améliorer la stratification au prix de l'apport solaire, un stockage vertical peut être utilisé.

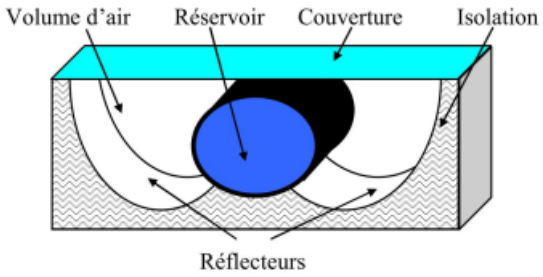


FIGURE 1.7 – Schéma du capteur à cuve cylindrique

1.5.3 Stockages tubulaires

Les tubes sont disposés en parallèle et reliés en série pour former des collecteurs tubulaires de stockage. La compacité du capteur dans cette disposition offre un compromis entre les capteurs cylindriques, plus faciles à intégrer dans une architecture existante, et les capteurs à réservoir rectangulaire (système plus compact et moins gaspilleur). Ce type de capteur peut fonctionner à des pressions de l'ordre de 20 bars et ne nécessite pas de concentrateur.

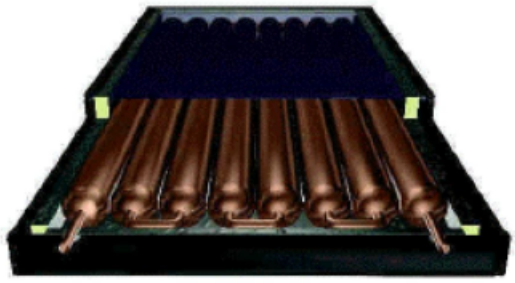


FIGURE 1.8 – Capteur integrant le stockage tubulaire

1.5.4 Synthèse des capteurs industriels

Plusieurs systèmes que nous avons décrits ont l'avantage d'être simples à installer, bien que la plupart d'entre eux ne puissent être installés que sur des toits, de sorte que

la qualité de l'intégration au toit est plutôt limitée. Les systèmes avec un rapport d'aspect élevé, y compris ceux avec des réservoirs rectangulaires et tubulaires, sont les meilleurs en termes d'intégration. Le principal inconvénient de ces systèmes est le manque d'isolation sur la face avant, qui est l'endroit où la lumière du soleil est collectée. Ces systèmes ne conviennent pas aux températures extrêmement froides où il y a un risque de gel.

Les deux exceptions existantes sont le capteur SLO-150 et celui de l'entreprise FOCO. Ce dernier est résistant au gel grâce à sa boucle de caloducs à thermosiphon, mais il présente de sévères restrictions d'inclinaison avec une fourchette comprise entre 30° et 45°, ce qui rend difficile l'intégration sur le toit.

La technique de concentration des réservoirs cylindriques leur permet de terminer la journée avec des températures plus élevées. Comme ils perdent plus de chaleur que les systèmes cités ci-dessus, leur application est limitée aux régions au climat chaud. La géométrie des réservoirs cylindriques les empêche d'être facilement intégrés aux bâtiments. Le collecteur SunFlow est la seule exception.

1.6 Critères de performance énergétique

Les nombreux paramètres de performance qui peuvent être pris en compte sont définis dans cette section, en mettant l'accent sur les CSIS et les réservoirs de stockage thermique. Les coefficients de performance et les normes techniques utilisés dans la littérature scientifique sont brièvement énumérés.

1.6.1 Efficacité du stockage

La qualité et l'accessibilité de l'énergie qui a été stockée peuvent être évaluées en utilisant comme critère la stratification dans les réservoirs. L'échange entre le flux solaire et le stockage ainsi que le soutirage (température maximale souhaitable) dépendent de la stratification (température la plus basse souhaitée, afin d'augmenter la qualité de l'énergie)[12].

L'efficacité du réservoir de stockage peut être évaluée sur le plan énergétique, entropique et exénergétique en fonction de la distribution de la température et de l'état du réservoir. La stratification d'un réservoir de stockage peut être évaluée à trois niveaux différents :

— ***Parfaitement stratifiée*** : hypothèse où les parties haute et basse (zones de haute et basse énergie) sont séparées par une zone adiabatique.
— ***Stratifiée*** : Réservoir avec la présence d'un thermocline ou gradient de température.
— ***Parfaitement brassée*** : réservoir à température uniforme.

En tant que limite entre les zones de haute et de basse température, on peut dire que les propriétés de la thermocline influencent la qualité de la stratification. Étant donné que la thermocline dans un ballon correctement stratifié est égale à zéro, la stratification dans le ballon est améliorée en diminuant la thermocline. La Figure (1.9) illustre deux ballons avec différentes épaisseurs de thermocline et un autre parfaitement brassé.

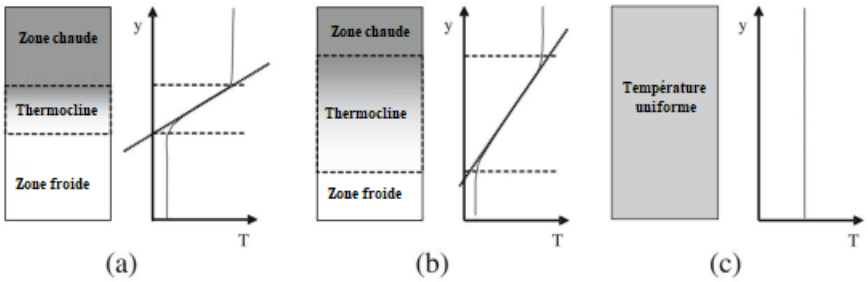


FIGURE 1.9 – Différentes qualités de stratification avec la même énergie stockée (a)bonne stratification (b) stratification moyenne et (c) non stratifié ou complètement brassé [31]

Il est possible de classer le fonctionnement du réservoir en mode dynamique ou statique. Le mode dynamique correspond aux phases de chargement et de déchargement du tambour. Les charges et les rejets, directs et indirects, sont possibles.

Dans ce cas, le mélange dans le réservoir est principalement causé par l'injection du fluide ou par le panache produit par l'échangeur. Les raisons de la dégradation de la stratification en mode statique, également connu sous le nom de stockage ou de refroidissement, sont la perte de chaleur vers l'extérieur, le brassage causé par la diffusion thermique de l'eau et la conduction thermique causée par la paroi du réservoir. Cependant, comme l'eau a une conductivité thermique limitée, la conduction à travers la thermocline joue un rôle mineur dans la dégradation de la stratification en mode statique. Kalogirou et autres [8] effectuent des recherches sur les différentes techniques d'estimation de l'efficacité de la stratification à l'intérieur du réservoir. Quatre grands groupes de techniques. Peuvent être soulignés.

— Le degré et la progression de la stratification : il s'agit de nombreuses techniques basées principalement sur le développement de la thermocline à l'intérieur du ballon, en fonction de son épaisseur, du gradient de température, de la dégradation ou de l'application de coefficients.
— Première loi de la thermodynamique : Il s'agit de techniques qui utilisent le premier principe de la thermodynamique pour ne considérer que l'énergie du système
— L'étude de l'entropie et de l'exergie à l'intérieur du ballon peut être réalisée en utilisant les deuxième et le troisième principe de la thermodynamique.

Appliquer des techniques similaires aux procédures de charge, de décharge et de stockage [8] et comparer la vitesse à laquelle l'entropie est produite par le mélange à l'intérieur du ballon. Les résultats montrent qu'aucune des approches appliquées ne peut prédire avec précision le taux de production d'entropie ou faire la distinction entre la production d'entropie due aux effets du mélange et les pertes de chaleur.

Haller et autres [19] proposent une nouvelle méthode où les pertes du ballon ne sont pas prises en compte. Dans cette approche, ils montrent que le brassage au sein du ballon ne modifie pas l'enthalpie de celui-ci, l'expression T_0. $\Delta s_{irr;int} = \Delta E x_{irr;int}$ où (irr) désigne la partie irréversible et (int) la partie due au processus interne de mélange ou de conduction thermique. Cela montre que l'efficacité de la stratification par l'entropie ou

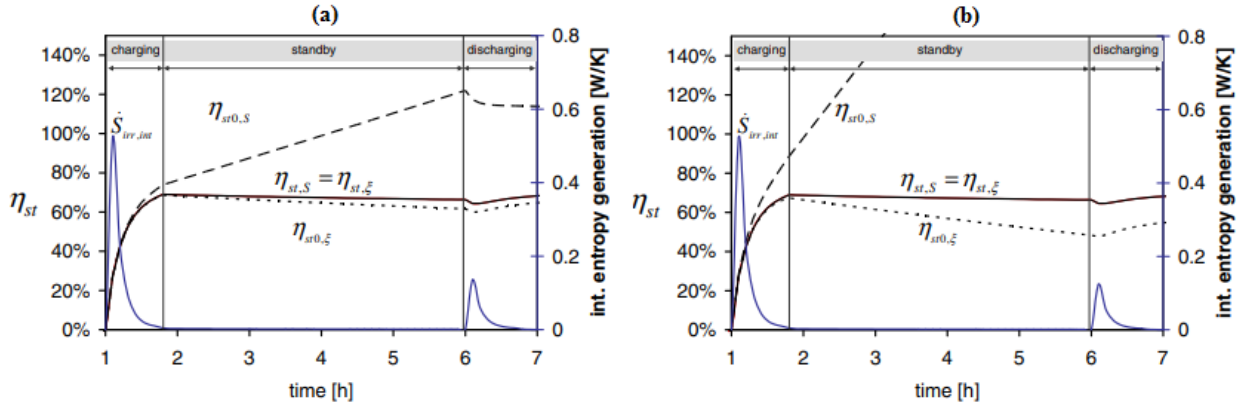


FIGURE 1.10 – Efficacité de la stratification pour des réservoirs en charge, refroidissement, décharge avec pertes thermiques de (a) 0,5 W.K^{-1} et (b) 2 W.K^{-1} [19]

l'exergie au sein du ballon sont égales, $\eta_{str;s} = \eta_{str;Ex}$.

Ils démontrent dans ce cas qu'il est possible de déterminer l'efficacité de la stratification dans le réservoir sans tenir compte des pertes du système (Figure (1.10)). Ces résultats sont comparés avec une approche basée sur la température d'état T_0, où il est possible de voir comment, de manière traditionnelle, les pertes de chaleur affectent l'efficacité de la stratification. En outre, ils soulignent l'importance des relevés de température pour l'utilisation de l'approche, car les variations de température, même légères, ont un impact important sur l'équilibre entropique.

1.6.2 Efficacité du système complet

Dans la littérature, nous pouvons identifier différentes expressions pour évaluer l'efficacité d'un système. L'efficacité moyenne journalière dans le cas d'un CSIS, sans soutirage peut être calculée par le rapport de la quantité de chaleur absorbée par l'eau dans le réservoir Q_{eau} et du rayonnement total arrivant à la surface du capteur Q_{rt} [20].

$$\eta = \frac{Q_{eau}}{Q_{rt}} = \frac{m_{rt}.c_{eau}(T_f - T_i)}{A_c.\int_{t_i}^{t_f} I(t)\,dt} \tag{1.1}$$

Où :

— m_{eau} : Masse d'eau [kg]
— c_{eau} : Chaleur spécifique [J.kg^{-1}.K^{-1}]
— T_f : Température moyenne du réservoir à la fin de la charge [K]
— T_i : Température moyenne initiale [K]
— $I(t)$: Intensité du rayonnement [W.m^{-2}]
— A_c : Surface d'ouverture du capteur [m^2]
— t_i : Temps initial [s]
— t_f : Temps final[s]

En considérant un bilan énergétique simplifié du capteur et du stockage, il est possible d'écrire l'expression suivante [21].

$$Q_{eau} = \eta_{op}.Q_{rt} - Q_{perte} \tag{1.2}$$

Avec η_{op} est le rendement optique du capteur Q_{perte} les pertes d'énergie vers l'extérieur. En développent l'équation, on obtient :

$$m_{eau}.c_{eau}(T_f - T_i) = \eta_{op}.A_c.\int_{t_i}^{t_f} I(t)\,dt - U_{st}.A_{st}(T_{st} - T_{ext}) \tag{1.3}$$

Où :

— U_{st} : Coefficient de déperdition du stockage [W.K^{-1}]
— T_{st} : Température moyenne du stockage mesurée pendant l'intervalle de temps [K]
— T_{ext} : Température moyenne extérieure mesurée pendant l'intervalle de temps [K]
— A_{st} : Surface déperditive du stockage [m^2]

$$\eta = \eta_{op} - \frac{U_{st}.A_{st}(T_{st} - T_{ext})}{A_c.\int_{t_i}^{t_f} I(t)\,dt} \tag{1.4}$$

Faman [22] propose le coefficient MUE (Maximal Useful Efficiency) correspondant à l'énergie maximale stockée par l'eau dans le réservoir. Il soustrait la part d'énergie absorbée par la structure du capteur et définit ainsi le facteur de récupération enthalpique F_E :

$$F_E = \frac{m_{eau}.c_{eau}}{m_{eau}.c_{eau} + m_{cap}.c_{cap}} \tag{1.5}$$

Où :

— m_{cap} : masse de la structure du capteur [kg]
— c_{cap} : chaleur spécifique de la structure du capteur [J.kg^{-1}.K^{-1}]

Il ajoute à l'expression (1.4) le paramètre K prenant en compte l'angle d'incidence des rayons solaires. L'expression de MUE devient alors :

$$MUE = K.F_E.\eta_{op} - \frac{U_{st}.A_{st}(T_{st} - T_{ext})}{A_c.\int_{t_i}^{t_f} I(t)\,dt} \tag{1.6}$$

Dans la période de refroidissement, les équations offrent la possibilité de calculer l'efficacité du système à partir des pertes thermiques et optiques. Le coefficient U_{st} associé aux pertes dans le réservoir est calculé par [20] :

$$U_{st} = \frac{c_{eau}.V_T.\rho}{\Delta t}.ln(\frac{(T_i - T_{ext})}{(T_f - T_{ext})}) \tag{1.7}$$

Où :

— V_T : volume total du réservoir [m^3]
— Δt : intervalle de temps [s]

Afin de pouvoir calculer l'efficacité du système dans la période de « stand-by» (refroidissement), η_{ref}, c'est-à-dire la capacité du système à conserver la chaleur est proposée par [23] :

$$\eta_{ref} = \frac{m_{eau}.c_{eau}.(T_i - T_{ext})}{m_{eau}.c_{eau}(T_f - T_{ext})} = \frac{(T_i - T_{ext})}{(T_f - T_{ext})} \tag{1.8}$$

Khas et autres [24] proposent un coefficient moyen d'efficacité journalier, η_{jr} qui prend en compte le soutirage dans le ballon (période de décharge) :

$$\eta_{ref} = \frac{m_{eau}.c_{eau}.(T_f - T_{ext}) + \int_{t_{ist}}^{t_{fst}} \dot{m}_{eau}(T_f - T_{fr})\,dt}{A_c.\int_{t_i}^{t_f} I(t)\,dt} \tag{1.9}$$

Où :

— $\dot{m}_{eau}$: Débit massique de l'eau $[kg.s^{-1}]$
— T_{fr} : Température d'eau froide du réseau [K]
— t_{ist} : Temps initial du soutirage $[s]$
— t_{fst} : Temps final du soutirage $[s]$

La nouveauté de cette formulation est que l'accumulation d'énergie dans le réservoir est exprimée en fonction de la température extérieure plutôt que de la température initiale du réservoir dans le premier terme du numérateur. Cette formulation est liée au fait que la température initiale du réservoir est fixée au même niveau que la température de l'air extérieur. Cette expression peut être aussi utilisée avec T_i et ainsi considérer des systèmes déjà chargés. L'efficacité du réservoir peut également être exprimée en considérant uniquement le soutirage, dans ce cas une efficacité de soutirage, η_{st}. Twidell et autres [25] proposent ainsi d'utiliser la température d'eau froide du réseau et la température de sortie :

$$\eta_{st} = \frac{(T_{fst} - T_{fr})}{(T_{ist} - T_{fr})} \tag{1.10}$$

Où :

— T_{ist} : Température moyenne initiale du soutirage [K]
— T_{fst} : Température moyenne finale du soutirage [K]

l'expression ne prend cependant pas en compte l'énergie dans le réservoir avant et après le soutirage. Pour des cas de figure où la configuration initiale est la même, cette expression peut servir pour l'efficacité d'un échangeur ECS par exemple. L'équation est la plus intéressante car elle prend en compte le soutirage, et les pertes journalières sont comprises dans le premier terme du numérateur, mais elle ne prend pas en compte le facteur de correction F_E. Nous proposons ainsi d'étudier le rendement journalier η_{prop}, de la façon suivante :

$$\eta_{prop} = K.F_E.\eta_{op} - \frac{F_E.U_{st}m_{eau}.c_{eau}.(T_f - T_{ext}) + \int_{t_{ist}}^{t_{fst}} \dot{m}_{eau}(T_f - T_{fr})\,dt}{A_c.\int_{t_i}^{t_f} I(t)\,dt} \tag{1.11}$$

1.7 Types de stockage d'énergie thermique

Les types de technologies de stockage d'énergie comprennent les technologies chimiques (batteries, etc.), mécaniques (volants d'inertie, etc.) et thermiques (systèmes de chauffage et de refroidissement).

Pour les technologies thermiques, la chaleur est utilisée pour stocker l'énergie. Une substance de stockage dans un système de stockage de la chaleur absorbe la chaleur, ce qui augmente sa température et peut modifier sa composition chimique ou physique. La chaleur stockée peut ensuite être libérée en modifiant la température du matériau (ou vice versa) ou en subissant la transformation physique ou chimique inverse.

Il est conseillé d'utiliser une solution de stockage thermique lorsque l'énergie qui doit être stockée se manifeste réellement sous forme de chaleur, par exemple lorsqu'elle est transmise par un effluent qui va interagir thermiquement avec le support de stockage. Malgré cela, le stockage thermique est avantageux pour une variété d'applications allant au-delà de l'énorme stockage d'électricité [26]. Les technologies de stockage thermique sont usuellement classifiées en trois grandes catégories [27].

1.7.1 Stockage par chaleur sensible

La capacité thermique du matériau de stockage, dont la température augmente lorsqu'il absorbe de la chaleur et diminue lorsqu'il la libère, est la façon dont la chaleur est stockée dans les systèmes de stockage de chaleur sensible. Lorsque la pression est stable, l'énergie $\Delta \mathrm{H}$ stockée est proportionnelle à la masse (m) du matériau, sa capacité thermique massique C_p, et la différence de température $(\mathrm{T}_f - \mathrm{T}_i)$:

$$\Delta \mathrm{H} = m \int_{\mathrm{T}_i}^{\mathrm{T}_f} \mathrm{C}_p \, \mathrm{dT} \tag{1.12}$$

Le support de stockage dans ce type de système est souvent solide ou liquide. Les systèmes utilisant un matériau de stockage solide se présentent souvent sous la forme d'une matrice solide ou d'un lit de grains dans lequel circule un fluide caloporteur liquide ou gazeux. La capacité thermique du fluide n'étant pas négligeable par rapport à celle du matériau de stockage, il contribue également à stocker la chaleur dans le premier scénario. Les systèmes avec matériau peuvent bénéficier de la stratification thermique qui se produit à l'intérieur d'un liquide à l'intérieur d'un liquide en raison des variations de densité provoquées par les variations de température. Le liquide froid est retiré par le bas tandis que le liquide chaud est pompé par le haut dans le réservoir de stockage pendant la phase de chargement. Le volume de liquide chaud reste au-dessus du volume de liquide froid en raison de la densité plus faible du liquide chaud, ce qui limite le mélange des deux volumes. Tant que le mélange et l'échange de chaleur par conduction entre les deux volumes sont limités, la température des deux volumes est maintenue quelle que soit la quantité de chaleur stockée. Ainsi, la chaleur peut être récupérée à une température stable. Le stockage thermocline est le nom donné à ce type de système.

Certains de ces systèmes ont la particularité de ne pas transférer la chaleur à stocker dans un matériau intermédiaire, mais de stocker directement le fluide caloporteur chaud. C'est ce qu'on appelle le stockage direct. Les systèmes de stockage indirect, quant à eux,

utilisent un support de stockage dont le seul but est de stocker la chaleur. Certaines méthodes de stockage de la thermocline sont indirectes, stockant une partie de la chaleur du fluide caloporteur dans un réservoir constitué d'un milieu de stockage solide poreux comme la roche-mère. Deux réservoirs, l'un contenant un liquide chaud et l'autre un liquide froid, constituent d'autres systèmes indirects à matériau liquide. Le liquide passe par un échangeur de chaleur, qui utilise un fluide caloporteur, au cours des phases de chargement et de déchargement, le liquide circule dans un échangeur de chaleur, dans lequel un fluide caloporteur transmet de la chaleur au liquide ou récupère la chaleur qu'il relâche [28].

1.7.2 Stockage par chaleur latente

Dans les systèmes de stockage par chaleur latente, le matériau de stockage subit une transition de phase au cours de l'absorption ou du dégagement de chaleur : la chaleur est stockée via la chaleur latente de changement de phase du matériau. Lorsque le système de stockage est indirect, la transition de phase mise en jeu pour le matériau de stockage est généralement une transition solide – liquide ou solide – solide. Les transitions liquide – vapeur sont peu utilisées en dépit de leurs chaleurs latentes de changement de phase élevées, car le passage de l'état liquide à l'état vapeur est souvent associé à une importante augmentation du volume du matériau, ce qui rend ce type de transition plus difficile à mettre en œuvre dans un réservoir. Les transitions solide – liquide sont aujourd'hui les plus utilisées, du fait de leurs valeurs de chaleur latente de changement de phase globalement plus élevées que les transitions solide – solide [27].

Dans un système de stockage latent indirect, le matériau de stockage est le MCP. Lors du changement de phase, le matériau de stockage reste à température constante ou quasi constante : une quantité d'énergie importante peut ainsi être stockée pour une faible variation de température. Le stockage par chaleur latente permet ainsi d'atteindre d'importantes densités d'énergie stockée par unité de volume.

Pour un matériau changeant de phase sur un intervalle de température $T_s \leq T \leq T_l$, la quantité d'énergie stockée ΔH est la somme d'une contribution latente, égale au produit de la masse m du matériau et de sa chaleur latente L, et d'une contribution sensible sur l'intervalle $T_s \leq T \leq T_l$, qui s'exprime de la même manière que dans l'équation (1.13) ci-dessous.

$$\Delta H = mL \tag{1.13}$$

1.7.3 Stockage électrochimique

Le matériau stocké est exposé à une réaction chimique exothermique ou endothermique dans les dispositifs de stockage thermochimique. Une réaction chimique réversible est nécessaire. La réaction du système évolue de manière endothermique lorsque de la chaleur est ajoutée : La chaleur est absorbée par la substance, ce qui provoque un changement chimique. La chaleur est libérée lorsque les produits finis sont chauffés à un niveau permettant à une réaction exothermique de démarrer spontanément. La chaleur libérée est ensuite récupérée et le matériau de stockage retrouve son état chimique initial. La différence d'enthalpie entre les réactifs et les produits du processus concerné

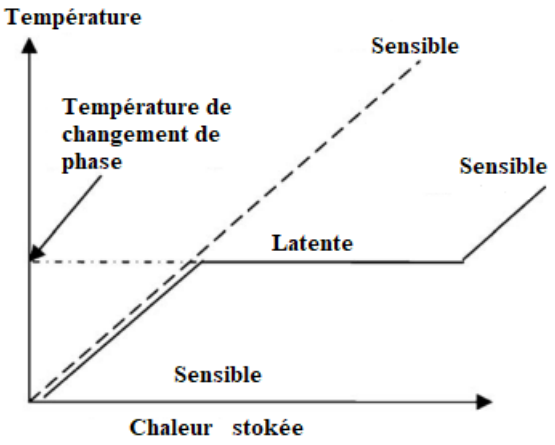


FIGURE 1.11 – Profil de changement de phase du MCP

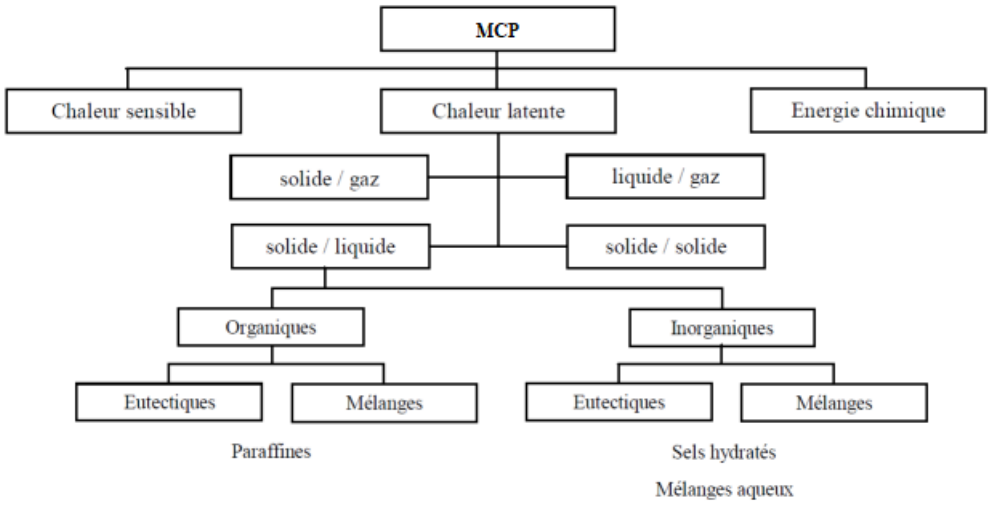


FIGURE 1.12 – Classification des matériaux à chaleur latente, avec changement de phase solide-liquide [29]

détermine la quantité d'énergie stockée par unité de masse.

Ce type de système de stockage est actuellement à un stade de développement moins avancé. les matériaux réactifs peuvent être stockés à des densités élevées, qu'il s'agisse de solides ou de liquides. Cependant, comme les produits de la réaction dans le sens de la charge peuvent être séparés, l'énergie peut théoriquement être stockée pendant une très longue période. Ils peuvent être conservés indéfiniment tant qu'ils restent stables, puis remis en contact lorsque cela est nécessaire pour déclencher la réaction dans le sens de la décharge.

En raison du caractère endothermique de la réaction, la chaleur sera stockée, cependant comme la réaction est réversible, la chaleur sera libérée lorsque la contrepartie exothermique se produira.

Soient A, B et C trois composés chimiques distincts et Q une quantité d'énergie ther-

mique, la réaction s'écrit :

$$A + Q \longrightarrow B + C$$

Les sous-produits de la réaction peuvent être conservés à température ambiante, s'ils sont séparés, ne subiront qu'une détérioration chimique minime, voire nulle. Les pertes thermiques ramènent toujours le système à son état initial, déchargé, dans le cas du stockage "sensible" et "latent". Le stockage thermochimique est principalement conçu pour le stockage à long terme car le moment du stockage n'est pas une contrainte majeure (intersaisonnier). La chaux est un des types de substances utilisées. La chaux éteinte est séchée par de l'air chaud sec pendant son stockage. La chaux vive est éteinte par pulvérisation pendant la phase de déstockage. La réponse est rédigée comme suit :

$$C\mathit{a}O + H2O \longrightarrow C\mathit{a}O + 1155J/g_{C\mathit{a}O}$$

1.8 Systèmes de stockage d'énergie thermique

1.9 Systemes existants

Aucun système de stockage d'énergie par changement de phase n'est recensé sur un réseau de chaleur, seuls des systèmes « sensibles » en eau ont été testés et développés à une échelle industrielle.

Pour le stockage journalier, les systèmes les plus usités sont les TTES (tank thermal energy storage). Le plus grand réservoir actuellement connu a un volume de 96000 m^3 et fait partie du système de chauffage de Reykjavik, en Islande. Les PTES (stockage d'énergie thermique en fosse) sont généralement utilisés pour le stockage intersaisonnier (jusqu'à 200000 m^3). Cependant, le système doit être énorme par rapport à la taille du réseau, en plus d'être grand en termes absolus, afin d'accommoder la variance saisonnière de la charge (Figure (1.13)). De ce point de vue, les systèmes de stockage Marstal (85000 m^3), avec 740 m^3 /TJ, sont ceux qui se rapprochent le plus de cet objectif (rapport entre le volume de stockage et l'énergie injectée dans le réseau annuellement). Selon Gadd et Werner il faut environ 1430 m^3 de matériau de stockage par térajoule mis au réseau pour assurer le stockage d'énergie nécessaire à la variation saisonnière.

La figure (1.13) présente sous forme de graphique la relation entre la capacité de stockage installée et l'apport énergétique pour 209 réseaux de chaleur dans les cinq pays nordiques (Suède, Finlande, Islande, Norvège et Danemark). Ce graphique montre qu'il n'y a pas de relation perceptible entre les deux. Cependant, c'est le contraire qui est vrai : des systèmes de tailles diverses sont placés sur des réseaux de toutes tailles, ce qui indique une tendance à la dispersion. Le réseau de chaleur Marstal, dont il a été question précédemment, est représenté sur le raphique comme le point le plus élevé. discuté précédemment.

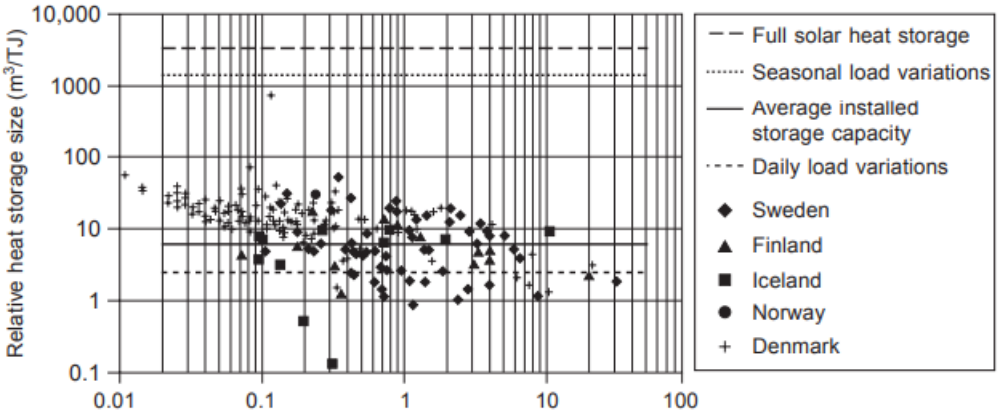


FIGURE 1.13 – Taille relative de 209 systèmes de stockage thermique par énergie sensible, installés dans les cinq pays nordiques, par rapport à la taille du réseau (en termes d'énergie mise au réseau) [30]

1.10 Chaleur fatale

Parce qu'elle est "fatalement" perdue au cours du processus, la chaleur que les activités industrielles rejettent est appelée "chaleur perdue". On parle également de chaleur récupérée. Les déchets thermiques industriels, qui sont essentiellement des effluents plus ou moins chauffés à la fin du processus, sont la source de cette chaleur. Par exemple, les déchets thermiques industriels dans les secteurs de l'acier, du verre et du papier peuvent être des fumées de four, les fumées de séchage dans l'industrie chimique peuvent être des liquides de refroidissement, etc. Les déchets à basse température qui ne conviennent pas au moment de la production sont simplement mis au rebut, tandis que les déchets à haute température ($T \geq 300 - 400°C$) sont fréquemment récupérés via des échangeurs de chaleur et des circuits de préchauffage.

Ces déchets thermiques industriels, également appelés rejets à basse température (RBT), peuvent prendre la forme de liquide, de gaz ou de particules dispersées, comme le montre la figure (1.14). Généralement, la forme liquide est rejetée dans les eaux usées ou dans l'environnement, soit après être passée par une tour de refroidissement à air pour réduire sa température, soit sans. S'ils sont poussiéreux, ceux sous forme d'effluents gazeux peuvent être filtrés avant d'être rejetés dans le ciel. Les rejets diffus sont des pertes dues à un manque d'isolation des canalisations, au refroidissement naturel des produits, ou à des pertes par rayonnement. Les effluents liquides et gazeux sont les plus faciles à récupérer, alors que les effluents dispersés sont plus difficiles.

Si la chaleur résiduelle industrielle est accessible dans toutes les plages de température, il faut choisir la chaleur résiduelle la plus récupérable en fonction de trois facteurs. Pour maximiser le potentiel de récupération, la première étape consiste à identifier les processus qui consomment le plus d'énergie. La deuxième consiste à récupérer les déchets les plus facilement accessibles, comme les fumées et les odeurs. Le dernier critère, une exigence de température établie par l'ADEME, restreint l'analyse coûts-avantages aux déchets thermiques industriels dont la température est supérieure à 100°C.

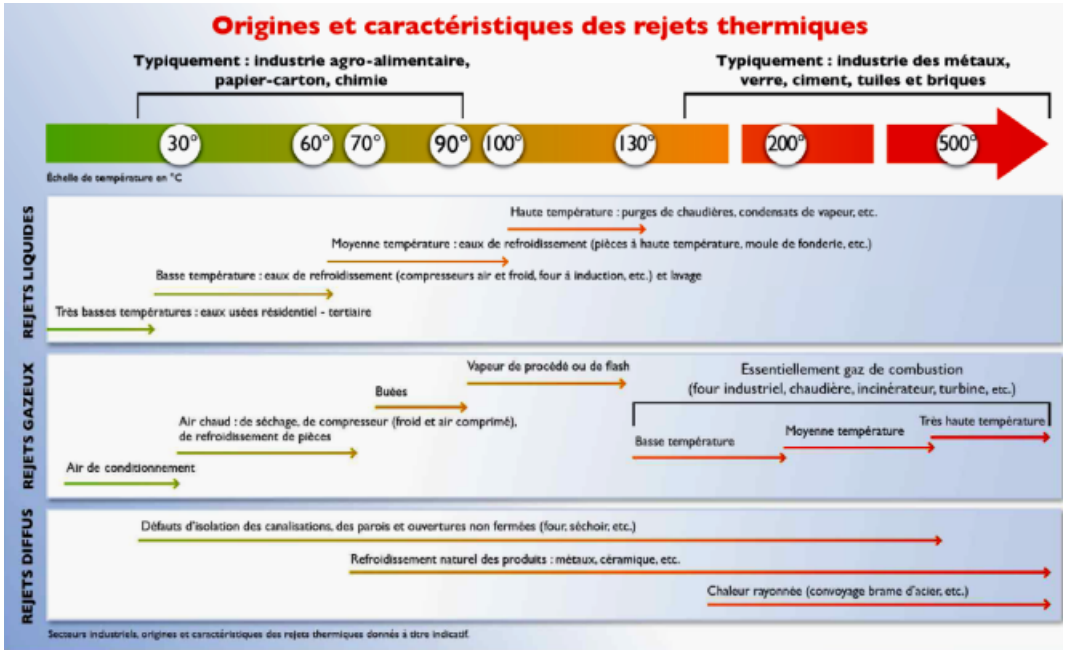


FIGURE 1.14 – Répartition des gisements de RTI par température et type d'effluents [31]

1.11 Principaux défis et critères de sélection du système de stockage

Dans la définition d'un stockage de chaleur par sorption, les chercheurs font face a un certain nombre de défis [32] :

— le choix du meilleur système (ouvert ou fermé) ;
— l'optimisation de la densité de stockage en lien avec le choix du matériau (ceci sera développé au paragraphe suivant) ;
— la conception et le dimensionnement des enceintes/réservoirs ;
— la conception des échangeurs de chaleur et la configuration des réacteurs (points détaillés ci-après) ;
— la limitation des pertes de charge surtout pour le système fonctionnant avec de la vapeur basse pression ce qui est souvent le cas lorsque l'eau est le sorbat ;
— la gestion du vide (basse pression) ;
— la source de chaleur basse température en hiver ;
— l'efficacité énergétique ;
— le coût

Le matériau de stockage apparaît comme ayant une place centrale dans ces défis [33]. Il y a un grand nombre de matériaux qui pourraient être utilisés pour le stockage par sorption si on se focalise uniquement sur le principe thermodynamique des réactions réversibles [30] :

— une grande affinité du sorbant pour le sorbat : ce qui est important pour avoir une puissance spécifique utilisable ;

— une meilleure volatilité du sorbat (par rapport au sorbant) en absorption ;

— une grande densité énergétique de stockage ;

— une grande conductivité thermique (en particulier pour l'adsorption) pour un bon transfert de chaleur ;

— des conditions d'équilibre thermodynamique adaptées aux températures de fonctionnement souhaitées du procédé. Par exemple, l'utilisation de capteurs plats (moins chers et plus durables) et le maintien de la température de régénération (charge) à un niveau aussi bas que possible améliorent le rendement des capteurs solaires thermiques ;

— la sécurité environnementale, non-toxicité, faible Potentiel de Réchauffement Global (GWP) et Potientiel de Déplétion Ozonique (PDO) ;

— la non-corrosivité des matériaux ;

— une bonne stabilité thermique et chimique dans les conditions de fonctionnement (température, pression) ;

— un niveau modéré de la plage de pression de fonctionnement : si possible, éviter les conditions excessives de pression, notamment le vide poussé ;

— un faible coût du matériau ;

Ces critères sont souvent difficilement conciliables et un compromis s'avère nécessaire. Un autre point sensible est lié aux réacteurs et échangeurs de chaleur. Faninger, et al [33] suggèrent que, pour le stockage intersaisonnier, les réacteurs séparés sont plus adaptés que les réacteurs intégrés (Figure (1.15)).

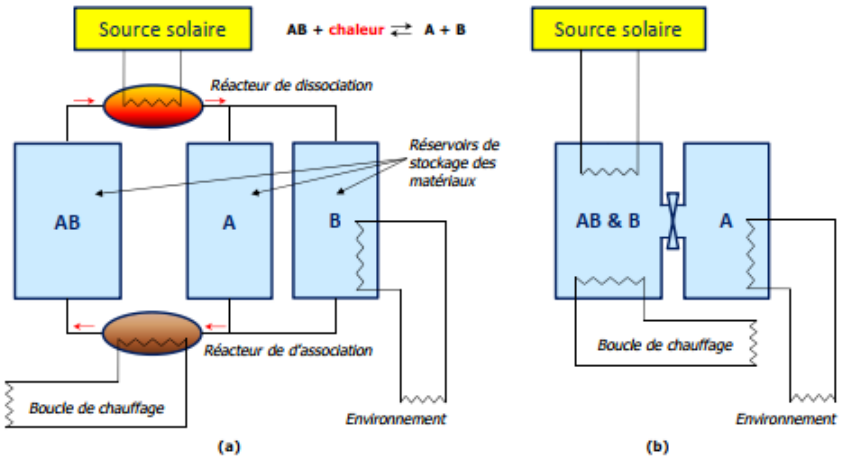


FIGURE 1.15 – (a) Réacteur séparé et (b) Réacteur intégré (schéma adapté à partir de [33])

Le transit des solides n'est pas nécessaire lorsqu'on utilise des réacteurs intégrés, c'est pourquoi ils sont généralement utilisés pour les matériaux de sorption solides. Pour déclencher la sorption, l'ensemble du matériau de stockage doit être chauffé à partir de la température ambiante ; de plus, la chaleur est perdue dans l'environnement pendant et après le déchargement pour les grands stockages, ce qui est souvent le cas pour le stockage à long terme [33, 34, 35]. Il en résulte une perte de chaleur plus importante, surtout si le réacteur est monobloc plutôt que modulaire. Cependant, dans un réacteur séparé, le système est plus efficace car il suffit de cuire une quantité minimale d'absorbant et de sorbate dans le réacteur, en fonction de la puissance nécessaire. De plus, la surface de

l'échangeur de chaleur est inférieure à ce qu'elle serait avec un réacteur intégré. En outre, comme il est plus petit, le réacteur peut facilement être isolé (calorifugé) et même agité pour améliorer le transfert de masse. Trois conceptions distinctes de réacteurs pouvant être utilisés pour l'adsorption ont été données et explorées par les auteurs : un réacteur à lit fluidisé, une extrusion réactive et un réacteur continu. [36, 37] introduisent l'approche constructale dans la conception de ces réacteurs.

L'utilisation d'échangeurs de chaleur efficaces a un impact important sur l'ensemble du processus lorsqu'il s'agit d'échangeurs de chaleur. La température minimale requise pour le chauffage du bâtiment (ou la production d'eau chaude) et le pincement de l'échangeur de chaleur de la boucle de chauffage à l'échangeur de chaleur du réacteur déterminent la température minimale de récupération de la chaleur. Il est donc préférable que les échangeurs de chaleur du réacteur aient une efficacité élevée. Pour certains matériaux dont la conductivité thermique ou la vitesse de réaction est lente, ce point est extrêmement crucial.

Des considérations similaires s'appliquent à la source de chaleur à basse température qui alimente l'évaporation, car la densité du stockage diminue à mesure que la température de la production de vapeur augmente.

1.12 Applications de stockage d'énergie

Comme discuté dans la section 1.7, le stockage d'énergie par changement de phase solide-liquide est intrinsèquement un processus transitoire et convient mieux aux systèmes qui travaillent en intermittente, tels que des cycles marche-arrêt ou de pointe périodiques, ou pour les systèmes qui nécessitent un stockage d'énergie thermique pour une utilisation ultérieure. Les MCP sont couramment utilisés dans les applications de gestion thermique et de stockage d'énergie thermique.

1.12.1 Stockage d'énergie dans les matériaux de construction

Le stockage d'énergie présente depuis longtemps un critère de choix des matériaux de construction. Dès les premiers jours, l'homme a voulu concevoir des habitations confortables qui absorbent la chaleur pendant la journée, évitant la surchauffe, et qui retiennent le plus de chaleur possible la nuit, maintenant une température confortable à l'intérieur. L'utilisation de matériaux tels que l'adobe un excellent exemple. Ces matériaux stockent des quantités importantes de chaleur sensible pendant la journée et la libèrent lentement pendant la nuit, créant ainsi une demeure confortable dans les environnements désertiques.

Les MCP peuvent être utilisés pour la régulation de la température, le stockage de chaleur ou de froid avec une densité de stockage élevée et le confort thermique dans les bâtiments nécessitant une plage de température étroite. Par conséquent, si l'énergie solaire est stockée ecacement, elle peut être utilisée pour le froid nocturne. L'utilisation des MCP est une opportunité pour répondre à la demande de chauffage. Il aide à stocker l'énergie disponible pendant la journée et à maintenir la température du bâtiment dans un niveau de confort. Le stockage d'énergie dans les murs ou d'autres composants du bâtiment peut être amélioré en encapsulant le MCP dans les surfaces du bâtiment. La chaleur thermique latente du MCP est utilisée pour capter directement l'énergie solaire ou la chaleur

ou le froid artificiels et diminuer les variations de température dans le bâtiment. Il maintient également la température plus proche de la température souhaitée tout au long de la journée. Les chercheurs ont proposé du MCP encapsulé au niveau macro ou micro dans le béton, les plaques de plâtre, le plafond et le sol afin d'obtenir une plage de température raisonnablement constante.

1.12.2 Systèmes d'énergie solaire

1.12.2.1 Centrale à énergie solaire concentrée

Un inconvénient évident des systèmes d'énergie solaire de tout type est la limitation de l'efficacité de la technologie aux périodes de rayonnement solaire élevé. C'est particulièrement un problème pour les grandes centrales solaires commerciales, car la demande d'électricité n'est pas limitée aux heures de la journée. L'utilisation de MCP pour le stockage d'énergie thermique (SET) dans ces applications est fortement recommandée. Le creux parabolique est la technologie la plus utilisée. Un exemple de technologie de cuvette parabolique est illustré (figure (1.16)). Dans cette figure, le récepteur thermique est supporté au-dessous des miroirs de concentration.



FIGURE 1.16 – Capteurs solaires paraboliques avec fluide caloporteur dans le tube absorbant l'énergie thermique [38])

Le récepteur est un tuyau noir enfermé dans un tube à vide pour réduire les pertes par convection. Un fluide caloporteur à haute température et haute pression circule dans les tuyaux récepteurs. Selon la conception du système, le fluide peut servir de source de chaleur dans un évaporateur, créant de la vapeur qui alimente une turbine à courant qui entraîne un générateur, ou le fluide peut directement se vaporiser lorsqu'il traverse le champ solaire, puis passer directement à travers la turbine sans échangeur de chaleur intermédiaire (appelé génération directe de vapeur). Dans l'une ou l'autre conception, pendant les périodes de fort ensoleillement, il est possible d'absorber plus d'énergie solaire thermique dans le fluide. Cet excès d'énergie solaire thermique peut être stocké à l'aide de chaleur sensible ou latente dans des réservoirs de stockage comme le montre la figure (1.17).

1.12.2.2 Applications solaires domestiques

Alors que les grandes centrales CSP ont certainement des incitations techniques et économiques importantes pour mettre en oeuvre des systèmes de stockage d'énergie thermique à base de MCP, les systèmes solaires à plus petite échelle peuvent également tirer certains avantages du SET.

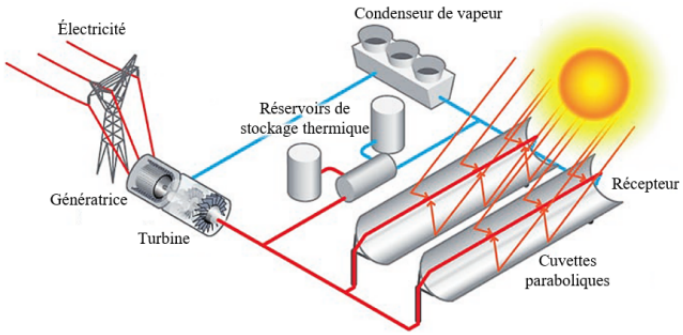


FIGURE 1.17 – Un exemple de centrale solaire de production directe de vapeur avec stockage d'énergie thermique [38]

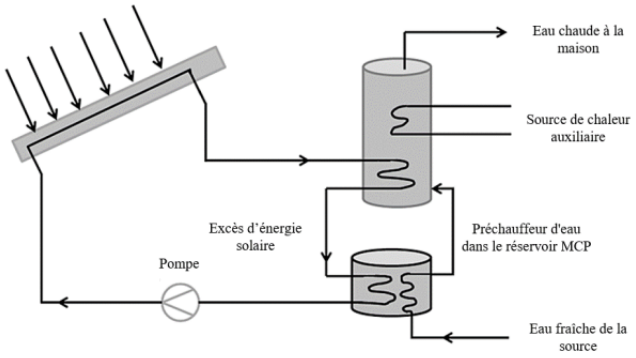


FIGURE 1.18 – Système de chauffe-eau solaire sanitaire avec stockage thermique à base de MCP [38]

Un système de chauffe-eau solaire à petite échelle avec stockage d'énergie est illustré à la figure(1.18). Ces systèmes comportent un capteur solaire plat, généralement monté sur le toit, qui comporte un fluide caloporteur traversant les tubes récepteurs. Ces tubes sont isolés dans une enceinte avec une plaque de protection en verre. Le fluide caloporteur ne peut pas être utilisé pour créer de la vapeur et entraîner un système d'alimentation, mais il est suffisamment chaud pour fournir de la chaleur à un ballon d'eau chaude. Comme avec le CSP, l'efficacité du système est limitée aux heures de la journée, mais le système solaire thermique peut être conçu pour stocker de la chaleur supplémentaire à l'aide du MCP dans les réservoirs de stockage pendant la nuit, réduisant considérablement la dépendance au gaz naturel supplémentaire ou au chauffage électrique.

1.13 Conclusion

Dans ce premier chapitre, une étude bibliographique sur les systèmes de stochage thermique et les capteurs solaires intégrant des matériaux à changement de phase a été présenté. Cette étude bibliographique a permis dans un premier temps de justifier le développement d'un système de stockage thermique dans des systèmes équipés de cuves et de capteurs solaires thermiques pour des raisons d'efficacité énergétique et d'optimisation dans l'exploitation des sources d'énergie renouvelable.

Chapitre 2

Sélection des matériaux à changement de phase

2.1 Introduction

L'utilisation de la glace comme matériau stockage d'énergie thermique pour refroidir les aliments semble avoir commencée au Moyen Âge, vers 1200, ce qui rend l'histoire des MCP assez ancienne. En hiver, la glace était récoltée sur des lacs ou des rivières gelés, et sa fonte était contrôlée par des systèmes isolants en sciure de bois et/ou de paille. Actuellement, la seule utilisation vraiment répandue du stockage de l'énergie thermique à chaleur latente est le refroidissement des bâtiments par la glace.

Comme ce n'est qu'en 1949 que Maria Telkes, un ingénieur hongrois, a construit une maison solaire à Boston, dans le Massachusetts, en utilisant un système de chauffage au MCP, le développement des MCP est plus récent. L'une des premières installations de MCP a chauffé une surface de $135 m^2$ à l'aide de trois conteneurs en acier contenant un total de 21 tonnes de sulfate de sodium décahydraté, également connu sous le nom de sel de Glauber.

Le dispositif a fonctionné admirablement pendant deux saisons de chauffage et avait une capacité de stockage de l'équivalent de 12 jours de chaleur. Par la suite, le fonctionnement a été entravé par la ségrégation et la déshydratation du sel. Ces résultats ont incité Maria Telkes et de nombreux autres chercheurs à concentrer leurs études sur la stabilité et l'encapsulation des MCP.

Il a été démontré que l'intégration de matériaux à changement de phase (MCP), comme moyen de stockage de l'énergie thermique, améliore l'efficacité des systèmes solaires en captant l'excès d'insolation pendant les périodes de pointe pour répondre à la demande de rafraîchissement en période de faible insolation.

Les matériaux à changement de phase (MCPs) sont des composés qui stockent et libèrent de la chaleur latente lors d'une transformation de phase (solide-liquide) à température constante. Comme pour la transformation de la glace en eau qui se produit lorsque la température dépasse les 0°C, les matériaux à changements de phase changent d'état (solide-liquide) en fonction de leur température de fusion.

L'étude vise à apporter des solutions qui répondent aux enjeux du stockage de l'éner-

gie thermique, en associant économie d'énergie, solution durable, faible coût et efficacité. Dans ce contexte, l'idée générale de notre recherche réside principalement dans l'utilisation de matériaux à changement de phase (MCPs) dont l'avantage est d'emmagasiner de grandes quantités de chaleur sous de faibles volumes pendant leur transition de phase.

2.2 Classification des MCPs

Les matériaux à changement de phase sont nombreux et disponibles dans n'importe quelle gamme de température souhaitée. Les MCP peuvent être classés selon leur nature chimique, en trois catégories (**organiques**, **inorganiques** et **eutectiques**). Un grand nombre de matières chimiques organiques et inorganiques peuvent être identifiées comme MCP d'un point de vue température et chaleur latente de changement de phase. En revanche, le point de transition de phase dans une plage de fonctionnement pour la majorité d'entre eux, ne permet pas de satisfaire aux critères requis pour un support de stockage adéquat. Afin de pallier ces inconvénients, des solutions seront proposées après avoir passé en revue les différentes familles de matériaux à changement de phase.

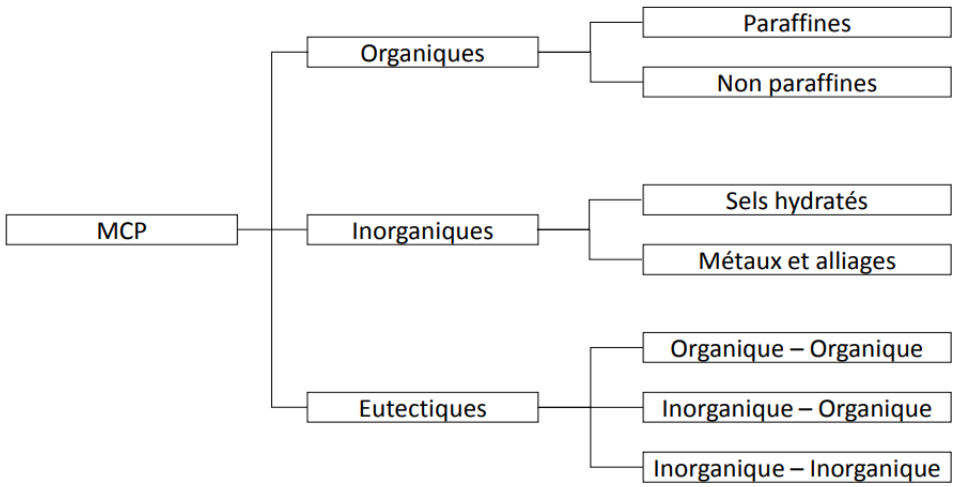


FIGURE 2.1 – Classification des MCPs liquide-solide

On peut classer les MCP selon trois catégories :

— Les composés organiques : paraffines, corps non–paraffiniques.

— Les composés inorganiques : hydrates de sels, sels et métaux.

— Les eutectiques de corps inorganiques et/ou organiques.

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

2.2.1 Composés organiques

2.2.1.1 Paraffines

Les paraffines sont une famille d'hydrocarbonés saturés. Au-delà de $C_{15}H_{32}$ elles sont solides sous formes de cires. Globalement, plus la chaîne carbonée est longue plus la température de fusion est élevée et plus la chaleur latente est grande. Dans cette catégorie, on peut citer notamment les paraffines *n-Hexadecane* (T_{fusion} = 22°C), *n-Nonacosane* (T_{fusion} = 63,4°C) ou encore le *n-Triacontane* (T_{fusion} = 65,4°C). La plupart des paraffines commerciales sont obtenues par distillation à base de pétrole et ne sont pas pures mais des mélanges de plusieurs hydrocarbures.

Les avantages sont la grande stabilité chimique des paraffines; elles n'ont pas tendance à la ségrégation des phases donc permettent de grands nombres de cycles fusion et solidification consécutifs. La chaleur latente de fusion et solidification est grande. Il n'y a quasiment pas de surfusion avec les paraffines et les agents de nucléation ne sont pas nécessaires. De plus les paraffines ne sont pas toxiques et 100% recyclables.

Les inconvénients sont d'origine pétrolière des paraffines commerciales; ainsi que le fait que la conductivité thermique à l'état solide soit assez faible. Le volume occupé par la paraffine peut varier significativtivement avec le changement d'état. Contrairement aux sels hydratés la zone de température de changement de phase est assez étalée sur plusieurs degrés, le pic est plus large et moins élevé.

2.2.1.2 Acides gras

Les acides gras naturels possèdent une chaîne carbonée de 4 à 36 atomes de carbone. L'intérêt d'utiliser les acides gras comme MCP est de couvrir une gamme de température allant de 40 à 150°C selon la longueur de la chaîne carbonée. Ils ressemblent aux paraffines avec des variances dans les avantages / inconvénients.

Les avantages, ils sont un pic de fusion souvent étroit et bien démarqué sur une plage de température réduite et une stabilité dans les cycles de fusion et de solidification. La chaleur latente est assez grande sur les acides gras.

Les inconvénients sont les mêmes que pour les paraffines avec en plus une légère corrosivité et un coût deux à trois fois supérieur.

2.2.2 Composés inorganiques

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

2.2.2.1 Hydrates de sels

La famille des sels hydratés constitue un réservoir à MCP avec les avantages les plus nombreux mais aussi de gros inconvénients. Ces substances sont constituées d'un sel et d'eau qui forment une matrice cristalline lors de la solidification. Lors de la liquéfaction certains sels hydratés forment un ensemble congruent mais pas tous, c'est un point délicat pour l'usage de ces matériaux.

Les avantages des sels hydratés sont un bilan d'énergie grise intéressant [44] et des prix d'achat très bas par rapport aux autres MCP. La plage de température correspondant au pic de fusion est étroite et la chaleur latente volumique est très intéressante, plus élevée que pour les MCP organiques. La conductivité thermique est aussi plus grande que pour les autres MCP.

Les inconvénients sont une tendance à la surfusion qui correspond à l'état liquide d'un corps alors que sa température est inférieure à la température de cristallisation (figure (2.3)). Elle n'apparaît que pour certains types de MCP comme les matériaux inorganiques. La surfusion empêche l'utilisation de la chaleur latente de changement de phase à la température voulue, d'où il est nécessaire de faciliter la nucléation au moyen de cristaux solides stables autour de la température de cristallisation : ceux-ci servent de points d'accroche pour la cristallisation du matériau. Surtout la ségrégation des phases liquide et solide après un certain nombre de cycles, dès les premiers pour certains sels hydratés empêche le bon fonctionnement des cycles fusion / solidification.

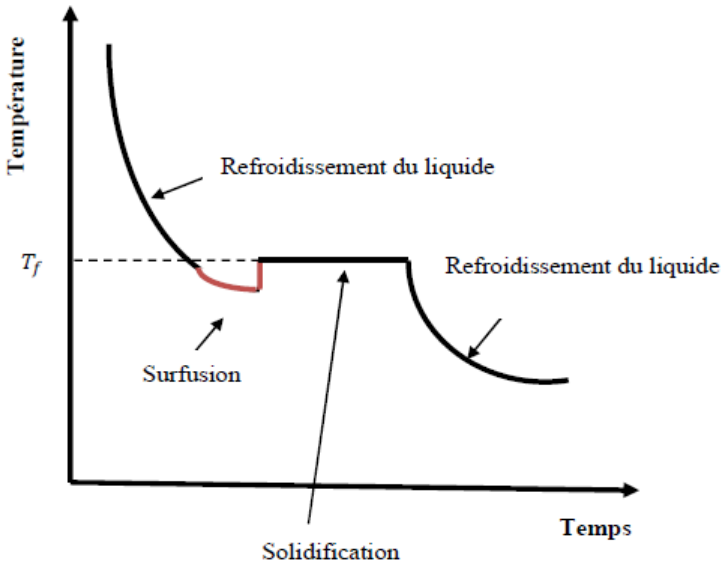


FIGURE 2.2 – Solidification présentant une surfusion

2.2.2.2 Sels

Les sels sont des composés ioniques neutres formés à partir de cations et d'anions. Les sels purs et les mélanges de sels non eutectiques présentent généralement un large spectre de températures de fusion et une chaleur latente variant selon leur type. Les fluorures et les chlorures présentent ainsi une chaleur latente plus élevée que les nitrates ou les sulfates [45].

Les avantages sont très intéressants pour leur utilisation dans le stockage thermique à haute température, car ils possèdent une température de fusion entre 250 et 1680°C et des chaleurs latentes de fusion entre 68 et 1040 kJ/kg. L'intérêt des sels est qu'ils présentent une expansion volumique beaucoup plus faible que les composés organiques (de l'ordre de 7%) [45]. Comme les hydrates de sels, un des avantages est leur coût relativement faible

devant les composés organiques, ce qui les rend attractifs pour leur utilisation dans le stockage latent.

Les inconvénients des sels peuvent aussi présenter un peu de surfusion. Un autre point non négligeable est leur aptitude à corroder les métaux, ce qui rend la conception des réservoirs de stockage plus compliquée. Par ailleurs, les sels peuvent être des oxydants puissants et sont donc incompatibles avec les huiles thermiques, dont l'utilisation comme fluide caloporteur sera à proscrire. Enfin, quelques sels présentent des problèmes de stabilité thermique, leurs propriétés pouvant s'altérer avec le temps [45].

2.2.2.3 Métaux

Quelques auteurs se sont attardés sur l'utilisation de métaux en tant que MCP, notamment Kotzé et al. [46] ou encore Ge et al. [47]. On peut citer notamment le Potassium ($T_{fusion} = 63,2°C$) et le Lithium ($T_{fusion} = 186°C$) [47].

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

Les inconvénients sont encore à un stade de recherche et ils ne sont pas encore sérieusement envisagés pour une application industrielle en raison de la contrainte de masse [47]. De plus, ils présentent aussi des problèmes de corrosion. Les quelques MCP envisagés sont le gallium ou encore le plomb-bismuth.

2.2.3 Eutectiques

Les MCP eutectiques sont des mélanges de deux ou plusieurs substances qui se comportent comme un corps pur, c'est-à-dire que leur température de changement d'état est unique. En général, les eutectiques sont des mélanges de MCP organiques et inorganiques. Ils présentent les avantages suivants :

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

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

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

D'un autre côté, le choix de la température de fusion est un paramètre clé dans la conception des MCP, car elle détermine la capacité de stockage du système, sa taille et sa gamme d'application.

Pour que le stockage soit le plus efficace possible, il faut utiliser des matériaux à changement de phase notés MCP qui ont les chaleurs latentes les plus élevées possibles. Mais le choix d'un MCP ne se fait pas en fonction de ce seul paramètre. De nombreux corps peuvent être considérés comme des MCP mais la plupart d'entre eux sont écartés pour des considérations thermiques, physiques, chimiques mais aussi économiques.

2.3 Critères de choix

Pour choisir un MCP, il faut se poser les bonnes questions sur l'utilisation et la mise en oeuvre du futur système de stockage. Pour choisir le MCP optimal, il faut prendre en compte et étudier la densité de stockage nécessaire, les puissances de charge et de décharge, ainsi que les paramètres économiques et environnementaux. Pour sélectionner le matériau optimal pour une application particulière, plusieurs stratégies ont été proposées par divers auteurs [39, 40, 41, 42, 43]. Cependant, il n'existe aucune méthode privilégiée.

En fonction de l'utilisation que l'on va faire du MCP, il existe plusieurs critères à prendre en compte pour faire le bon choix d'un matériau.

Les quatre catégories d'attributs idéaux - propriétés thermophysiques, propriétés cinétiques et chimiques, propriétés économiques et propriétés mécaniques - sont donc proposées dans ce paragraphe comme cadre général.

- **Propriétés thermiques** :
  - Température de stockage-déstockage adéquate
  - Grande valeur de la chaleur latente
  - Bonne conduction thermique
- **Propriétés physiques** :
  - Faible tension de vapeur
  - Faible variation de densité au changement d'état
  - Forte densité
  - Pas ou peu de surfusion
  - Vitesse de cristallisation suffisante
- **Propriétés chimiques** :
  - Stabilité chimique sur de longues périodes
  - Compatibilité avec les matériaux en contact
  - Non toxicité et non pollution
- **Propriétés économiques** :
  - Abondance et faible coût
  - Facilement disponible

Il est très rare de trouver un corps pur répondant à tous ces critères simultanément et les compromis sont nécessaires. Le choix du MCP est considérablement restreint par un paramètre généralement imposé qui est la température de fusion. C'est pourquoi, il est envisagé d'utiliser des MCP qui soient des solutions et en particulier des mélanges.

2.4 Encapsulation des MCP

Dans cette technique, le MCP doit être encapsulé avant d'être intégré dans une unité de stockage. Regin et al [58] ont mentionné que l'encapsulation des MCP doit respecter les points suivants :

— Satisfaire les exigences de résistance, de durabilité, de stabilité thermique.
— Protéger le MCP, en agissant comme une barrière, contre les interactions destructrices avec l'environnement.
— Avoir une surface suffisante pour un transfert de chaleur efficace.
— Etre structurellement stable et facile à manipuler.

La méthode d'encapsulation est prometteuse puisqu'elle présente deux avantages principaux : d'une part, la surface d'échange entre le MCP et l'extérieur augmente considérablement, et d'autre part, les risques de fuites diminuent quand le MCP est à l'état liquide.

En général, il existe deux types d'encapsulation des MCP à savoir la **La macro-encapsulation** et **La micro-encapsulation** .

La macro-encapsulation est l'inclusion du MCP dans une « enveloppe » solide rigide ou non. Les flux thermiques transiteront à travers cette enveloppe donc celle-ci ne doit pas présenter de forte résistance thermique. En cas de MCP qui présente un changement de volume occupé lors du processus de changement d'état, l'espace libre correspondant doit être prévu dans l'enveloppe. La Figure (2.3) présente des exemples de macro-encapsulation.

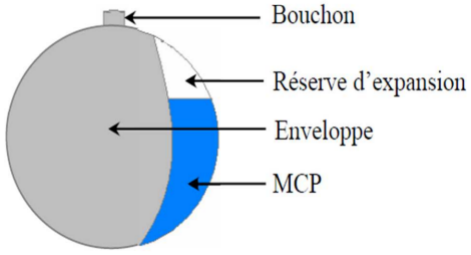


FIGURE 2.3 – Conditionnement de MCP en capsule

La micro-encapsulation est une technologie moderne et efficace qui nous permet d'encapsuler les éléments actifs dans des enveloppes, avec des tailles de particules allant de 1 à 1000 microns (pour la paraffine). La Figure (2.4) présente des illustrations de MCP microencapsulés.



FIGURE 2.4 – Illustration de MCP micro-encapsulés

2.5 Domaines d'applications des MCP

Plusieurs applications utilisent les matériaux à changement de phase de type organique. Des matériaux à température en dessous de 15°C peuvent être utilisés dans le domaine du bâtiment pour refroidir l'air à l'intérieur des pièces [48]. Les matériaux avec des températures de fusion qui dépassent les 280°C sont généralement utilisés pour produire de l'électricité. Les applications pour des températures comprises entre 15°C et 90°C concernent principalement les domaines industriels, telles que, des système de récupération de la chaleur fatale [49, 50], les matières de textiles intelligentes [51], la gestion thermique des batteries [52], et plus généralement dans l'électronique [53].

Pour des applications nécessitant des densités de puissances importantes, l'amélioration de la conductivité thermique du MCP est alors nécessaire. L'objectif du paragraphe suivant est d'exposer les systèmes de stockage latent.

2.6 Systèmes de stockage d'énergie par chaleur latente

Il existe différents procédés de stockage d'énergie par chaleur latente.

1. Dans le domaine du froid, on rencontre essentiellement les technologies suivantes [54] :
   - **Bacs à glace** : C'est un système qui est actuellement très répandu à cause de sa simplicité et de la très longue expérience des installateurs. Il s'agit simplement d'une cuve contenant de l'eau en contact direct avec une batterie où circule un liquide froid qui peut être de l'eau glycolée ou le fluide frigorigène lui-même. Autour de ce circuit va se former de la glace remplissant complètement ou partiellement la cuve. Le déstockage s'effectue soit par pompage de l'eau à 0°C mélangée à la glace (fusion externe) soit par circulation d'un liquide chaud (fusion interne) dans la batterie.
   - **MCP encapsulé** : Le principe de ce stockage est d'utiliser un MCP confiné dans des récipients étanches de petites dimensions (quelques cm^3 à quelques litres). Il suffit de les refroidir pour cristalliser leur contenu et de les mettre en contact avec la charge chaude pour le déstockage. Essentiellement, trois formes des capsules sont disponibles : des sphères, des bâtonnets et des plaques.

Un fluide caloporteur procède à un échange d'énergie au contact des capsules. Ce type de stockage, permet l'utilisation des différents types de MCP sans exception. En effet, l'utilisation des eutectiques par exemple, s'avère impossible ou très difficile dans les systèmes tels que le bac à glace car dans de gros volumes, nous rencontrons facilement les phénomènes de ségrégation (séparation des composants de la solution).

- **Fluides frigoporteurs diphasiques** : les frigoporteurs diphasiques solide-liquide les plus étudiés ces dernières années sont les coulis de glace formés de cristaux de glace en suspension dans une solution aqueuse. Ces coulis sont généralement produits sur des parois réfrigérées raclées ou brossées permettant leur détachement de la paroi [55]. Les limites de ce procédé résident, pour l'instant, dans le coût élevé du dispositif de production et dans une fiabilité réduite.

2. Les MCP en combinaison avec un système énergétique et solaire :
   - Pour un système de chauffage à l'énergie solaire, l'association à une capacité de stockage présente des avantages, notamment une utilisation hors période d'ensoleillement.
   - Utilisation solaire passive des MCP a été également étudié à travers les murs trombes [56].
   - Utilisation de ces capsules dans des ballons d'eau chaude pour en augmenter l'inertie thermique, dans des systèmes de plancher stockeur à circulation de fluide, dans des systèmes d'échangeur à air pour le rafraichissement d'une maison individuelle [57].

Dans cette partie du manuscrit, on s'intéressera uniquement au type de stockage où le MCP est confiné dans des capsules sphériques.

2.7 Conclusion

Les Matériaux à Changement de Phase ont été un sujet d'étude depuis au moins trois décennies et la littérature sur le sujet est riche. Dans l'ensemble, les MCP ont un bon potentiel de réduction des charges du chauffage et de climatisation en augmentant la capacité de stockage. Toutefois, cette capacité de stockage peut être améliorée par l'augmentation de la conductivité thermique du MCP. En outre, ces MCP peuvent être utilisés d'une manière passive ou active pour le stockage de l'énergie thermique.

En vue d'optimiser l'autonomie de notre système, l'idée générale de notre étude est d'utiliser deux types de MCPs. Le premier aura un point de fusion de 0°C et jouera le rôle de régulateur thermique de la cuve de stockage afin de la stabiliser dans la plage de température de fonctionnement optimal. Le second aura un point de fusion de 60°C et aura la fonction de stockeur thermique dans le collecteur solaire.

L'enjeu de notre recherche est désormais de concevoir et d'évaluer les performances dynamiques et thermiques d'une cuve de capsule de MCPs dans l'optique de maximiser sa capacité de stockage et d'améliorer sa cinétique de charge/décharge. Le chapitre suivant vise à établir une approche numérique qui décrit le phénomène de fusion du MCP. Pour ce faire, un modèle physique sera développé et simulé.

Chapitre 3

Transfert thermique au sein d'une cuve de capsules de MCP : approche numérique

3.1 Introduction

Le stockage de l'énergie représente un enjeu prometteur dans la transition énergétique, à la fois pour optimiser le rendement des ressources énergétiques et pour en favoriser l'accès [59, 60]. En effet, il permettait d'ajuster la "production" et la "consommation" d'énergie tout en limitant les pertes [61]. L'énergie est stockée lorsque sa disponibilité est supérieure aux besoins, et peut être récupérée lorsque la demande est plus importante [62]. Compte tenu de la production intermittente ou fluctuante de certains types d'énergie, comme les énergies renouvelables, ce fonctionnement permet également de répondre à une demande constante[63].

Les systèmes de stockage de l'énergie thermique sont parmi les options qui permettent de relever ce défi [64, 65]. Par exemple, en France, le stockage thermique fournit des services importants au système électrique et augmente la flexibilité du réseau électrique. De nombreuses options de stockage thermique sont actuellement mûres ou en cours de développement et sont utilisées dans le secteur résidentiel (par exemple, les réservoirs d'eau chaude sanitaire), dans les systèmes de chauffage et de refroidissement urbains, pour récupérer la chaleur perdue dans l'industrie ou pour optimiser la production des centrales solaires thermodynamiques [66]. Avec le développement des systèmes de chauffage et de refroidissement urbains, le stockage thermique massif pourrait jouer un rôle de plus en plus important [67].

Trois approches peuvent être envisagées pour le stockage de l'énergie thermique : le stockage de chaleur sensible, le stockage de chaleur latente et le stockage de chaleur thermochimique. Le stockage de chaleur sensible est la technologie la plus aboutie, mais sa densité énergétique est la plus faible, suivie par le stockage latent et le stockage thermochimique [68].

Le stockage de la chaleur latente à l'aide de matériaux à changement de phase (MCP) est reconnu comme l'une des techniques de stockage d'énergie les plus attrayantes, en raison de sa densité de stockage d'énergie élevée et de sa capacité à fournir une température constante [69, 70, 71]. Il peut être utilisé pour la gestion de la charge électrique

dans diverses applications en déplaçant les besoins de chauffage et de refroidissement électriques des heures de pointe aux heures creuses[72]. Parmi les applications les plus importantes des systèmes de stockage de la chaleur latente, citons la climatisation et le confort thermique (4 à 20°C) et les secteurs médical et alimentaire (−20 à 10°C) [73, 74].

Le stockage du froid à l'aide de MCP permet d'économiser une quantité considérable d'énergie et d'augmenter la durée de vie des unités de refroidissement[75]. Différentes technologies peuvent être utilisées pour stocker le froid sous forme d'énergie latente [69]. Le stockage de chaleur en lit fluidisé à base de MCP fait partie des technologies qui ont été testées et utilisées ces dernières années dans les secteurs médical et alimentaire pour le stockage du froid **[75]**. Ces systèmes sont généralement des réservoirs cylindriques remplis de capsules sphériques de MCP qui permettent le stockage de grandes quantités d'énergie par chaleur latente. Ces systèmes contiennent un lit fixe de capsules sphériques de MCP, qui est traversé par un fluide caloporteur afin d'effectuer une charge ou une décharge thermique par transfert convectif de chaleur [76].

Plusieurs modèles ont été développés pour simuler le comportement dynamique et thermique des systèmes de stockage de la chaleur[77, 78]. Il existe deux groupes principaux de modèles numériques, le modèle homogène et le modèle hétérogène [79]. Le premier considère le MCP et le fluide caloporteur comme un milieu homogène équivalent avec une température locale unique. Le second modèle prend en compte le gradient thermique entre le MCP et le fluide caloporteur. En général, l'utilisation du modèle homogène est justifiée par la petite taille des capsules sphériques et par la faible vitesse d'écoulement du fluide caloporteur [80, 81].

Il existe trois types de modèle hétérogène : le modèle de Schumann [82] ?, le modèle de diffusion concentrique [83] et le modèle de la phase solide continue [84]. Le modèle de Schumann est unidimensionnel et prend en compte le transfert de chaleur entre le fluide caloporteur et le MCP [85]. Cependant, ce modèle a ses limites car il ne prend pas en compte la conduction thermique axiale au sein du fluide et du MCP, ainsi que la diffusion radiale au sein de la capsule sphérique du MCP [86]. Le modèle de diffusion concentrique est un modèle biphasé hétérogène, qui a la particularité de prendre en compte la conduction thermique à l'intérieur du MCP et le transfert de chaleur entre le fluide caloporteur et la capsule sphérique de MCP [87, 88]. Ce modèle considère le lit de capsules comme un milieu poreux isotrope et le divise en plusieurs couches dans la direction axiale. Toutes les capsules sphériques de la même couche sont supposées se comporter de la même manière et chaque couche peut être modélisée et discrétisée en utilisant une seule capsule sphérique [89, 90].

Le modèle de phase solide continue considère le système de stockage latent comme un milieu continu et non comme un milieu composé de capsules MCP indépendantes. Cependant, la conduction dans les directions axiale (modèle unidimensionnel) et/ou radiale (modèle bidimensionnel) à l'intérieur du milieu MCP peut être envisagé [91].

Il existe deux expressions couplées dans le système d'équations de conservation de l'énergie, l'une pour le MCP et l'autre pour le fluide caloporteur [92, 93]. A notre connaissance, peu d'études numériques ont été publiées sur le stockage de froid latent positif utilisant des MCP ayant une température de fusion comprise entre 0 et 4°C. Ce travail vise à présenter un modèle mathématique pour décrire les performances d'un réservoir

de stockage d'énergie froide utilisant des MCPs confinés dans des capsules sphériques. Les MCP étudiés ont des températures de changement de phase comprises entre 0 et 4°C et une solution de monoéthylène glycol est utilisée comme fluide caloporteur.

Une étude détaillée a également été menée pour mieux comprendre le comportement du stockage latent utilisant plusieurs MCP. Dans ce chapitre, une méthode de source de chaleur [95] qui est différente des modèles discutés ci-dessus, est utilisée comme modèle physique pour décrire le processus de changement de phase à l'intérieur des capsules. Cette méthode a la particularité de prendre en compte la conduction thermique lors du processus de fusion du MCP ainsi que la convection naturelle dans la phase liquide du MCP via une conductivité thermique effective.



FIGURE 3.1 – Systèmes de stockage du froid [96]

3.2 Modèle physique

La figure(3.2) illustre le système de stockage latent utilisé dans cette étude. Il se compose d'un réservoir cylindrique avec une hauteur L et un diamètre D. Le réservoir contient un MCP confiné dans des capsules sphériques placées aléatoirement avec une porosité ε. Les capsules ont un diamètre d et sont fabriquées en polyéthylène haute densité.

Pendant le processus de charge/décharge, le fluide caloporteur (HTF) se déplace à une température constante depuis le fond du réservoir pour céder/accumuler de la chaleur par transfert convectif. Le HTF utilisé dans notre étude sera de l'eau. Le processus de charge/décharge est considéré comme terminé lorsque la température devient uniforme dans l'ensemble du système.

Avant de décrire le modèle physique, il est important d'exposer les principales hypothèses :

— Pour assurer une bonne stratification dans le réservoir, l'écoulement se fait du haut vers le bas pendant la période de décharge.

— L'écoulement dans le réservoir est unidirectionnel et le changement de phase dans les capsules est considéré comme concentrique selon le rayon de la capsule.

— Toutes les capsules ont le même diamètre (d).

— Dans chaque volume de contrôle, on suppose que toutes les capsules ont le même comportement thermique.

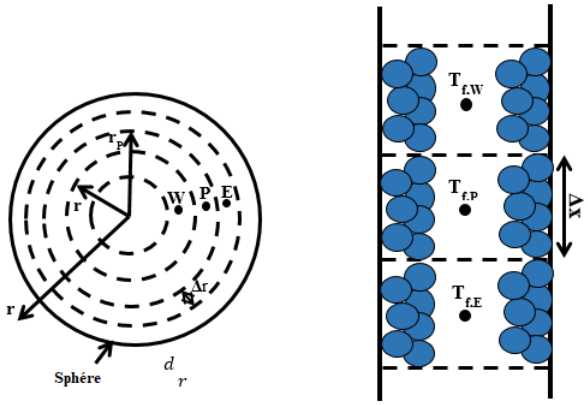


FIGURE 3.2 – Discrétisation d'une capsule de MCP et du réservoir

Les principaux paramètres de notre système de stockage sont résumés dans le tableau 3.1 :

TABLEAU 3.1 – Les dimensions de la cuve de stockage thermique

Paramètres	Valeurs
Longueur de la cuve (H)	$1,4m$
Diamètre de la cuve D	$1m$
Diamètre de capsules d	$77mm$
Porosité ε	0,4

Le système d'équations de conservation de l'énergie se compose de deux expressions couplées : une équation pour le **HTF** et une autre pour le **MCP**. En considérant les hypothèses mentionnées précédemment, les équations du modèle sont présentées comme suit :

- Phase fluide

$$\rho_f c_f \varepsilon \frac{\partial T_f}{\partial t} + \rho_f c_f u_f \frac{\partial T_f(x,t)}{\partial x} = \lambda_f \frac{\partial^2 T_f(x,t)}{\partial x^2} + U_f A_f \left(T_{mcp}(R) - T_f(x,t)\right) \tag{3.1}$$

- Phase solide (MCP)

$$(\rho c)_{mcp} \frac{\partial T_{mcp}(r,t)}{\partial t} = \frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial r}\left(r^2 \lambda_{mcp} \frac{\partial T_{mcp}(r,t)}{\partial r}\right) - \rho_{mcp} L_F \frac{\partial f(r,t)}{\partial t} \tag{3.2}$$

où, T_f et T_{mcp} représentent la température du fluide et de la particule de MCP respectivement, C_p la capacité calorifique massique du fluide caloporteur, ρ la masse volumique, λ la conductivité thermique, L_F la chaleur latente de fusion et f la fraction liquide.

Le paramètre A_f désigne la surface spécifique de la particule (en m^{-1}) et s'exprime comme suit :

$$A_f = \frac{6(1-\varepsilon)}{d} \tag{3.3}$$

Cette expression est définie comme étant le rapport entre la surface d'une particule du lit sur le volume total du lit. Par ailleurs, un bilan de masse n'est pas nécessaire puisqu'à l'évidence la masse est conservée à travers notre système. Le coefficient de transfert convectif entre le fluide et les particules de MCP au sein du lit de stockage noté U_f, est défini par [97] :

$$U_f = \frac{\lambda_f}{d}\left[3.22\,Re^{1/3}\,Pr^{1/3} + 0.117\,Re^{0.8}\,Pr^{0.8}\right] \tag{3.4}$$

Les nombres de Reynolds Re et de Prandtl Pr s'écrivent respectivement :

$$Re = \frac{\rho_f d u_f}{\mu_f}$$

$$Pr = \frac{C_{p,f}\mu_f}{\lambda_f}$$

Le membre gauche de l'équation (3.2), représente l'accumulation d'énergie au sein de la capsule. Le premier terme du côté droit correspond à la diffusion de la chaleur dans le corps alors que le second tient compte du changement de phase dans celui-ci.

Les conditions aux limites et initiales s'écrivent de la manière suivante :

- Pour la phase fluide
  - A l'instant initial, la température est supposée uniforme :

$$T_f(x,0) = T_{ini} \tag{3.5}$$

- Pour la phase solide (MCP)
  - A l'instant initial, la température est supposée uniforme :

$$T_{mcp}(r,0) = T_{ini} \tag{3.6}$$

Les conditions aux bords peuvent se traduire de la manière suivante :

- Pour la phase fluide
  - A $x = 0$, la température du fluide est donneé par :

$$T_f(0,t) = \beta t + T_{ini} \tag{3.7}$$

  - A $x = L$, on a :

$$\frac{\partial T_f(H,t)}{\partial x} = 0 \tag{3.8}$$

- Pour la phase solide (MCP)

— La condition d'axisymétrie sur l'axe de la capsule s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \mathrm{T}_{mcp}(0,t)}{\partial r} = 0 \tag{3.9}$$

— La condition d'échange thermique au niveau de la paroi est donnée par :

$$-\lambda_{mcp}\frac{\partial \mathrm{T}_{mcp}(\mathrm{R},t)}{\partial r} = \mathrm{U}_f(\mathrm{T}_{mcp}(\mathrm{R},t) - \mathrm{T}_f) \tag{3.10}$$

On résout les équations (3.1) et (3.2) en utilisant un schéma aux volumes finis. Compte tenu de la symétrie axiale, le volume de contrôle $\mathrm{V_P}$ pour le MCP, correspond d'une sphère dont la tranche est représentée en grisée sur la Figure (3.3).

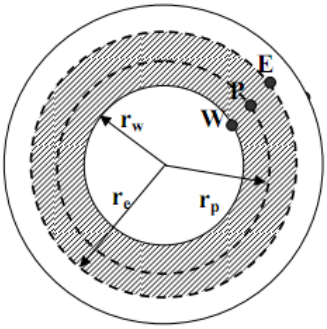


FIGURE 3.3 – Volume de contrôle unidimensionnel (en gris)

Nous utilisons la méthode des volumes finis présentée par Patankar [102]. L'équation discrète pour chaque volume de contrôle est la suivante :

$$a_\mathrm{P}\mathrm{T_P} = a_\mathrm{W}\mathrm{T_W} + a_\mathrm{E}\mathrm{T_E} + b \tag{3.11}$$

Les indices P, W et E font réferences aux positions des noeuds et les indices w et e font références aux positions des faces des volumes de contrôle.

Les coefficients a_W, a_E , a_P et b sont donnés par :

- Pour la phase fluide

$$a_{f,\mathrm{P}} = \frac{\rho_f c_f \Delta x}{\Delta t} + a_{f,\mathrm{W}} + a_{f,\mathrm{E}} + \mathrm{U}_f \mathrm{A}_f \Delta x \tag{3.12}$$

$$a_{f,\mathrm{W}} = \frac{\lambda_f}{\Delta x} + \varepsilon\rho_f c_f \frac{u}{2} \tag{3.13}$$

$$a_{f,\mathrm{E}} = \frac{\lambda_f}{\Delta x} - \varepsilon\rho_f c_f \frac{u}{2} \tag{3.14}$$

$$b_f = \frac{\rho_f c_f \Delta x}{\Delta t}\mathrm{T}_f^{old} + \mathrm{U}_f \mathrm{A}_f \mathrm{T}_{mcp}\left(\frac{d}{2}, t\right) \tag{3.15}$$

- Pour la phase solide (MCP)

$$a_{mcp,\mathrm{P}} = \rho_{mcp} c_{mcp} \left(\frac{r_\mathrm{E}^3 - r_\mathrm{W}^3}{3\Delta t} \right) + a_{mcp,\mathrm{W}} + a_{mcp,\mathrm{E}} \tag{3.16}$$

$$a_{mcp,\mathrm{W}} = \frac{r_\mathrm{W}^2 \lambda_{mcp,\mathrm{W}}}{\Delta r} \tag{3.17}$$

$$a_{mcp,\mathrm{E}} = \frac{r_\mathrm{E}^2 \lambda_{mcp,\mathrm{E}}}{\Delta r} \tag{3.18}$$

$$b_{mcp} = \rho_{mcp} c_{mcp} \left(\frac{r_\mathrm{E}^3 - r_\mathrm{W}^3}{3\Delta t} \right) \mathrm{T}_{mcp}^{old} + \rho_{mcp} \mathrm{L_F} \left(\frac{r_\mathrm{E}^3 - r_\mathrm{W}^3}{3\Delta t} \right) \left(f_\mathrm{P} - f_\mathrm{P}^{old}(t+\Delta t) \right) \tag{3.19}$$

où T_{mcp}^{old} et f_P^{old} représentent respectivement la température et la fraction liquide dans le volume de contrôle au pas de temps précédent.

Le nombre d'équation de type (3.11) est égal au nombre de volume de contrôle. Par contre, il y a deux fois plus d'inconnues puisqu'aux températures il faut rajouter les fractions liquides.

A la suite des travaux de Voller [98], il a été mis au point une méthode itérative qui permet de déterminer les seules solutions compatibles avec la condition que $\mathrm{T_P} = \mathrm{T_F}$ et $0 < f_\mathrm{P} < 1$ dans les volumes où a lieu la fusion.

Ainsi, quand on débute le calcul, tous les f ont la valeur 0. Mais lorsque pour l'instant t (old) un ou plusieurs des volumes de contrôle dépassent la valeur de la température $\mathrm{T_F}$, on impose une valeur de f_P^k (itération k). Les valeurs provisoires des températures des autres volumes de contrôle sont $\mathrm{T_W^k}$ et $\mathrm{T_E^k}$, tout en maintenant leur valeurs de f_P à 0 ou à 1.

A l'itération suivante, on va changer la valeur de la fraction liquide qui va passer à f_P^{k+1}. La modification est donnée par :

$$f_\mathrm{P}^{k+1}(t) = f_\mathrm{P}^k(t) + \frac{a_{mcp,\mathrm{P}}^k}{\rho_{mcp}^k \mathrm{L_F}} \left(\mathrm{T}_{mcp,\mathrm{P}}^k - \mathrm{T_F} \right) \tag{3.20}$$

On peut obtenir cette formule en comparant les équations aux itérations k et $k+1$, en supposant que la température serait la température de fusion de $\mathrm{T_F}$ et en négligeant les différences entre $\mathrm{T_W^{k+1}}$, $\mathrm{T_W^k}$, $\mathrm{T_E^{k+1}}$ et $\mathrm{T_E^k}$.

A chaque itération, on vérifie tout de même que f_P^{k+1} soit inférieur ou égal à 1 sinon on attribue la valeur de 1.

Les itérations sont poursuivies jusqu'à ce que $|f_\mathrm{P}^{k+1} - f_\mathrm{P}^k| < 10^{-5}$, pour les volumes de contrôle qui sont en train de fondre et où on attribue $\mathrm{T_P} = \mathrm{T_F}$ à l'instant t.

Pour les volumes où il n'y a pas fusion, on vérifie que $|\mathrm{T_P^{k+1}} - \mathrm{T_P^k}| < 10^{-4}$ et où on attribue $\mathrm{T_P^{k+1}}$ à l'instant t.

3.3 Schéma numérique

Les équations de conservation sont modélisées via le logiciel « Fortran 90 » et sa résolution est effectuée en 1D selon l'axe y par méthode des volumes finis. Au sein de la cuve, les capsules seront de taille 77 mm. Le rapport entre le diamètre de la colonne et le diamètre de la capsule D/d sera alors suffisamment élevé pour considérer les effets de bord négligeables. Ainsi, l'hypothèse d'une simulation 1D selon l'axe de la colonne y qui suppose d'avoir une température uniforme sur une section perpendiculaire au sens de l'écoulement, peut être justifiée.

En vue de résoudre les équations différentielles, l'algorithme présenté sur la Figure (3.4) utilise un schéma implicite d'ordre 1 en temps et d'ordre 2 en espace. On appelle i le pas de temps et $imax$ le temps final de la modélisation.

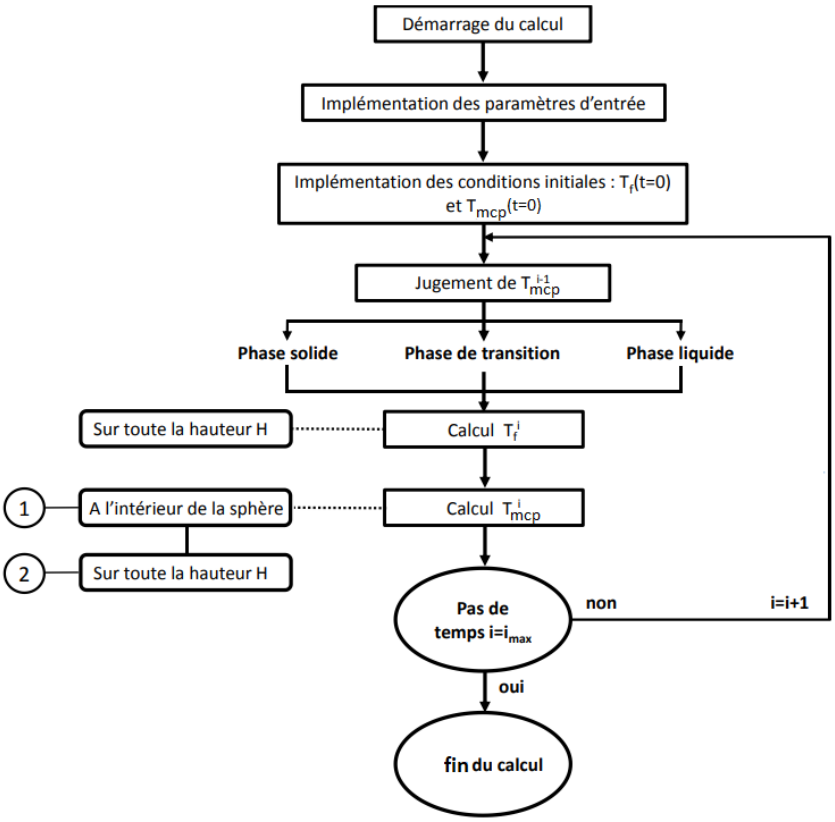


FIGURE 3.4 – Schéma du procédé du calcul numérique

3.4 Validation expérimentale : système à une seule couche de MCP

La cohérence du modèle de la cuve de stockage a été vérifiée en comparant des résultats expérimentaux et ceux donnés par le modèle dans des conditions contrôlées de débit et de températures d'entrée pour de déstockage (Figures (3.5)). Cette figure montre que les résultats issus du modèle numérique semblent tout à fait satisfaisants et restent donc très proches des valeurs expérimentales.

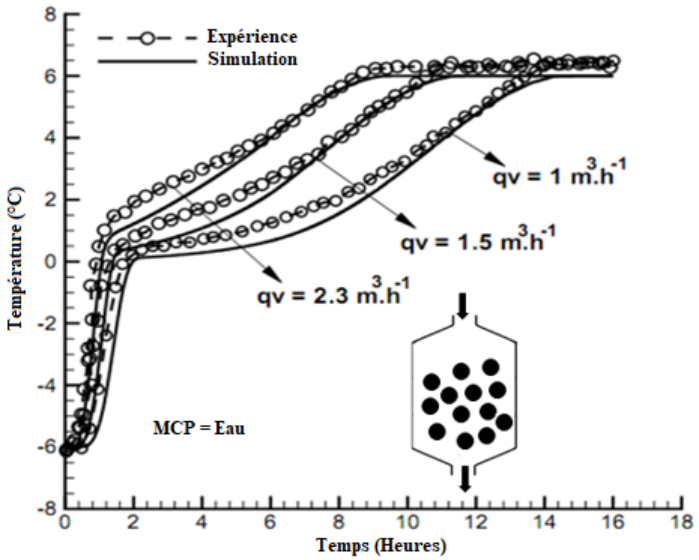


FIGURE 3.5 – Comparaison des températures expérimentale et numérique à la sortie de la cuve pour différents débits

Dans cette étude, le fluide caloporteur circule de haut en bas au **déstockage**. Il se caractérise pour le fluide caloporteur au sein de la cuve par une stratification des isothermes perpendiculaires au sens de l'écoulement. Dans ce cas là, la température est donc une fonction de la hauteur et du temps (voir figure (3.6)).

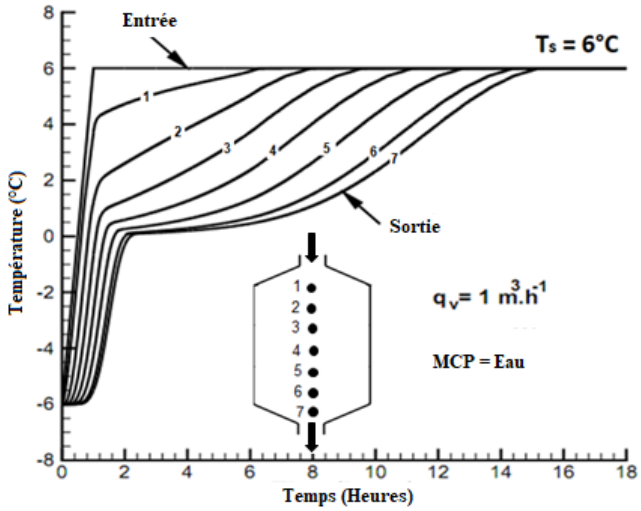


FIGURE 3.6 – Evolution des températures au sein de la cuve au cours d'un déstockage

Sur cette figure, l'absence de retard à la fusion ne permet pas, sauf à très faible débit, d'observer de réel palier, mais uniquement un ralentissement important de la croissance de la température à la sortie de la cuve.

Le modèle nous permet de calculer à tout instant la fraction liquide globale de glace dans les capsules. Sur la Figure (3.7), nous présentons sa répartition totale. La fraction liquide permet de déterminer le début et la fin de la fusion dans la cuve de stockage.

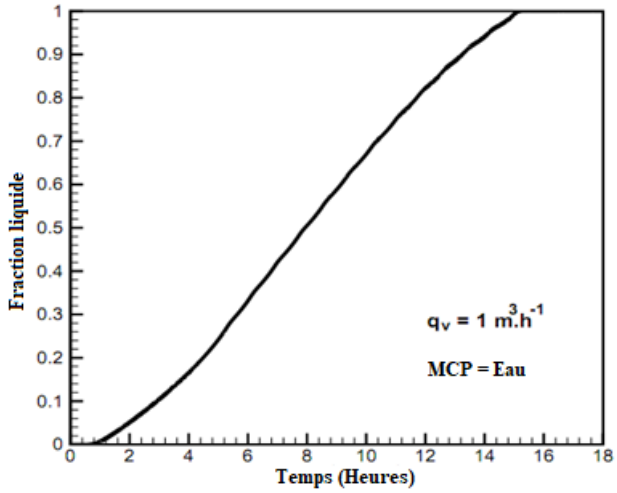


FIGURE 3.7 – Evolution de la fraction liquide globale en fonction du temps

3.4.1 Exploitation du modèle

Le modèle permet de simuler le comportement de la cuve lors de conditions différentes de celles pouvant être testées avec l'expérience [96]. Il est intéressant de modifier certains paramètres et de voir leur influence sur le fonctionnement de la cuve.

La taille de la cuve est supposé constante. Nous allons dans un premier temps d'étudier l'influence de la température finale d'entrée, le diamètre de capsules et la hauteur de la cuve. L'épaisseur de l'enveloppe et la porosité sont supposées constantes.

- **Effet de la température de stabilisation** T_s :

La Figure (3.8) représente la variation des températures de sortie de la cuve en fonction du temps, dans le cas de quatre de déstockage, ayant le même débit d'entrée.

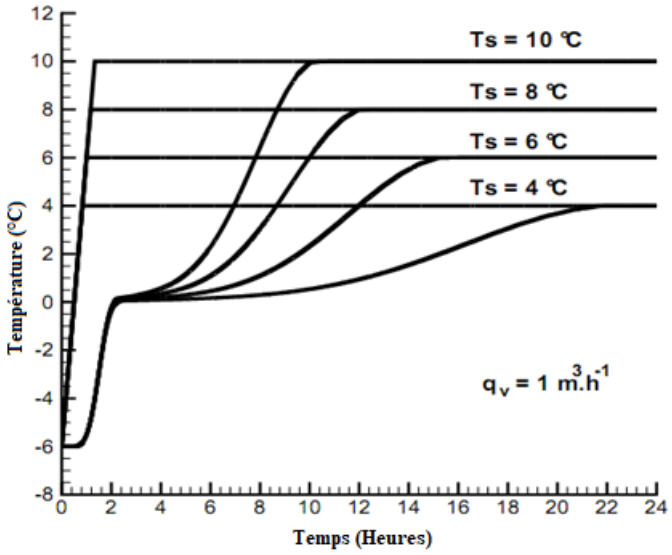


FIGURE 3.8 – Influence de la température de stabilisation à l'entrée de la cuve sur la durée de déstockage

Nous remarquons que, plus la température finale d'entrée est élevée, plus le déstockage est court, moins le palier en température de sortie est marqué. De plus, quelle que soit la température de stabilisation d'entrée imposéé, le déstockage latent commence à 0°C.

- **Effet du diamètre de la capsule** :

Sur la figure (3.9), sont tracés les résulats correspond à trois stockage avec un même débit volumique q_v, une même température de stabilisation T_s = 6řC, une même porosité ε mais avec quatre diamètres différents. On note que le stockage est plus rapide quand le diamètre des capsules diminue.

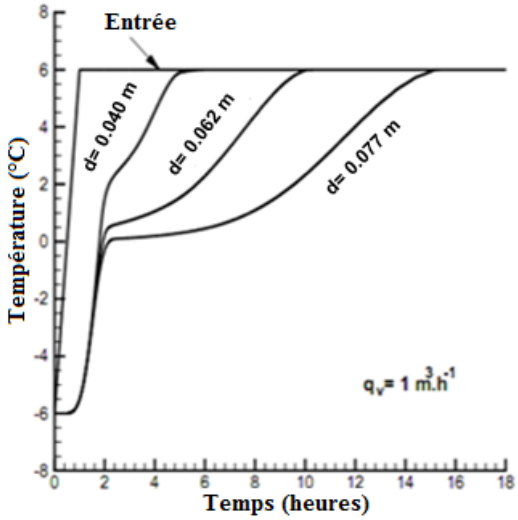


FIGURE 3.9 – Effet du diamètre de capsules sur la durée de déstockage

- **Effet la hauteur de la cuve** :

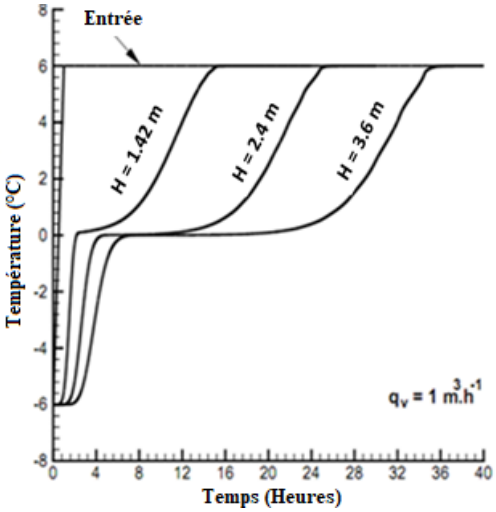


FIGURE 3.10 – Effet de la hauteur de la cuve sur la durée de stockage

Sur la figure 3.10 sont représentées les résultats correspondant à quatre stockage pour un même débit , une même température d'entrée, une même porosité, T_s = 6řC, mais pour différents valeurs de la hauteur de la cuve. On constate que le stockage est plus rapide quand la hauteur de la cuve diminue. Ce comportement est typique d'un système d'écoulement piston, avec le front qui se déplace dans la direction axiale

3.4.2 Pertes de charge

La nature de l'écoulement du fluide dans le milieu poreux est essentiellement fonction du nombre de Reynolds. Les pertes de charge par unité de longeur de la cuve $\frac{\Delta P}{\Delta H}$ dépendent des caractéristiques physiques du fluide, du diamètre des capsules et de la porosité ε.

Ergun [99] propose une relation générale englobant la perte de charge par viscosité et la perte de charge cinétique.

$$\frac{\Delta p}{H} = 150\frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3}.\frac{\mu_f.u_e}{d^2} + 1,75\frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3}.\frac{\rho_f.u_e^2}{d} \tag{3.21}$$

L'equation 3.21 serait valable pour tout type d'écoulement et pour des capsules de toutes dimensions avec une porosité quelconque. A l'aide de la relation d'Ergun qui semble être la plus intéressente, la figure (3.11) repésente la variation des pertes de charge par hauteur du trajet d'écoulement en fonction du débit du fluide pour différents diamètres de capsules avec T_s = 6řC.

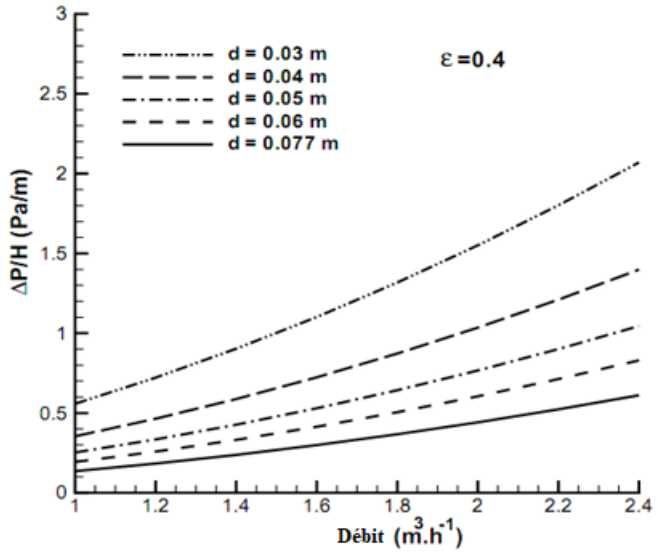


FIGURE 3.11 – Pertes de charge dans le milieu poreux en fonction du débit à différents diamètres de capsules

On remarque que pour un diamètre fixe, la perte de charge est une fonction lentement croissante de débit (perte de charge par viscosité faible) et que pour un débit fixe les pertes de charge sont inversement proportionnelles au diamètre de la capsule.

Lorsque le diamètre des capsules est de l'ordre de 0,077 m, et que la gamme de débit de 1 m^3/h à 2,4 m^3/h on peut négliger la perte de charge dans le milieu poreux avec une

erreur relative qui ne dépasse pas 0,5 %; mais en contre partie, l'échange est moins bon qu'avec des capsules de petites dimensions.

3.5 Validation numérique : système à multicouche de MCP

Une des manières d'améliorer les performances d'un système de stockage à chaleur latente est de concevoir un système à multicouche de MCP. Le but est de maximiser le coefficient de transfert thermique entre le fluide et les MCPs. Yang et al. [100] et Aldoss et Rahman [101] ont développé et étudié de tels systèmes. Les résultats démontrent que plus le nombre d'étages augmentent et plus les performances du système à multicouche augmentent. Néanmoins, il a été remarqué que l'utilisation de plus de trois étages n'apporte pas d'amélioration significative.

Dans cette partie, un système de stockage de chaleur à lit tassé (diamètre D = 0,36m et hauteur H = 0,46m) contenant des capsules sphériques (diamètre d = 55mm) confinant trois types de MCP a été étudié numériquement. La méthode de la capacité thermique apparente est utilisée pour décrire le processus de fusion à l'intérieur du MCP. Les capsules sont placées en série en fonction de la température de fusion du MCP (voir Tableau 3.1 et Figure (3.4)). L'eau est utilisée comme fluide caloporteur chauffée à partir de capteur solaire. Le débit est de 2 L/min et la température initiale du fluide caloporteur et des MCP est de 26°C. La température de l'eau d'entrée du réservoir a été déterminée en utilisant la même méthodologie que celle rapportée par [94].

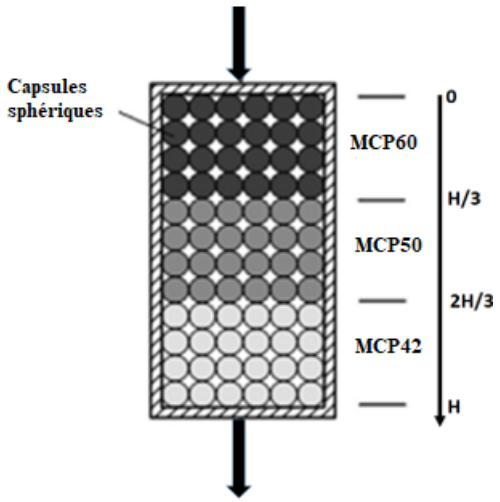
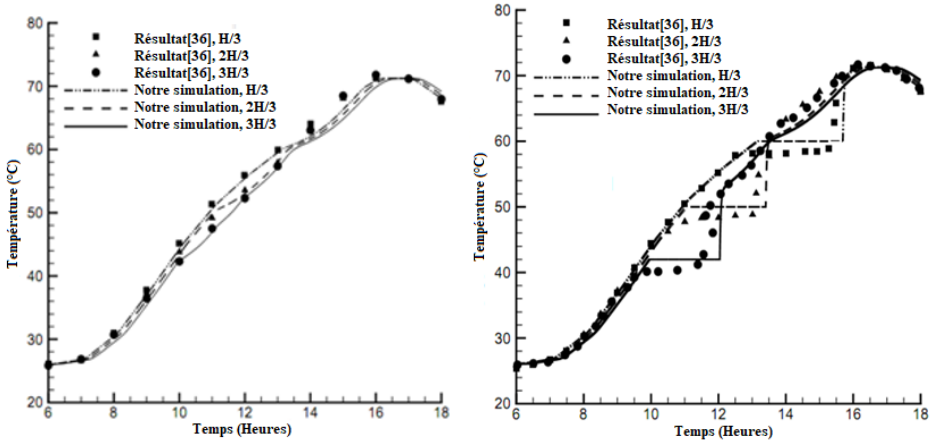


FIGURE 3.12 – Schéma de la cuve avec multi-MCP

	MCP60	MCP50	MCP42
Densité ($kg.m^{-3}$)			
Solide	861	848	844
Liquide	778	767	760
Chaleur latente (KJ.Kg^{-1})	209	200	168
Température de fusion (°C)	60	50	42
Capacité thermique spécifique (J.kg^{-1}.K^{-1})			
Solide	1850	1650	2052
Liquide	2384	1863	2411
Conductivité thermique (W.m^{-1}.K^{-1})			
Solide	0.4	0.4	0.4
Liquide	0.15	0.15	0.15

TABLEAU 3.2 – Principaux paramètres de MCP [94]

Avant de présenter une série de résultats liée à notre étude numérique, il est tout d'abord nécessaire de procéder à la validation du modèle dans le cas de trois MCPs. L'étude comparative littérature-modélisation est présentée sur la Figure(3.13) à travers l'évolution de la température du fluide caloporteur (a) et capsules de MCP (b) lors du processus de fusion au sein de la cuve de stockage à différentes hauteurs.



(a) (b)

FIGURE 3.13 – Comparaison entre les résultats numériques et les données littératures

3.6 Application d'un système de stockage du froid à multi-couche de MCP

Dans cette partie, nous allons étudier le même système de stockage du paragraphe 3.2 en intégrant trois matériaux à changement de phase dans la cuve (figure (3.14)). La configuration de l'unité de stockage thermique est une enceinte cylindrique aux parois parfaitement isolantes, chargée de capsules sphériques remplies de trois MCPs (mêmes

dimensions présentées dans le paragraphe 3.2) et traversée par un fluide caloporteur. Le schéma général simplifié de l'unité de stockage est illustré à la Figure (3.14).

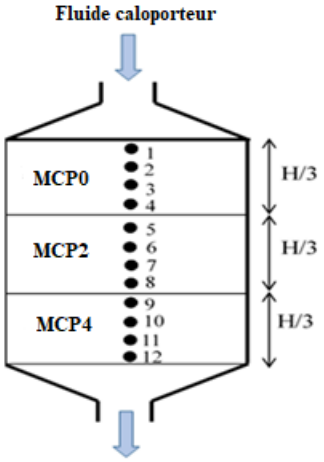


FIGURE 3.14 – Représentation de la cuve de stockage

La fusion de la cuve de capsules de MCP traversée par le fluide caloporteur est régie par les mêmes équations de conservation du paragraphe 3.2. Dans notre simulation, le modèle de diffusion concentrique à deux phases est considéré, prenant en compte la conduction thermique à l'intérieur de la capsule de MCP. Le système d'équations de conservation d'énergie comprend les expressions des phases couplées : une phase liquide correspondant au transfert thermique dans le fluide caloporteur et une phase solide correspondant à la conduction interne à l'intérieur des capsules de MCP.

3.7 Résultats et discussions

Le modèle étant validé, nous entamons désormais une série de résultats dans l'optique de répondre à nos objectifs. Le but est d'évaluer et d'optimiser les performances d'un réservoir composé de trois couches de MCP de température de fusion varie de 0 à 4°C, à travers des caractéristiques essentielles telles que la durée de stockage et l'efficacité. Pour ce faire, l'influence des paramètres physiques tels le débit et la position du MCP où la température d'entrée sera étudiée.

3.7.1 Profils de température du fluide caloporteur

La Figure 3.16 montre l'évolution de la température du fluide caloporteur entre l'entrée et la sortie de la cuve pour différents endroits des MCPs dans la cuve. Nous avons étuidé six configurations pour un débit de $1 m^3/h$ afin d'evaluer les performances énergétiques de notre système.

Nous remarquons que les performances de la cuve de stockage dépendent essentiellement de l'emplacement des MCPs dans la cuve. Il est intéressant de noter que lorsque les MCPs sont placés en série et par ordre croissant de température de fusion T_F, nous observons :

— Le MCP à faible température de fusion ($T_F = 0°C$) est chauffé de $T_{in} = -6°C$ à $T = 2°C$.

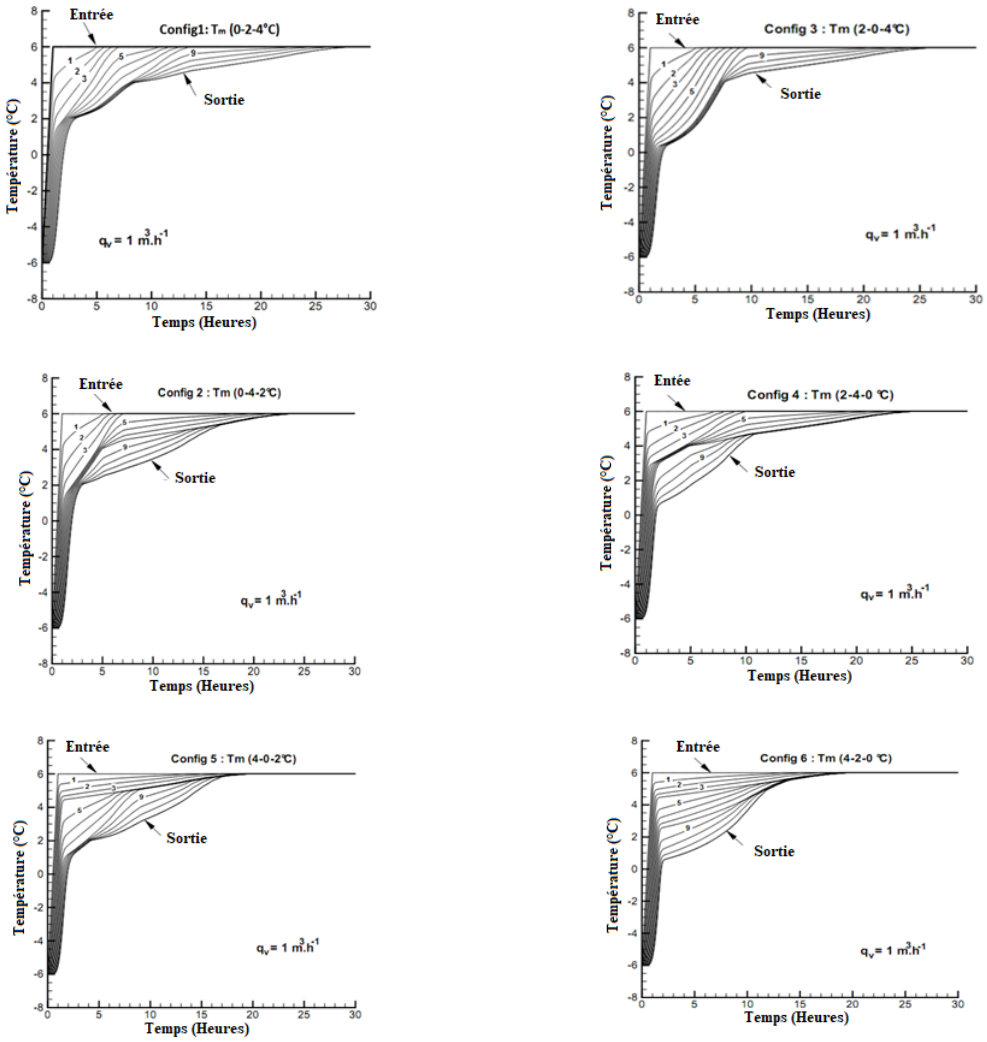


FIGURE 3.15 – Système de stockage latent utilisant trois MCP en série

— Le MCP à température de fusion moyenne ($T_F = 2°C$) est chauffé de T = 0°C à T = 4°C.

— le MCP à température de fusion élevée ($T_F = 4°C$) est chauffé de T = 2°C à la température maximale $T_s = 6°C$.

Nous pouvons également noter que le profil de température du fluide caloporteur à la sortie de la cuve dépend de la position des MCPs à l'intérieur de la cuve. Pour toutes les configurations, l'écoulement dans la cuve a un effet piston de haut vers le bas. Le temps de décharge peut être réduit de manière significative en fonction de la distribution des MCPs dans la cuve.

3.7.2 Influence du débit

La modélisation constitue un outil pour estimer l'influence de certains paramètres de contrôle sur la dynamique des échanges. On se propose de l'utiliser pour connaitre l'influence du débit sur l'évolution de la température du fluide caloporteur.

La Figure (3.16) présente l'évolution de la température du fluide caloporteur en sortie de la cuve pour différents débits. Les différentes courbes présentées ont exactement la

même forme d'évolution. Elles se différencient par le début et la fin de changement de phase. En outre, plus q_v est élevée et plus le stockage thermique est rapide.

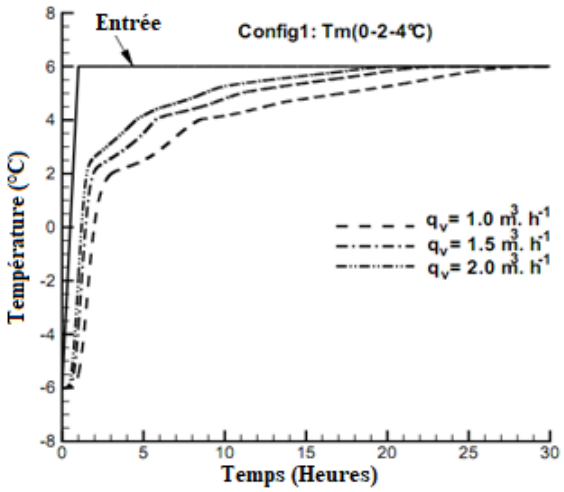


FIGURE 3.16 – Profils de températures du fluide caloporteur en sortie de la cuve pour différents débits

3.7.3 Influence de température d'entrée

La Figure 3.17 présente l'évolution de la température du fluide caloporteur en sortie de la cuve en fonction du temps, pour différentes températures d'entrée du fluide.

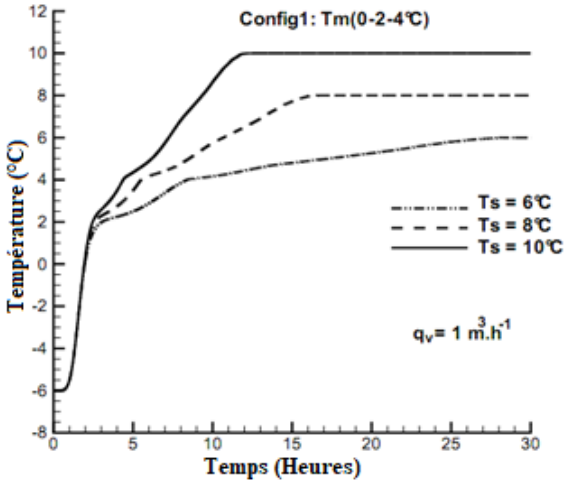


FIGURE 3.17 – Profils de températures du fluide caloporteur en sortie de la cuve pour différentes températures d'entrée

Les résultats montrent que la longueur du plateau diminue de manière significative à mesure que la température T_s augmente. Ce constat avait déjà été fait dans une étude expérimentale [96]. De ce fait, le paramètre T_s apparait être très influant sur la durée du processus de charge thermique.

3.8 Conclusion

Nous avons développé un modèle numérique unidimensionnel par méthode des volumes finis, mettant en jeu des équations de conservation séparées pour les phases solide et fluide, qui prend en compte la conduction thermique à l'intérieur de la capsule. Cette étude permet de simuler le comportement dynamique et thermique d'une unité de stockage chargée en capsules de MCP (corps purs).

La méthode enthalpique ayant été adoptée pour évaluer la performance thermique d'une cuve de stockage contenant des capsules sphériques confinant un MCP. La validation du modèle a été effectuée en comparant les résultats numériques avec les données expérimentales de la littérature. Les conclusions suivantes peuvent être tirées de l'étude paramétrique menée dans cette étude :

— La hauteur du système de stockage et le temps de décharge sont approximativement proportionnels. Il est nécessaire d'augmenter le volume (dans ce cas, la hauteur du réservoir) pour fournir une puissance thermique souhaitable et constante pendant une durée plus élevée. Néanmoins, un volume énorme peut être restrictif en termes de pertes de charge et d'espace dans un réseau de chaleur.

— Une température d'entrée du fluide proche de 4°C assure une puissance thermique constante sur une longue période.

— Une diminution de la taille de la particule dp permet : a) une meilleure efficacité du réservoir et b) une augmentation de la capacité calorifique de stockage.

— Le mode en cascade, qui utilise plusieurs MCP, permet d'améliorer le taux de charge et de décharge pendant le processus du changement de phase.

Compte tenu des résultats obtenus dans la présente étude, il semble maintenant pertinent d'utiliser le modèle proposé pour optimiser l'intégration de tels matériaux à changement de phase (MCP) dans les systèmes de stockage par chaleur latente.

Chapitre 4

Comparaison des méthodes de modélisation d'un système de stockage

4.1 Introduction

Les systèmes de stockage thermique utilisant des matériaux à changement de phase (MCP) sont actuellement utilisés dans plusieurs applications industrielles [103] telles que la récupération de la chaleur perdue [104], le froid industriel [105, 106], le chauffage, la ventilation et la climatisation [107], le chauffage urbain [108, 109], la gestion thermique des dispositifs électroniques et des batteries [110, 111]. Ces systèmes sont considérés comme indispensables pour soutenir la transition énergétique et gérer l'intermittence des énergies renouvelables [112, 113]. Les systèmes de stockage thermique utilisant des MCP sont avantageux car ils permettent de stocker l'énergie thermique à une température proche de leur température de fusion dans un volume de stockage spécifié [114]. Lorsque la demande d'énergie thermique est inférieure à la production, le système de stockage thermique latent stocke l'énergie thermique non utilisée. D'autre part, pendant les périodes de pic de consommation, le système de stockage thermique libère l'énergie thermique accumulée [115].

Dans ce chapitre, nous allons étuidier une comparaison entre trois modèles physiques du système de stockage thermique par chaleur latente et la simulation de celui - ci permet d'observer comment cette unité de stockage thermique se comporte pendant le processus de chargement.

Jusqu'à aujourd'hui, plusieurs modèles ont été développés pour simuler le comportement dynamique et thermique des systèmes de stockage de chaleur. Souvent, ces systèmes sont des réservoirs cylindriques remplis de particules sphériques de MCPs qui permettent le stockage de grande quantité d'énergie par chaleur latente. Ces systèmes renferment ainsi un lit fixe de particules de MCPs qui est traversé par un fluide caloporteur afin de réaliser la charge ou la décharge thermique par échange convectif. Ce chapitre a pour but de décrire explicitement les différents modèles établis et de résumer un certain nombre de travaux et de résultats issus de la littérature, notamment les plus récents. Cela peut s'avérer fondamental pour comprendre et optimiser les différentes approches numériques.

Une des principales difficultés qui apparait dans la modélisation est la prise en compte du changement de phase. Elle apparaît dans la non-linéarité des propriétés physiques à

l'interface liquide-solide et dans le déplacement de cette interface au cours du temps. En l'absence de solution analytique pour des matériaux de dimension finie, deux types de méthodes ont été développés : les méthodes à suivi d'interface et celles à domaine fixe. Les méthodes à suivi d'interface nécessitent l'utilisation de schémas numériques avec maillage fixe ou mobile afin de connaître la position exacte de l'interface à chaque pas de temps. Les méthodes à domaine fixe, comme la méthode **enthalpique**, ou la méthode de la **capacité calorifique apparente**, considère un seul jeu d'équations de bilans pour les deux phases.

4.2 Modèle 1 : capacité apparente

Au détriment de la méthode enthalpique (méthode 2) qui a connu et connaît de nombreux travaux pour augmenter sa précision, nous avons étuidé la méthode de la capacité apparente à maillage fixe. Cette méthode est relativement facile à mettre en place et permet d'utiliser un schéma implicite. De plus, il n'est plus nécessaire de suivre la position du front de changement de phase solide-liquide et permet sans aucun doute de répondre aux attentes des objectifs de ce travail [116]. Son système d'équations est le suivant :

$$\rho_f c_f \varepsilon \frac{\partial T_f}{\partial t} + \varepsilon \rho_f c_f u_f \frac{\partial T_f(x,t)}{\partial x} = \varepsilon \lambda_f \frac{\partial^2 T_f(x,t)}{\partial x^2} + U_f A_f \left(T_{mcp}\left(r = \frac{d}{2}\right) - T_f(x,t) \right) \tag{4.1}$$

$$\rho_{mcp} C p_{app} \frac{\partial T_{mcp}(r,t)}{\partial t} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \lambda_{mcp} \frac{\partial T_{mcp}(r,t)}{\partial r} \right) \tag{4.2}$$

L'équation (4.2) met en jeu la capacité thermique massique Cp_{app} du MCP à travers la variation d'enthalpie de la capsule. Dans le cadre de cette méthode, nous faisons le choix d'utiliser la méthode de la capacité thermique apparente (ou capacité thermique équivalente), noté Cp_{app}, afin de caractériser le changement d'état du matériau. De ce fait, on se propose de la modéliser par une expression analytique de type gaussienne qui s'écrit :

$$Cp_{app} = f(T) c_{mcp,l} + (1 - f(T)) c_{mcp,s} + L_F \frac{\frac{2\gamma}{\Delta T}}{\pi \left[\left((T - T_F) \left(\frac{2\gamma}{\Delta T} \right) \right)^2 + 1 \right]} \tag{4.3}$$

$$f(T) = \frac{1}{2} \left[\tanh \left[\frac{2\gamma (T - T_F)}{\Delta T} \right] + 1 \right] \tag{4.4}$$

En outre, notre modèle physique doit également tenir compte de la variation des propriétés thermophysiques du MCP pendant la transition de phase :

$$\rho_{mcp} = f(T) \rho_{mcp,l} + (1 - f(T)) \rho_{mcp,s} \tag{4.5}$$

$$\lambda_{mcp} = f(T) \lambda_{mcp,l} + (1 - f(T)) \lambda_{mcp,s}^{eff} \tag{4.6}$$

où $\lambda_{mcp,s}$ et $\lambda_{mcp,1}^{\text{eff}}$ sont les conductivités thermiques du MCP à l'état solide et à l'état liquide et $\rho_{mcp,s}$ et $\rho_{mcp,l}$ sont les masses volumiques du MCP à l'état solide et à l'état liquide.

La corrélation proposée par Lacroix [119] est choisie pour évaluer la conductivité thermique effective en tenant compte de la convection naturelle qui se produitie pendant le processus de fusion :

$$\lambda^{l}_{eff,mcp} = a \cdot \mathrm{R}a^{b} \cdot \lambda^{l}_{mcp} \tag{4.7}$$

où, a et b sont des constantes et sont égaux à 0,05 et 0,5, respectivement. Le nombre de Rayleigh Ra est calculé à l'aide de l'expression suivante :

$$\mathrm{R}a = \left(\beta g(\rho c)^{l}_{mcp} d^{3} \left|\mathrm{T}_f - \mathrm{T}_\mathrm{F}\right| / \left(\mu^{l}_{mcp}\lambda^{l}_{mcp}\right)\right) \tag{4.8}$$

où g est l'accélération gravitationnelle, β est le coefficient de dilatation thermique du MCP et μ^{l}_{mcp} est la viscosité dynamique du MCP liquide.

4.3 Modèle 2 : source de chaleur (enthalpique)

La deuixème méthode est fondée sur une formulation enthalpique utilisant la notion de fraction solide (ou liquide) local pour suivre le déplacement de la frontière diphasique. Cette méthode est plus précise que la première pour calculer la position du front de changement de phase mais demande une mise en oeuvre complexe et un temps de calcul élevé [117]. Le système d'équation de conservation d'énergie comprend deux expressions couplées, une pour la phase liquide et une autre pour la phase solide.

$$\rho_f c_f \varepsilon \frac{\partial \mathrm{T}_f}{\partial t} + \rho_f c_f u_f \frac{\partial \mathrm{T}_f(x,t)}{\partial x} = \lambda_f \frac{\partial^2 \mathrm{T}_f(x,t)}{\partial x^2} + \mathrm{U}_f \mathrm{A}_f \left(\mathrm{T}_{mcp}\left(r = \frac{d}{2}\right) - \mathrm{T}_f(x,t)\right) \tag{4.9}$$

Nous écrivons l'équation de conservation d'énergie (capsules) sous la formulation enthalpie :

$$\frac{\partial \mathrm{H}}{\partial t} = \frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial r}\left(r^2 \lambda_{mcp} \frac{\partial \mathrm{T}_{mcp}(r,t)}{\partial r}\right) \tag{4.10}$$

Les relations liant l'enthalpie volumétrique et la fraction volumétrique solide (ou liquide) en fonction de la température sont données par :

$$\mathrm{H(T)} = \begin{cases} \rho_s c_s(\mathrm{T}_{mcp} - \mathrm{T}_\mathrm{F}) & \text{si } \mathrm{T}_{mcp} \le \mathrm{T}_\mathrm{F} \\ \rho_l c_l(\mathrm{T}_{mcp} - \mathrm{T}_\mathrm{F}) + \rho_l \mathrm{L}_\mathrm{F} & \text{si } \mathrm{T}_{mcp} \ge \mathrm{T}_\mathrm{F} \end{cases} \tag{4.11}$$

Nous pouvons encore écrire H(T) sous la forme suivante :

$$\mathrm{H(T)} = [(1-f)\rho_s c_s + f\rho_l c_l](\mathrm{T}_{mcp} - \mathrm{T}_\mathrm{F}) + \rho_l \mathrm{L}_\mathrm{F} f \tag{4.12}$$

Avec f définie comme suit :

$$f(\mathrm{T}) = \begin{cases} 0 & \text{si } \mathrm{T}_{mcp} < \mathrm{T}_\mathrm{F} \\ 1 & \text{si } \mathrm{T}_{mcp} > \mathrm{T}_\mathrm{F} \end{cases} \tag{4.13}$$

Après remplacement de 4.12 dans 4.10 et calcul, nous arrivons à :

$$(\rho c)_{mcp} \frac{\partial \mathrm{T}_{mcp}(r,t)}{\partial t} = \frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial r}\left(r^2 \lambda_{mcp} \frac{\partial \mathrm{T}_{mcp}(r,t)}{\partial r}\right) - \rho_{mcp} \mathrm{L}_\mathrm{F} \frac{\partial f(r,t)}{\partial t} \tag{4.14}$$

$$(\rho c)_{mcp} = \rho_{mcp}\left[(1-f)c^{s}_{mcp} + f c^{l}_{mcp}\right] \tag{4.15}$$

$$\lambda_{mcp} = (1-f)\lambda^{s}_{mcp} + f\lambda^{l}_{eff,mcp} \tag{4.16}$$

Au cours du processus du chnagement de phase, la fraction liquide a été mise à jour, à chaque itération, en utilisant la méthode de Swaminathan et Voller [118] :

$$f_{\mathrm{P}}^{k+1} = f_{\mathrm{P}}^{k} + \frac{a^{k}_{mcp,\mathrm{P}}}{\rho^{k}_{mcp}\mathrm{L_F}}(\mathrm{T}^{k}_{mcp,\mathrm{P}} - \mathrm{T_F}) \tag{4.17}$$

4.4 Modèle 1 :diffusion radiale

Le modèle de diffusion radiale est un modèle **hétérogène** à deux phases qui a la particularité de considérer la conduction thermique à l'intérieur de la particule de MCP. Les particules étant sphériques, la conduction est radiale [119]. Précisons que lorsque le MCP commence à fondre au sein de la particule, deux modes de transfert thermique sont à l'oeuvre : la conduction dans la partie solide et la convection naturelle dans la partie liquide. Cependant, en raison de la complexité des calculs le modèle ne prend pas en compte la convection.

Le système d'équations de conservation d'énergie comprend deux expressions couplées avec une condition aux limites à la surface de la sphère. L'une pour le transfert thermique au sein de la phase liquide et la seconde pour la conduction interne à l'intérieur de la capsule (phase solide).

- **Pour le fluide caloporteur** :

$$\rho_f c_f \varepsilon \frac{\partial \mathrm{T}_f}{\partial t} + \rho_f c_f u_f \frac{\partial \mathrm{T}_f(x,t)}{\partial x} = \lambda_f \frac{\partial^2 \mathrm{T}_f(x,t)}{\partial x^2} + \mathrm{U}_f \mathrm{A}_f \left(\mathrm{T}_{mcp}\left(r = \frac{d}{2}\right) - \mathrm{T}_f(x,t) \right) \tag{4.18}$$

- **Pour le MCP (à l'état liquide/solide)** :

$$(\rho c)_{mcp} \frac{\partial \mathrm{T}_{mcp}(r,t)}{\partial t} = \frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial r}\left(r^2 \lambda_{mcp} \frac{\partial \mathrm{T}_{mcp}(r,t)}{\partial r} \right) \tag{4.19}$$

- **Pendant le processus de fusion** :

$$\frac{\partial f(r,t)}{\partial t} = \frac{6\mathrm{U}_f}{\rho_{mcp,l} d_{mcp} \mathrm{L_F}} \left(\mathrm{T}_f - \mathrm{T_F} \right) \tag{4.20}$$

4.5 Procédure numérique

La partie solveur du programme qui est ici décrite en langage Fortran consiste en une boucle sur le temps (le nombre d'itérations temporelles est calculé au préalable). Au sein d'un pas de temps, un ensemble de procédure est appelé afin de résoudre les équations d'énergies pour les deux phases.

Les étapes d'exécution suivies lors de l'analyse thermique par les volumes finis sont représentées dans l'organigramme de la Figure (4.1).

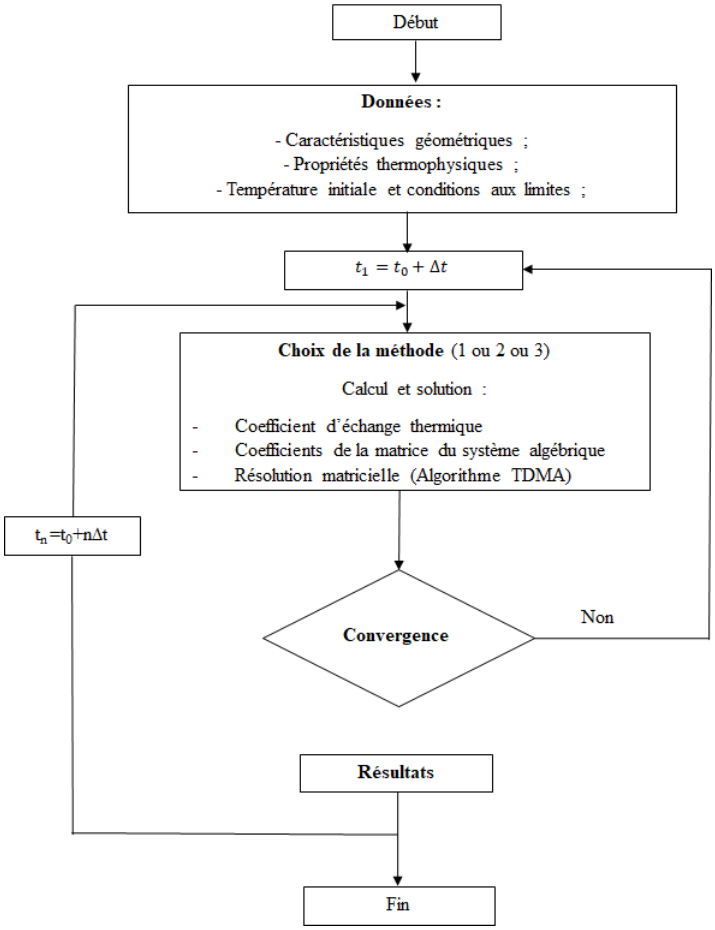


FIGURE 4.1 – Organigramme pour exécuter une analyse par volumes finis

La difficulté de la methode enthalpique (modèle 2) consite à linéariser le terme non linéaire f^{k+1}(T), en utilisant les méthodes expliquées par [118]. L'équation non linéaire discrétisée devient linéaire avec une variable dépendante primaire «température» qui peut être résolu de manière itérative par enthalpie en utilisant des solveurs linéaires courants tels que des méthodes directes (par exemple, élimination de Gauss ou algorithme tridiagonal) ou des méthodes itératives (par exemple, méthode de Gauss-Seidel). La majorité des programmes de simulation de construction sont basés sur un modèle de transfert de chaleur unidimensionnel et donc la même chose est supposée dans ce travail. Un pas de temps totalement implicite. Le schéma est utilisé pour tous les modèles car il est plus stable quel que soit le pas de temps. La discrétisation spatiale est basée sur la méthode des volumes finie, sur des volumes élémentaires de forme simple les équations écrites sous forme de loi de conservation.

4.6 Validation des modèles

Avant de présenter les résultats liés à cette étude, il est nécessaire de vérifier les modèles physiques développés pour le système de stockage par chaleur latente. Pour ce faire, les résultats expérimentaux présentés par Bedecarrats et al.[95] sont utilisés. Dans leur étude, [95] ont présenté des résultats expérimentaux pendant le processus de fusion à l'intérieur d'un réservoir chargé d'une capsule sphérique contenant de l'eau/de la glace comme MCP. L'une des applications abordées par cette étude [95] est le stockage du froid

pendant les heures de pointe. L'objectif est de valider la cohérence du trois modèles en démontrant qu'il est possible de simuler le comportement dynamique te thermique de prototype éxperimental. Cette validation passe aussi bien par la comparaison de l'évolution de la température du fluide caloporteur en sortie (validation globale).

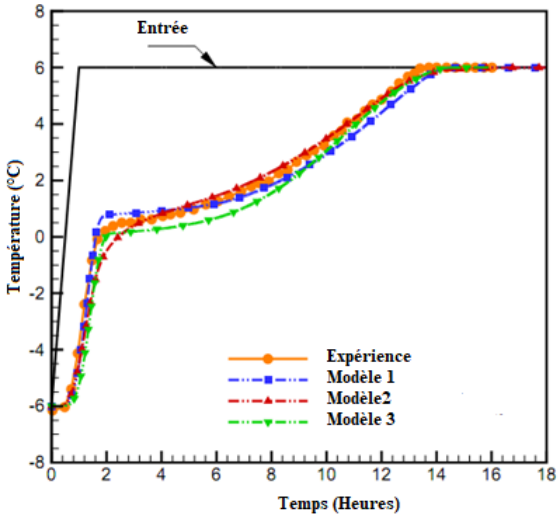


FIGURE 4.2 – Comparaison entre les trois modèles avec l'expérience [95]

4.7 Résultats et discussions

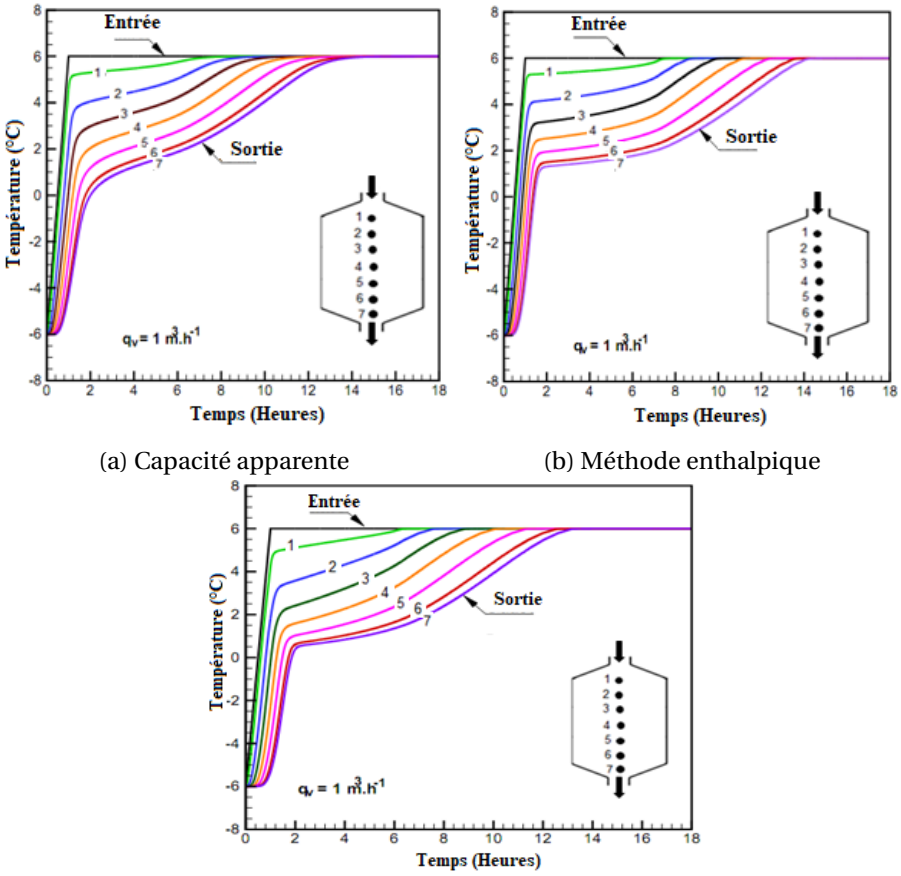
Dans cette partie sont présentés les résultats des simulations numériques pour les trois modèles dynamiques. La figure (4.3) montre l'évolution de la température du fluide caloporteur en fonction du sens d'écoulement entre l'entrée et la sortie de la cuve. A noter que les trois modèles montrent le phénomène de stratification de l'écoulement en fonction de la hauteur de la cuve. La fin du processus de décharge est déterminé lorsque la température du fluide caloporteur à la sortie de la cuve atteint la température d'entrée. On peut remarquer aussi que la durée du processus de décharge est pratiquement la même pour les trois modèles dynamiques est égale à 14 heures.

Sur cette figure, on remarque que pour les différentes courbes le processus de fusion dure un temps plus long que celui nécessaire pour atteindre le niveau de fusion, ce qui montre l'importance de la capacité du stockage latent.

En comparant la variation de la température du fluide caloporteur au cours du processus de changement de phase, on peut observer qu'avec les modèles 2 et 3, la température du fluide caloporteur en sortie de la cuve présente un palier dû au changement de phase solide-liquide à l'intérieur des capsules. Ce palier est plus remarquable dans le modèle 2 par rapport au modèle 1 et au modèle 3.

Ce comportement peut s'expliquer par le fait que dans le modèle 2, une partie de l'énergie thermique reçue par la capsule est utilisée pour faire fondre le MCP et l'autre partie permet de chauffer le MCP solide contenu dans la capsule. Cependant, avec le modèle 3, toute l'énergie thermique fournie par le fluide caloporteur est récupérée par échange convectif entre le fluide et la capsule pour faire fondre le MCP solide (voir Eq.4.20),

ce qui accélère le processus de fusion dans les capsules. La durée de ce palier est d'environ 4 heures, 5 heures et 6 heures pour les modèles 1, 2 et 3 respectivement.



(a) Capacité apparente

(b) Méthode enthalpique

(c) Diffusion radiale

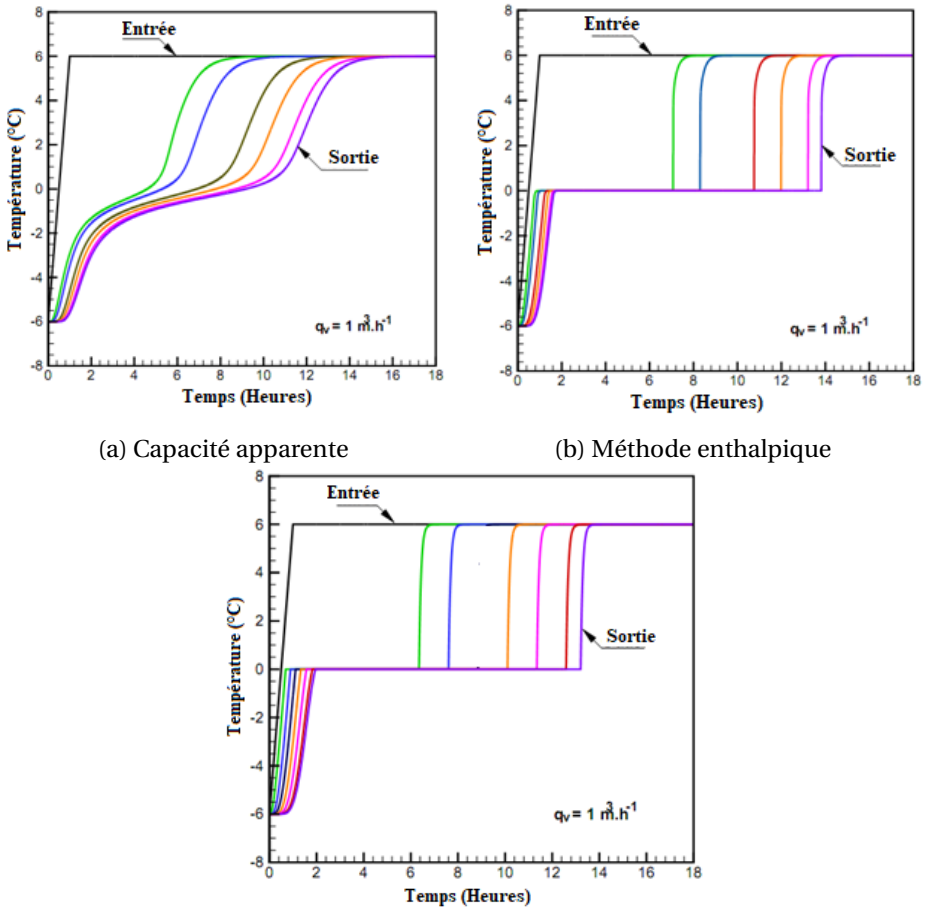
FIGURE 4.3 – Evolution de la température du fluide caloporeur pour différentes positions dans la cuve et pour trois modèles dynamiques développés

Afin d'analyser l'évolution de la température du MCP à l'intérieur des capsules pendant le processus de décharge. Pour les trois modèles, des simulations dynamiques ont été réalisées et les résultats obtenus sont illustrés sur la Figure (4.4), sur cette figure, on remarque que la température du MCP présente trois zones pour les trois modèles : la première et la troisième zone par chaleur sensible du MCP à l'état solide ou liquide (processus de déchargement sensible). La seconde zone se traduit par un palier de changement de phase solide-liquide plus large pour les modèles 2 et 3. L'évolution de la température dans cette zone s'effectue plus lentement en raison de la forte quantité d'énergie absorbée par le MCP.

On peut observer aussi que le changement de phase se produit à température constante (0°C) avec les modèles 2 et 3. Alors que dans le cas du modèle 1, la transition de phase se produit sur une plage de température. Cela est dû au fait que le modèle 1 est basé sur la méthode de la capacité apparente qui suppose que la fusion se produit sur un intervalle de température et non à température constante comme dans le cas des modèles 2 et 3.

En conclusion, le processus de changement de phase à l'intérieur des capsules ne peut pas être décrit de manière convenable à l'aide de la méthode de capacité apparente. Cela dû au choix de la plage de température de changement de phase ΔT (voir l'équation (4.4))

qui peut influencer la pente du palier de température caractéristique de la transition de phase.



(a) Capacité apparente

(b) Méthode enthalpique

(c) Diffusion radiale

FIGURE 4.4 – Evolution de la température du MCP au centre de la capsule en fonction du temps et pour différentes positions dans la cuve

La figure (4.5) illustre l'évolution de la température du MCP au centre des capsules situées à la sortie de la cuve. On peut remarquer que le comportement dynamique du MCP est similaire pour les modèles 2 et 3. En effet, lors du processus de changement de phase la température du MPC reste égale à 0°C jusqu'à la fin de la fusion dans les capsules. Concerant la durée du changement de phase dans les capsules, une légère différence est observée entre les modèles 1 et 2. Cette différence peut s'expliquer par le fait que le modèle 3 néglige les gradients thermiques lors de la transition de phase dans les capsules. Il est intéressant de noter que la température du MCP varie au cours du processus de fusion pour le modèle 1. Cela peut s'expliquer que le modèle 1 suppose que la température de changement de phase a lieu sur une plage de température (voir équation (4.3)).

On peut également remarquer que la durée du processus de décharge est la même pour les trois modèles est égale à environ 14 heures. Parmi les avantages du modèle 1 et 2 par rapport au modèle 3 est leur capacité à décrire le gradient thermique à l'intérieur des capsules pendant le processus de stockage. Cette information est importante pour estimer l'impact de ces gradients thermiques sur la durée de changement de phase dans les capsules.

Les figures (4.6) et (4.7) montrent l'évolution de la température du MCP dans les cap-

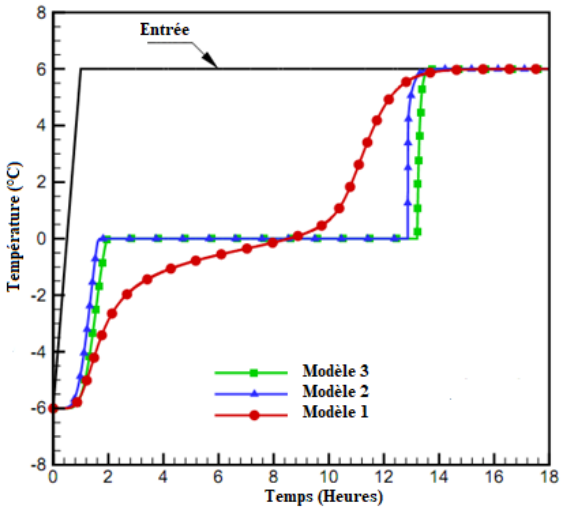
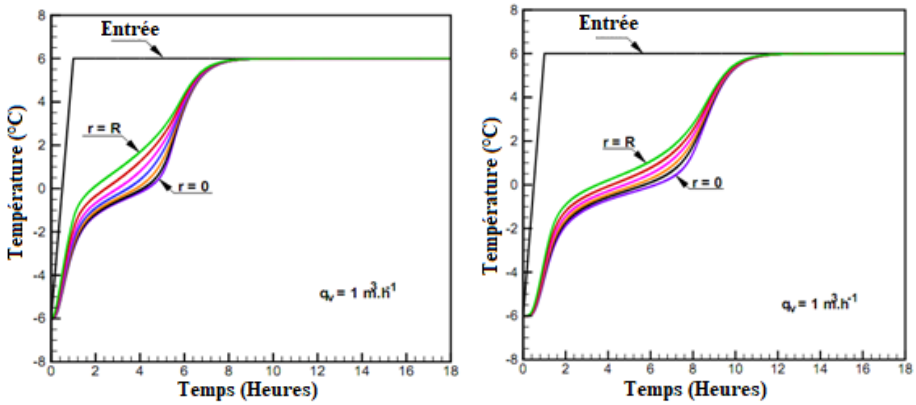


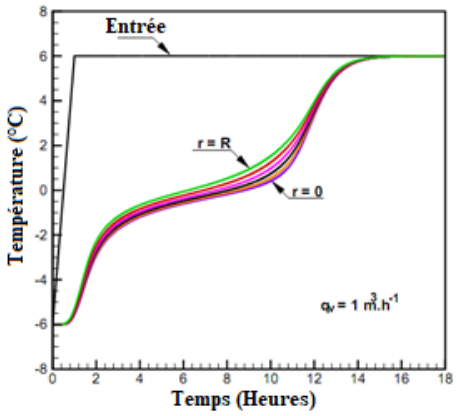
FIGURE 4.5 – Evolution de la température du MCP en fonction du temps à la sortie de la cuve, $q_v = 1m^3/h$

sules pour différentes positions dans la cuve. On voit que le temps nécessaire pour fondre le MCP dans les capsules situées à l'entrée du réservoir est plus court que celui des capsules situées à la sortie de la cuve. Les courbes indiquent également que le gradient de température dans les capsules diminue entre l'entrée et la sortie de la cuve.



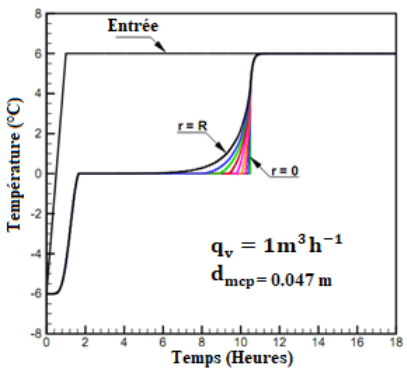
(a) Entrée de la cuve

(b) Milieu de la cuve

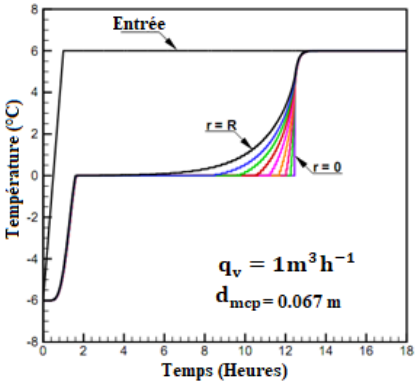


(a) Sortie de la cuve

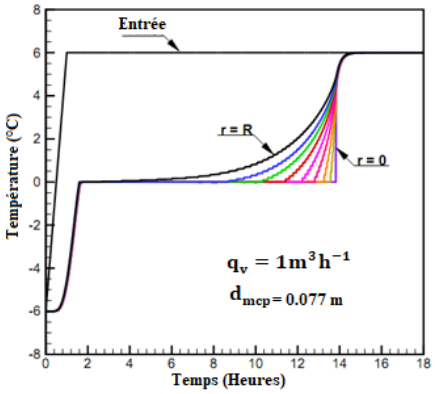
FIGURE 4.7 – Evolution de la température du MCP en fonction du temps et pour différentes positions dans la cuve (Modèle 1)



(a) Entrée de la cuve



(b) Milieu de la cuve

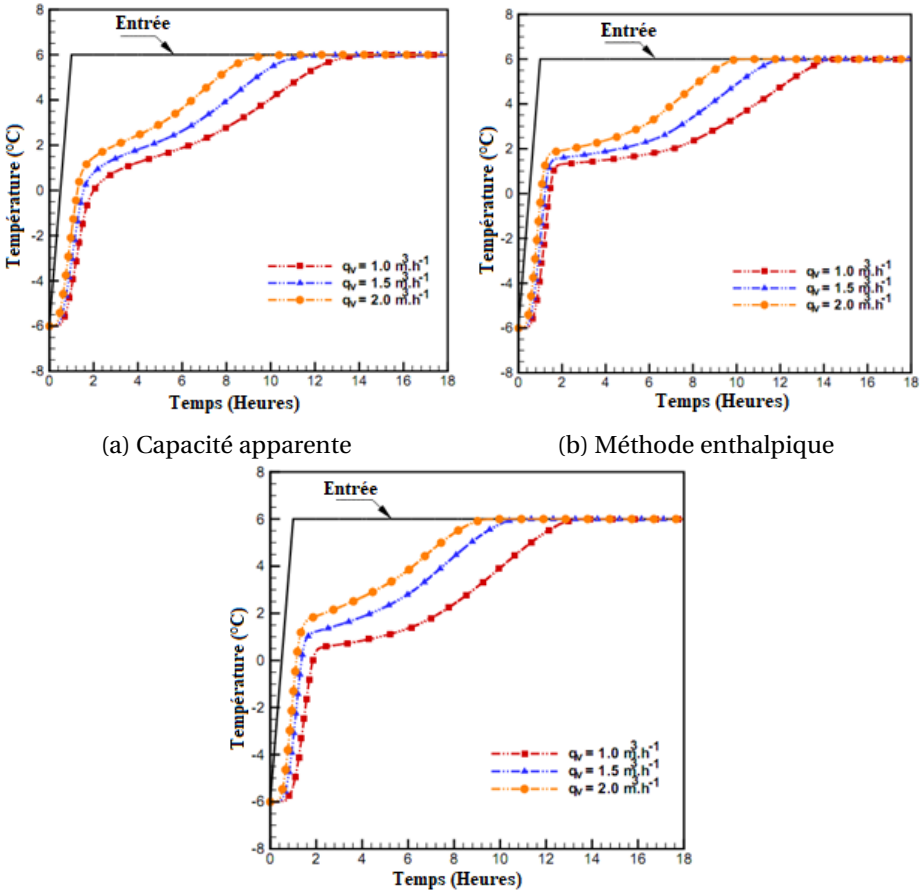


(c) Sortie de la cuve

FIGURE 4.8 – Evolution de la température du MCP en fonction du temps et pour différentes positions dans la cuve (Modèle 2)

Pour évaluer l'influence du débit massique du fluide caoporteur sur les performances de stockage du MCP à l'aide des trois modèles, on fait varier le débit massique du fluide caoporteur entre $1 m^3/h$ et $2 m^3/h$ et la variation de la température de sortie est donnée à la figure (4.9). Comme le montre cette figure, plus le débit du fluide caloporteur est élevé, plus le temps de décharge est court. Lorsque le débit du fluide augmente, le coefficient de transfert de chaleur entre les capsules et le fluide caoporteur augmente. Pour les trois débits du fluide caloporteur considérés, toute l'énergie thermique latente stockée dans le

MCP a été récupérée par le fluide caloporteur. On peut voir aussi que les trois approches de modélisation développées sont capables de prédire avec succès le comportement dynamique de le système de stockage pour différents débits massiques du fluide caloporteur.



(a) Capacité apparente

(b) Méthode enthalpique

(c) Diffusion radiale

FIGURE 4.9 – Evolution de la température du fluide caloporteur en fonction du temps et pour différents débits q_v

L'influence du diamètre de la capsule sur les performances thermiques de la cuve a été examinée à l'aide du modèle 1 (méthode de la capacité thermique apparente) et les résultats obtenus sont présentés à la figure (4.10). Trois diamètres de capsule ont été considérés : $d_{mcp} = 47mm$; $d_{mcp} = 67mm$ et $d_{mcp} = 77mm$. On peut observer que lorsque le diamètre de la capsule diminue, le temps de décharge est réduit. En effet, la diminution du diamètre de la capsule de 77 mm à 47 mm conduit à réduire le temps de décharge jusqu'à 28%. La réduction du diamètre des capsules se traduit par une augmentation du nombre de capsules et par conséquent de la surface d'échange entre les capsules MCP et le fluide caloporteur. Pour les trois diamètres considérés, toute la chaleur latente stockée a été récupérée par le fluide caloporteur.

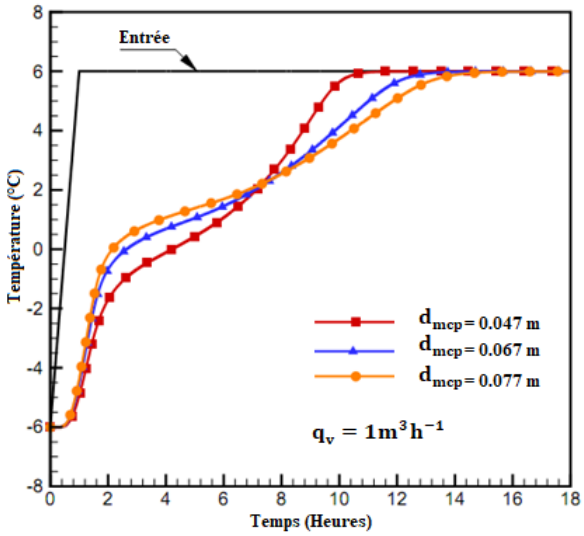
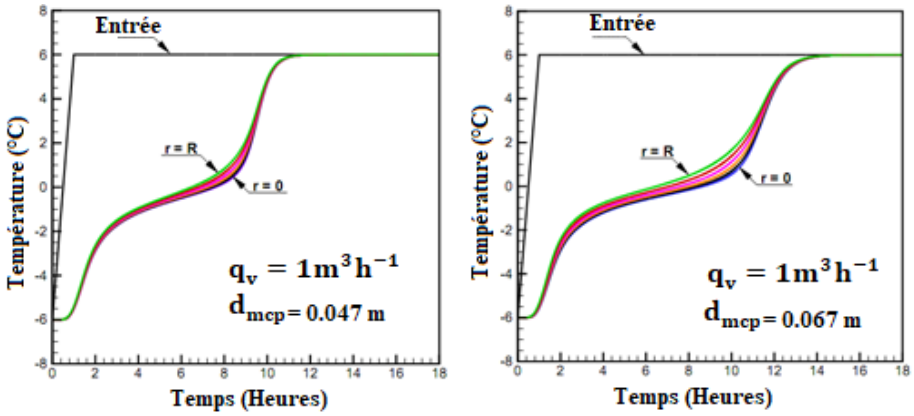
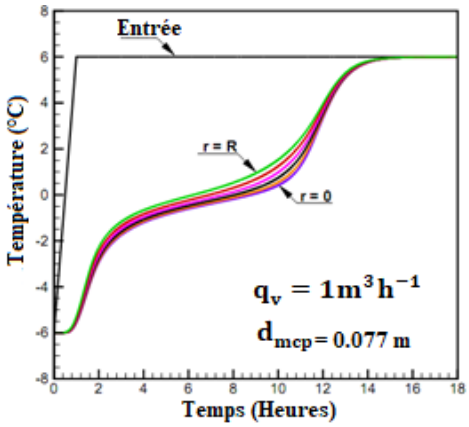


FIGURE 4.10 – Evolution de la température du fluide caloporteur en fonction du temps et pour différents diamètre d_{mcp}

Les modèles 1 et 2 sont utilisés pour décrire le profil de température du MCP à l'intérieur des capsules pour trois diamètres et au milieu de la cuve (figures (4.11) et (4.12)). A partir de ces résultats, on constate que pour un même débit et à une même position dans la cuve, le gradient thermique à l'intérieur des capsules augmente lorsque le diamètre des capsules augmente. Ces résultats montrent que la durée du changement de phase à l'intérieur des capsules diminue quand le diamètre de la capsule est réduit. Nous nous attendons à ce que le modèle 3 (modèle de diffusion radiale), qui néglige le gradient thermique lors du changement de phase, puisse être utilisé pour décrire la performance énergétique de la cuve de stockage contenant des capsules de petit diamètre. En général, il y a un compromis entre le débit du fluide caloporteur et le diamètre de la capsule pour améliorer les échanges thermiques et minimiser la puissance de pompage. Sebbar et al. [106] ont démontré que pour des faibles débits, l'utilisation de capsules sphériques de grande taille peut être avantageuse à la fois pour l'efficacité thermique de la cuve et les performances de pompage.

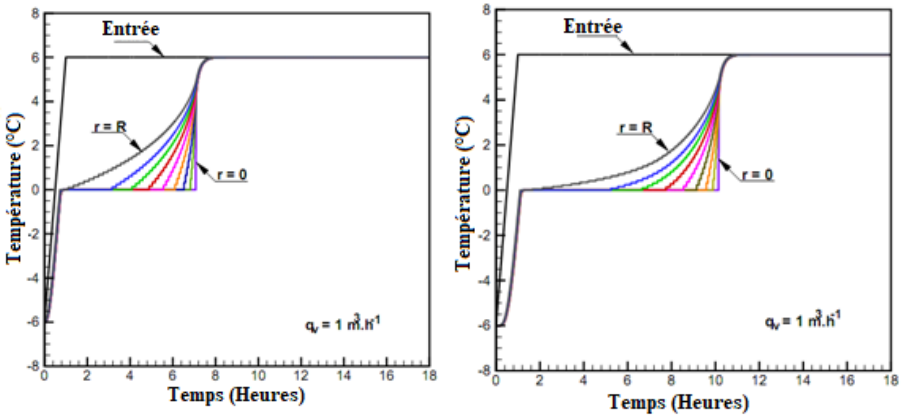


(a) Capacité apparente (b) Méthode enthalpique

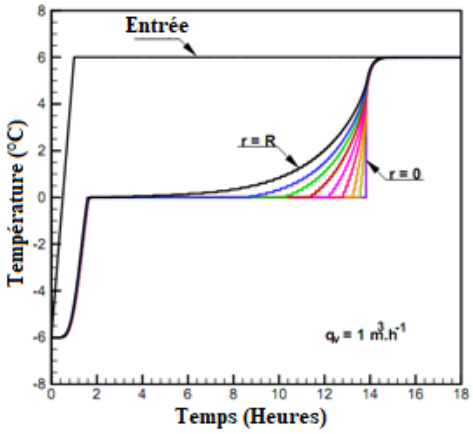


(a) Diffusion radiale

FIGURE 4.12 – Evolution de la température du MCP en fonction du temps et pour différents diamètre (Modèle 1)



(a) Capacité apparente (b) Méthode enthalpique



(c) Diffusion radiale

FIGURE 4.13 – Evolution de la température du MCP en fonction du temps et pour différents diamètre (Modèle 2)

4.8 Conclusion

La modélisation de divers phénomènes physiques en général et le transfert thermique dans les MCP en particulier est extrêmement importante, car elle permet une compréhension approfondie des lois physiques entourant le stockage thermique latent, et d'autre

part, la génération de modèles pour les études numériques qui simulent le protocole expérimental avec moins d'erreurs possibles.

Sur cette base, ce chapitre présente, une compariason entre trois modèles physiques dynamiques pour étudier le transfert de chaleur à l'intérieur de la cuve de stockage avec MCP confiné dans des capsules sphériques. Ces modèles sont basés sur la méthode de capacité calorifique apparente (modèle 1), la méthode enthalpique (modèle 2) et la méthode de diffusion radiale (modèle 3).

Les résultats numériques obtenus avec les modèle proposés sont en bon accord avec ceux fournis par l'expérience, chose qui vérifie la validité du notre code numérique utilisé.

Il a également été constaté que le processus de changement de phase dans les capsules se produit à température constante pour les modèles 2 et 3, alors qu'avec le modèle 1, il se produit sur une plage de températures.
Les deux modèles 1 et 2 confirment que les gradients thermiques à l'intérieur du MCP diminuent en réduisant le diamètre des capsules. Enfin, le modèle 2 nécessite plus de temps de calcul en raison du processus itératif utilisé pour calculer la fraction liquide du MCP dans les capsules pendant le processus de décharge.

Chapitre 5

Optimisation des performances énergétiques d'un capteur solaire intégrant un système de stockage

5.1 Introduction

Ces dernières années ont été marquées par des changements climatiques remarquables, de nouveaux rapports environnementaux indiquant que les activités anthropiques jouent un rôle dominant dans ces changements par l'émission de CO_2 dans l'environnement. Une grande partie de ces émissions est due à la consommation d'énergie par l'utilisation croissante de combustibles fossiles comme sources d'énergie pour répondre aux besoins énergétiques de la planète. Ces dernières années ont été marquées par des changements climatiques remarquables, et de nouveaux rapports environnementaux indiquent que les activités anthropiques jouent un rôle dominant dans ces changements par le biais des émissions de gaz à effet de serre dans l'environnement.

La disponibilité et le coût élevé de ces sources fossiles deviennent un problème pour le monde entier. La recherche scientifique fait actuellement de nombreuses tentatives pour trouver des solutions efficaces afin de minimiser les CO_2 dans l'environnement. Parmi les solutions proposées pour atteindre cet objectif figure l'utilisation de sources d'énergie renouvelables.

L'exploitation des énergies renouvelables présente toute une série de points positifs puisqu'elles sont largement disponibles, respectueuses de l'environnement et deviennent progressivement rentables.

L'énergie solaire fait partie des sources renouvelables qui ont connu un grand essor dans plusieurs régions du monde. L'énergie solaire a permis de répondre à une grande partie de la demande énergétique mondiale grâce au développement de plusieurs technologies tant pour la production d'électricité que de chaleur. Le capteur solaire est un système solaire thermique a été introduit pour convertir. Le rayonnement solaire en énergie thermique. Sa conception est simple et consiste en une couverture transparente, un absorbeur et un fluide de transfert afin de fournir au consommateur de l'eau chaude et du chauffage. Cette conception simple avec peu d'équipement a fait de ce capteur des catégories rentables [121]. La simplicité technologique et la performance économique ont motivé les chercheurs du monde entier à mener plusieurs études expérimentales et nu-

mériques pour optimiser le rendement thermique et la performance d'un capteur solaire intégré. Une étude de [122] a présenté une analyse expérimentale sur le rendement thermique et hydrodynamique d'un capteur solaire plat avec un nouveau design, caractérisé par son canal ondulé et une augmentation de la surface d'échange. L'objectif était d'augmenter le rendement du collecteur par rapport à la conception précédente avec un canal parallèle. La performance du rendement thermique d'un capteur solaire intégré est influencée par plusieurs paramètres internes (liés au capteur) ou externes. L'angle d'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontale est un paramètre important qui a un effet sur la performance du capteur plan. Ainsi, l'angle d'inclinaison du collecteur peut influencer le coefficient de perte maximale et la quantité de rayonnement atteignant l'absorbeur [123]. De la même manière, la surface absorbante est également un paramètre interne très important qui peut affecter le comportement du capteur solaire en fonction de la géométrie et des matériaux de fabrication. Pour un capteur de type cylindre parabolique, on constate que la tôle d'aluminium permet une meilleure absorption de la chaleur [124]. Une autre étude a porté sur l'amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire à air avec un absorbeur recouvert de sable. La configuration proposée conduit à une surface supplémentaire permettant d'augmenter la surface effective de transfert de chaleur. En conséquence, l'efficacité thermique est améliorée de plus de 17% [125].

Du point de vue de la géométrie de l'absorbeur, une étude comparative a été réalisée entre un capteur solaire à air à double passage utilisant des plaques d'absorbeur plates et un autre utilisant des plaques d'absorbeur ondulées. Les résultats ont montré que ce dernier est le plus efficace en fonction de la température de sortie, de la puissance de sortie et des pertes globales du capteur [126].

D'autres concepteurs ont développé un absorbeur ondulé pour améliorer l'efficacité optique et thermique du capteur solaire, réduire la pertes de charges et augmenter la puissance de la pompe de consommation d'énergie. Cependant, seul un effet marginal a été observé en ce qui concerne l'efficacité énergétique du capteur, par rapport à un capteur solaire conventionnel [127]. En outre, il a été démontré que la surface ondulée d'un absorbeur améliore l'efficacité thermique et optique en régime permanent. Pour un capteur solaire/eau rectangulaire, le rendement dépend fortement du taux de transfert entre la surface de l'absorbeur et l'eau, car il dépend de la quantité de rayonnement solaire incident sur la surface de l'absorbeur [128].

La surface absorbante ondulée permet d'augmenter la longueur, ce qui augmentera encore le transfert de chaleur convectif de la surface absorbante vers l'eau. De plus, elle assure une augmentation de la surface exposée au rayonnement solaire qui permet d'obtenir une température de fonctionnement plus élevée que celle obtenue par la surface absorbante plane. Cela signifie qu'une plus grande quantité d'énergie solaire est convertie en énergie thermique pendant le fonctionnement, mais cela diminue légèrement l'efficacité du système [128] . Dans une autre étude traitant des capteurs solaires à air qui sont fréquemment utilisés dans les applications de séchage, différents modèles ont été analysés. L'efficacité thermique a été améliorée en utilisant un modèle avec un simple vitrage en plastique et une feuille d'aluminium peinte en noir de $0,40mm$ d'épaisseur comme absorbeur [129]. Le débit massique du fluide entrant dans le capteur solaire a un effet très important sur le comportement du capteur solaire. En effet, l'augmentation du débit entraîne une diminution de la température de sortie et du coefficient global de perte de chaleur. Pour les capteurs à tubes, on constate que le nombre de tubes optimal correspon-

dant à la température de sortie maximale dépend fortement du débit [130]. L'isolation des parois et de l'arrière du capteur solaire par des matériaux isolants permet de minimiser les pertes de chaleur vers l'extérieur, ce qui indique que le rendement du capteur solaire utilisant du bois de palmier dattier est supérieur à celui du capteur utilisant de la laine de verre comme isolant [131].

Le vitrage est un autre paramètre qui peut influencer le comportement thermique du capteur. Dans l'étude réalisée par [132] il a été démontré que l'utilisation d'un double vitrage augmentait les performances d'un système capteur/régénérateur (C/R) par rapport à l'utilisation d'un simple vitrage. Une limitation remarquable du chauffe-eau solaire intégré est son incapacité à couvrir seulement une partie des besoins d'une famille en eau chaude et en chauffage des locaux. Ceci est particulièrement dû à la nature intermittente de l'énergie solaire et aux pertes de chaleur élevées qui entraînent des baisses significatives de la température moyenne de l'eau. Pour surmonter partiellement cette limitation, plusieurs études ont proposé d'intégrer des matériaux à changement de phase directement dans le capteur solaire. Ainsi, le capteur peut stocker de l'énergie pendant une journée ensoleillée et la restituer pendant la nuit. En outre, les matériaux à changement de phase (MCP) ont été exploités dans différentes conceptions du capteur solaire intégré afin de maximiser la chaleur utile obtenue par le capteur en raison de leurs propriétés thermophysiques [133].

Les meilleurs résultats ont été obtenus au cours des dernières années grâce aux technologies de pointe employées [134] pour le stockage de l'énergie thermique et pour la stabilisation de la température dans le capteur solaire [135]. En raison de l'augmentation de la densité de stockage et de la nature isotherme du processus de stockage, les matériaux à changement de phase représentent un moyen efficace de stocker l'énergie thermique à l'aide de systèmes de stockage d'énergie thermique latente [136]. Par conséquent, le choix des matériaux à changement de phase est une solution appropriée pour stocker l'énergie thermique et la libérer sous forme de chaleur latente lorsque la source d'énergie est indisponible [137].

Dans une étude comparative réalisée par [138] entre un modèle décrivant une unité de stockage de chaleur sensible et un autre décrivant une unité de stockage de chaleur latente. Il a été montré que le premier modèle fonctionne mieux que le second car il permet de réduire les pertes thermiques et d'avoir une meilleure conservation de la chaleur. Ainsi, l'intégration de matériaux à changement de phase dans les capteurs solaires à eau plan permet d'obtenir une capacité de stockage satisfaisante et de fournir de l'eau chaude pendant une période plus longue [133]. L'ajout d'ailettes de transfert de chaleur dans un ballon de stockage de chaleur utilisant le matériau à changement de phase a un effet positif sur le transfert de chaleur mais des effets négatifs sur la convection naturelle [139].

La performance globale d'un capteur solaire intégré dépend du type de matériau à changement de phase utilisé, de sa masse et de sa localisation [121]. En ce qui concerne la surface absorbante ondulée, l'effet d'amplitude a été largement étudié dans la littérature. Un modèle tridimensionnel d'un capteur solaire avec stockage d'énergie contenant des ailettes et un matériau à changement de phase a été analysé en étudiant les effets de la hauteur sans dimension (h/H), de la largeur (I/W), de l'espacement (p/P) et de l'angle d'installation (φ). La meilleure performance du transfert de chaleur dans le capteur est obtenue avec les valeurs suivantes : h/H = 0.8, I/W = 0.1, p/P = 0.1 $\varphi = 45°$ [140].

L'augmentation de la surface de contact entre le matériau à changement de phase et la plaque absorbante augmente la température de sortie du collecteur[134]. Une simulation numérique bidimensionnelle du processus de fusion des matériaux à changement de phase dans une enceinte rectangulaire a été réalisée à différents angles d'inclinaison. Les résultats montrent que le taux de fusion à l'intérieur de l'enceinte augmente lorsque l'angle d'inclinaison diminue de 90° à 0° [141].

Le présent travail vise à optimiser la géométrie d'un capteur solaire intégré en adoptant un nouveau design caractérisé par une géométrie spécifique de l'absorbeur qui permet d'améliorer les performances thermiques du capteur sans affecter de manière significative ses dimensions et son prix. Les contributions spécifiques de ce travail sont énumérées ci-dessous :

- Développer un modèle physique 2-D pour différentes conceptions en faisant varier la forme de la surface absorbante. Des simulations ont été effectuées dans des conditions de fonctionnement et de météo afin d'arriver à une forme efficace pour le comportement thermique du collecteur.
- Évaluer la performance thermique des capteurs basée sur l'intégration d'une couche de MCP dans le capteur en utilisant la forme optimale de la surface absorbante, cette étape justifie les avantages du stockage thermique par la chaleur latente dans les capteurs solaires intégrés par le processus de fusion/solidification de la couche de MCP.
- Les conditions de fonctionnement optimisées ont été déterminées par une analyse des différents paramètres liés au collecteurs tels que l'évolution temporelle de la température de sortie, la quantité de la chaleur thermique manquante (la quantité nécessaire pour satisfaire le besoin) et l'efficacité thermique, ces paramètres permettant de déterminer la configuration géométrique finale et le débit massique ainsi que l'épaisseur de la couche de MCP.

5.2 Description du capteur solaire

La Figure (5.1) illustre le système de capteurs solaires utilisé dans cette étude. Il se compose d'une boite rectangulaire bidimensionnel de hauteur H et de longueur L. Il est composé d'un absorbeur chauffé avec une densité de flux constante et de côtés supérieur et inférieur isolés. Une attention particulière a été portée sur la surface absorbante et ses dimensions afin d'obtenir une amélioration de la performance du capteur solaire. Pour cela, plusieurs configurations ont été examinées numériquement.

La configuration de base du capteur solaire intégré, d'une hauteur h et d'une surface d'absorption plane, est fixée à $0,08m$ et $1m^2$ respectivement, inclinée avec un angle d'inclinaison de 45° et orientée vers le sud. Cette conception se compose de trois éléments tels que la partie vitrée, la surface absorbante et la partie isolante. Lorsque le rayonnement solaire frappe le verre, la chaleur transmise est transférée à l'eau, ce qui entraîne une augmentation progressive de sa température. L'eau à basse température entre sur le côté inférieur gauche du collecteur, tandis que l'eau chauffée sort sur le côté supérieur droit. Le diamètre D des tuyaux d'entrée et de sortie est fixé à $0,02m$. Pour réduire les

pertes de chaleur vers l'extérieur, une isolation est appliquée sur les parois et l'arrière du capteur solaire. La figure ci-dessous montre la forme du capteur solaire étudié.

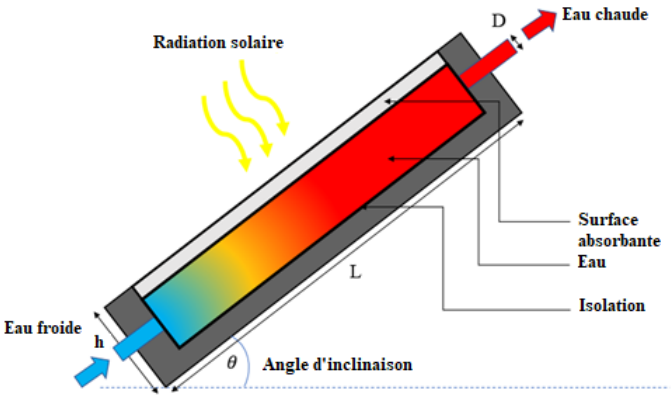


FIGURE 5.1 – Géométrie du capteur solaire

Dans la géométrie précédente, nous avons intégré trois types de surface absorbante : plate qui est considérée comme la référence, **triangulaire** et **ondulée** comme le montre la figure (5.2). La surface triangulaire est caractérisée par une amplitude H et une longeur d'onde P de petites dimensions. Pour éviter toute influence sur les conditions aux limites imposées, l'amplitude est examinée à travers les différentes valeurs à savoir : $1,00mm$, $1,50mm$, $2,00mm$, $2,50mm$ et P (longeur d'onde) varie entre $0,50cm$, $0,66cm$, $0,80cm$ jusqu'à $1,00cm$.

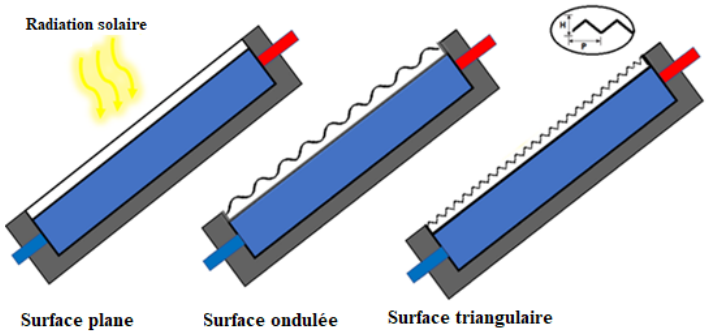


FIGURE 5.2 – Différents types de surface absorbante

[P= 0,5cm ; H varié]	[0,5cm ;1mm]	[0,5cm ;1.5m]	[0,5cm ;2mm]	[0,5cm ;2,5mm]
[P varié ;H = 2,5mm]	[1cm ;2,5mm]	[0,80cm ;2,5m]	[0,66cm ;2,5m]	[0,5cm ;2,5mm]

TABLEAU 5.1 – Dimensions pour différentes configurations triangulaires

5.3 Situation énergétique et zones climatiques au Maroc

5.3.1 Considérations générales

Les sources des énergies renouvelables joueront un rôle important dans l'avenir du monde puisqu'elles sont des sources naturelles et abondantes. Ces sources, appelées également sources d'énergie de remplacement, regroupent l'énergie solaire, l'énergie éolienne, l'énergie de la biomasse, l'énergie géothermique, etc. Ces sources énergétiques renouvelables permettent de répondre aux besoins nationaux en énergie avec des nulles ou faibles émissions de polluants atmosphériques et de gaz à effet de serre.

Le but de cette partie est de présenter le profil énergétique marocain avec un aperçu sur le potentiel de l'énergie solaire au Maroc.

Le Maroc possède un énorme potentiel d'énergie solaire avec un rayonnement solaire moyen de 5, 3kW$h.m^2/jour$ et un ensoleillement annuel moyen de durée d'environ 3000 heures. Néanmoins, le Maroc importe plus de 95% de ses besoins en énergie avec une demande énergétique attendue triplée d'ici 2030, malgré sa situation stratégique. Dans un tel contexte, les décideurs marocains ont commencé à reconnaître la nécessité de recourir aux sources des énergies renouvelables, en particulier l'énergie solaire qui est l'une des énergies renouvelables les plus abondantes et les plus précieuses du pays, orant ainsi des opportunités intéressantes pour le Maroc [142]. Par conséquent, ce potentiel peut être exploité pour répondre aux besoins de confort thermique au Maroc tout en réduisant la facture énergétique et en respectant l'environnement.

An de minimiser sa forte dépendance vis-à-vis de l'étranger, le Maroc héberge actuellement le plus grand système d'énergie solaire concentrée (CSP pour Concentrated Solar Power) utilisant des collecteurs paraboliques (PTC pour Parabolic Trough Collectors) en tant que technologie permettant de convertir le rayonnement solaire en énergie thermique pour la production d'électricité.

5.3.2 Conditions climatiques marocaines

Le climat marocain est à la fois méditerranéen et atlantique, avec une saison sèche et chaude associée à une saison froide et humide. la période chaude est marquée par les pluies d'octobre. La présence de la mer atténue les diérences de température, tempère les saisons et augmente l'humidité de l'air (pluies de 400 à 1000 mm sur la côte). A l'intérieur, le climat varie en fonction de l'altitude. Les étés sont chauds et secs, surtout quand le vent d'été venant du Sahara (le sirocco chaud ou le chergui) soue. Les hivers sont froids et pluvieux avec le gel et la neige. Dans les régions montagneuses, les précipitations sont très importantes (plus de 2000 mm de précipitations dans le Rif ou 1800 mm dans le Moyen Atlas). Le Maroc pré-saharien et saharien a un climat de désert sec.

Récemment, l'Agence Nationale pour l'Efficacité Energétique (AMEE) en partenariat avec le centre national de météorologie a mis en place une nouvelle carte de zonage climatique pour le Maroc an de développer la réglementation thermique du bâtiment dans le pays. En réalité, le Maroc est segmenté en six zones climatiques (voir la figure (5.3)).

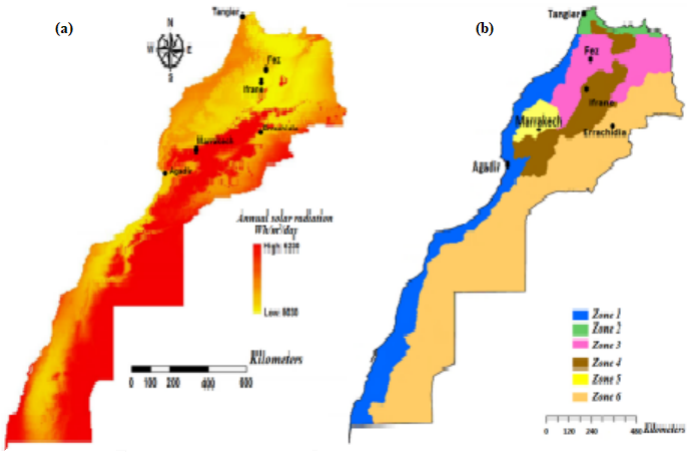


FIGURE 5.3 – (a) Potentiel de l'énergie solaire et (b) Zones climatiques au Maroc (AMEE [143])

5.3.3 Conditions météorologiques

Les conditions météorologiques ont un effet déterminant dans l'étude thermique de capteur solaire. Pour cela il sera approprié de les présenter en premier lieu. La température et le flux solaire incident que nous avons considérés lors de la présente étude, appartiennent aux données météorologiques de la ville marocaine d'Errachidia pendant le trois jours du printemps.

Les figures (5.4) et (5.5) illustrent les conditions climatiques extérieures prises en considération lors de la simulation numérique. La température d'entrée de l'eau est considérée comme constante égale à 15°C.

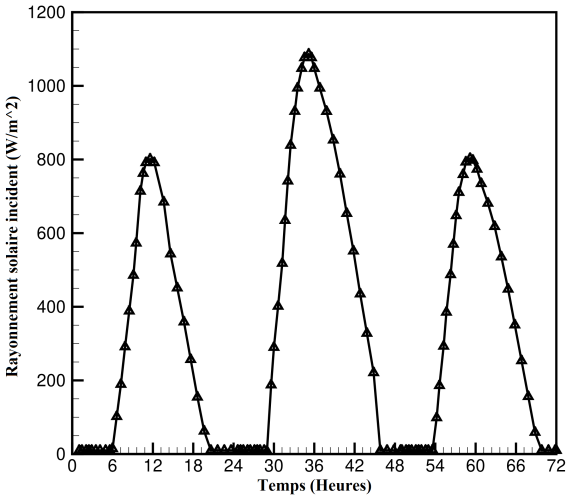


FIGURE 5.4 – Variation temporelle du rayonnement solaire pendant trois jours du mois d'avril à Errachidia (Maroc) [121] (W/m^2)

La figure (5.4) montre le profil du rayonnement solaire incident pendant 72 heures du mois d'avril à Errachidia. On constate que l'ensoleillement augmente et atteint sa valeur maximale (1100W.m^2) pendant la deuième journée entre 13h et 15h de l'après midi.

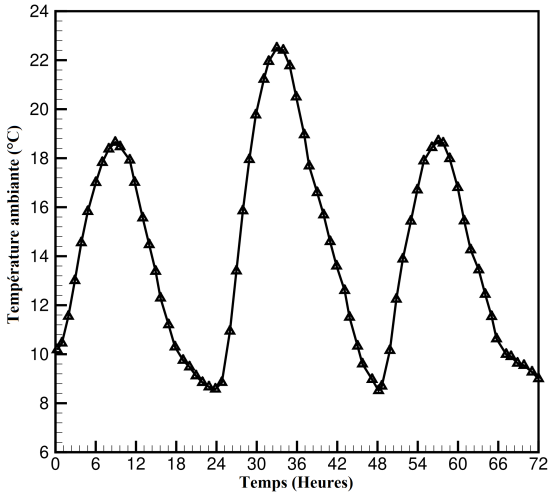


FIGURE 5.5 – Profil de la température ambiante en fonction du temps pendant trois jours du mois d'avril à Errachidia (Maroc) [121]

La figure (5.5) illustre la variation temporelle de la température extérieure pendant 72 heures du mois d'avril à Errachidia. On remarque que pour cette période, la température extérieure varie entre 23°C et 9°C comme indiqué sur la figure.

5.3.4 Sensibilité de modèle

Avant d'exploiter le modèle numérique, il est important d'effectuer une étude sur l'indépendance du maillage. Pour cela, Nous avons utilisé un maillage cartésien régulier quadratique qui est un maillage structuré. Le choix du maillage est fait après une étude de sensibilité qui a été faite sur le nombre de cellules utilisées jusqu'à atteindre un bon compromis entre précision et temps de calcul (voir figure (5.6)). En effet, Nous avons utilisé une méthode d'augmentation du nombre de cellules en passant progressivement par un maillage grossier et nous calculons la température de sortie après 36 h en fonction du nombre de cellules.

Pour un faible nombre de cellules, la variation est très faible, nous arrêtons ce processus lorsque nous le résultat reste quasi-consant. Nous avons obtenu un maillage plus fin avec une bonne convergence des résultats et caractérisé par 20645 cellules (début de stabilisation de la température).

Une quantification de l'incertitude dans notre simulation a été réalisée afin de vérifier la convergence des résultats basés sur l'extrapolation généralisée de Richardson. L'indice de convergence du maillage (ICG), qui mesure cette quantité, est calculé comme suit :

$$\mathrm{ICG} = \frac{\mathrm{F}_s|\varepsilon|}{r^p - 1} \tag{5.1}$$

$$r = \frac{h_2}{h_1} \tag{5.2}$$

h_2 et h_1 : sont respectivement le pas d'espace de la maille fine et grossière et le coefficient de sécurité $\mathrm{F}_s = 0,5$.

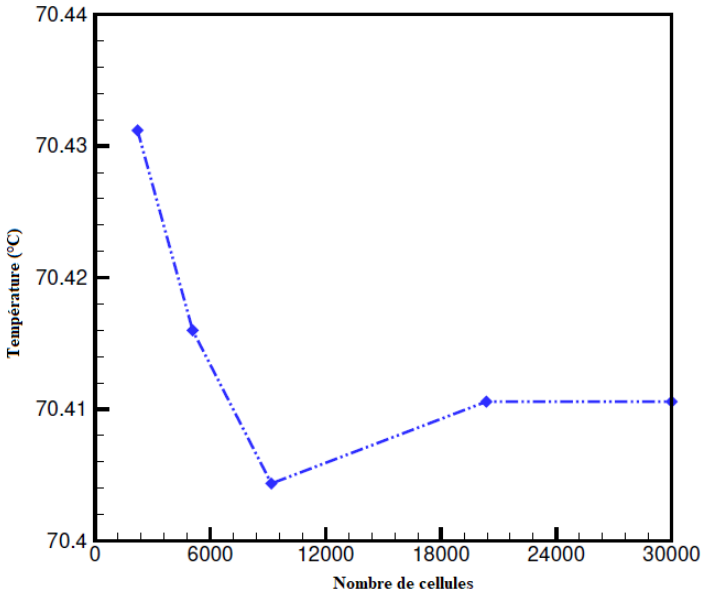


FIGURE 5.6 – Nombre de cellules en fonction de la température maximale de sortie

Avec un rapport r = 2 et une méthode du second ordre (p = 2) telle que celle utilisée dans le code CFD, l'indice devient :

$$ICG = |\varepsilon| \tag{5.3}$$

$$|\varepsilon| = \left| \frac{T_1 - T_2}{T_2} \right| \tag{5.4}$$

T_1 est la température de sortie après 36 heures, déterminée à l'aide d'un maillage de référence, et T_2 est la température de sortie après 36 heures, déterminée à l'aide d'un maillage deux fois plus petit. En utilisant un maillage deux fois plus dense que le maillage de référence lors du calcul de l'ICG, nous pouvons obtenir un interval d'erreur moyenne acceptable avec l'ICG de = 0,34%.

5.4 Analyse par volumes finis de capteur solaire à base des MCP

5.4.1 Formulation mathématique du comportement des MCP

Cette section présente le modèle mathématique adopté pour résoudre les phénomènes des transferts thermiques au sein du capteur thermique. Le processus du changement de phase dans le capteur solaire a été étudié dans le capteur thermique latent de type absorbeur est à la fois un problème de transfert thermique, de changement de phase et de mécanique des fluides. Tout d'abord, les équations théoriques de base couvrant cette physique seront présentées. Ensuite, les hypothèses faites pour simplifier ces équations pour en arriver à celles qui sont résous dans ce travail.

La géométrie du problème étudié est un capteur rectangulaire bidimensionnel de largeur H et de longueur L. Il est composé d'un absorbeur chauffé avec une densité de flux constante ϕ et de côtés supérieur et inférieur isolés.

La résolution des équations de conservation numériquement est basée sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

— Le fluide (eau) est newtonien et incompressible.

— L'écoulement est laminaire (R_e= 1301) et bidimensionnel.

— L'écoulement et le transfert de chaleur sont bidirectionnels selon les axes x et y.

— La dissipation visqueuse est négligée.

— Toutes les propriétés du fluide sont considérées comme constantes, à l'exception de la densité qui est supposée être une fonction de la température.

— L'approximation de Boussinesq est appliquée

L'approximation de Boussinesq suppose une relation linéaire entre la densité et la température :

$$\rho(T) = \rho_{réf}[1 - \beta(T - T_{inf})] \tag{5.5}$$

$\rho_{réf}$ est la densité de référence, T_{inf} est la température de référence (ici, la température de changement de phase T_F) et β le coefficient d'expansion thermique. Les particules ayant une température plus élevée auront une densité plus faible et auront tendance à flotter sur celles qui sont plus froides et plus denses.

Les équations générales régissant l'écoulement et les échanges thermiques en régime instationnaire à l'intérieur du capteur solaire peuvent être écrites comme suit :

— Equation de conservation de la masse :

$$\vec{\nabla}(\rho\vec{V}) = 0 \tag{5.6}$$

On peut interpréter cette équation comme ceci : le changement de masse dans un certain volume est égal au flux de masse entrant ou sortant de ce volume. Cette équation permet d'assurer qu'il n'y a pas création ni dégradation de masse dans le domaine étudié.

— Equation de conservation de la quantité du mouvement

$$\frac{\partial(\rho\vec{V})}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho\vec{V}) = -\vec{\nabla}P + \mu\vec{\nabla}^2\vec{V} + \rho g + S \tag{5.7}$$

Cette équation peut être interprétée comme la deuxième loi du mouvement de Newton. L'accélération d'une particule dépend du gradient de pression autour de cette particule, des contraintes qu'exercent les particules voisines sur celle-ci et de force volumétrique qui s'applique sur chaque particule telle la gravité. Cette équation assure que la quantité de mouvement dans le domaine est conservée.

— Equation de conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla(\rho\mathbf{V}h) = \nabla(\lambda\nabla T) \tag{5.8}$$

La variation d'enthalpie est définie comme étant la combinaison de la variation d'enthalpie sensible et de l'enthalpie latente tel que :

$$\Delta h = c_P\Delta T + L_F\Delta f \tag{5.9}$$

où f est la fraction liquide et L_F est la chaleur latente de fusion. La fraction liquide est la variable qui représente l'état d'une particule de fluide, allant de 0 si la particule est solide à 1 si la particule est liquide. La fraction liquide f d'une particule dépend de sa température. Il est pratique de définir l'état d'un fluide selon sa température. On définit comme température solidus Ts la température la plus élevée à laquelle 100% des particules de fluides sont solides. On définit pareillement comme température liquidus T_l la température la plus basse à laquelle 100% des particules de fluides sont liquides. On appelle zone pâteuse toute zone où la température se trouve entre T_s et T_l. Suivant ces définitions, on peut décrire la relation entre la fraction liquide et la température ainsi :

$$\begin{cases} f = 0 & \text{if } T < T_S \\ f = 1 & \text{if } T > T_L \\ f(T) = \frac{T - T_S}{T_L - T_S} & \text{if } T_S < T < T_L \end{cases} \tag{5.10}$$

Pour pouvoir représenter à la fois le domaine liquide et le domaine solide en utilisant les mêmes équations, il faut introduire un artifice de calcul. Il faut introduire un terme dans l'équation (5.7), qui modélise le mouvement, pour fixer la position des particules solides tout en laissant les particules liquides libres de se déplacer. On ajoute donc le terme source suivant à l'équation (5.7)

$$S = \frac{c(1-f)^2}{f^3 + \varepsilon}\mathbf{V} \tag{5.11}$$

Où c est la constante de zone pâteuse et ε est un petit nombre pour éviter les divisions par 0. Lorsqu'une particule est liquide, $f = 1$ et le terme source S tend vers 0. Il devient effectivement négligeable. On constate cependant que lorsqu'une particule est solide, $f = 0$ et le facteur multipliant la vitesse tend vers l'infini. Étant donné que l'équation (5.7) est un bilan de quantité de mouvement, si un terme comme celui-ci devient énorme, il doit nécessairement être compensé par un autre terme de l'équation. Étant donné qu'aucun autre terme de l'équation ne peut lui arriver à la hauteur, le système d'équation va plutôt arriver à un équilibre en faisant tendre **V** vers 0 pour multiplier le terme qui tend vers l'infini. Ultimement, la vitesse des particules solides va tendre vers 0 alors que les particules liquides ne seront pas affectées, ce qui est l'objectif souhaité par l'introduction de ce terme source.

La valeur de c dépend en principe de la morphologie du milieu poreux. La quantité ε est introduite ici simplement pour éviter une division par zéro dans le cas d'une fraction liquide nulle.

Numériquement, le rapport C/ε doit être suffisamment élevé afin d'annuler les vitesses dans la région solide. Dans notre cas $c = 10^{15}$ et $\varepsilon = 10^{-6}$.

La modélisation est basée sur un calcul transitoire permettant d'observer et d'analyser le changement de phase de la paraffine **n-eicosane** ($C_{20}H_{42}$) grâce au module solidification/melting du code CFD (Computational Fluid Dynamics) « OpenFOAM » basé sur le modèle enthalpie-porosité de Voller. Pour plus de détails concernant la méthode de résolution et la description du phénomène [144, 145, 146, 147].

5.4.2 Validation du modèle de changement de phase

La validation du problème de changement de phase dans une cavité rectangulaire en présence de la convection naturelle est présentée dans cette partie. Il s'agit d'une cavité rectangulaire de largeur $0,0635m$ et de longueur $0,0889m$. Le MCP testé est le gallium dont sa pureté est de 99,6%, un diamètre de $1,5mm$ et une température de fusion égale à 29,93°C. Le changement de phase sera dû à la paroi gauche de la cavité maintenue à une température chaude, supérieure à la température de fusion à l'intérieur de la cavité. Ce problème a servi à démontrer la place importante occupée par la convection naturelle dans le processus de fusion du matériau.

La Figure (5.7) illustre le déplacement de l'interface solide-liquide pour différents instants. Les résultats numériques en termes de position de l'interface solide/liquide sont en bon accord avec les résultats de référence [147].

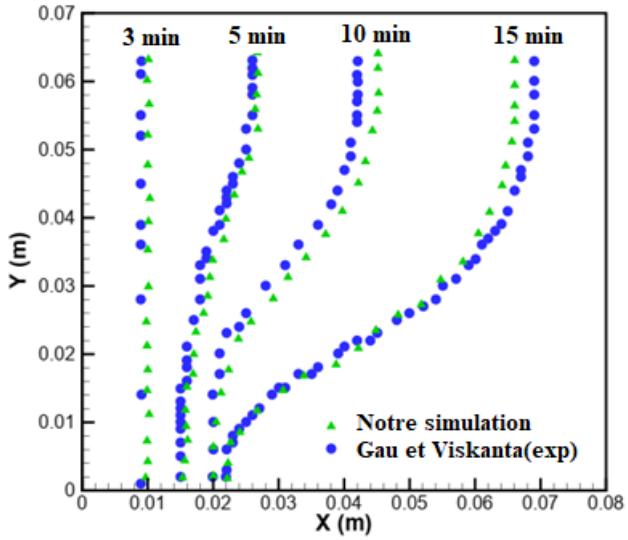


FIGURE 5.7 – Validation des résultats numériques et expérimentaux de front de fusion

5.4.3 Description du capteur solaire avec MCP

L'intégration de MCP dans les systèmes solaires est largement utilisée dans les applications solaires, pour absorber l'excès de chaleur. Dans un travail précédent, [121] ont développé un modèle analysant la performance thermique du chauffe-eau solaire intégré avec l'intégration d'une couche de $1cm$ d'épaisseur de matériau à changement de phase sur la moitié inférieure du collecteur comme le montre la figure (5.8) car le MCP n'atteint pas une fusion complète sur l'autre moitié, il s'agit d'une étude permettant d'optimiser la quantité de MCP tout en gardant la même performance de la couche complète en bas du collecteur. Dans cette étude, l'idée est d'intégrer le matériau à changement de phase de la même manière mais avec des surfaces absorbantes différentes pour analyser les améliorations possibles du capteur.

Un modèle a été développé [121] en analysant les performances thermiques du chauffe eau solaire intégré avec l'intégration d'une couche de MCP de $1cm$ d'épaisseur sur la moitié inférieure du capteur comme le montre la figure (5.8). Dans cette étude, nous avons intégré le MCP dans notre capteur de la même manière mais avec des surfaces absorbantes

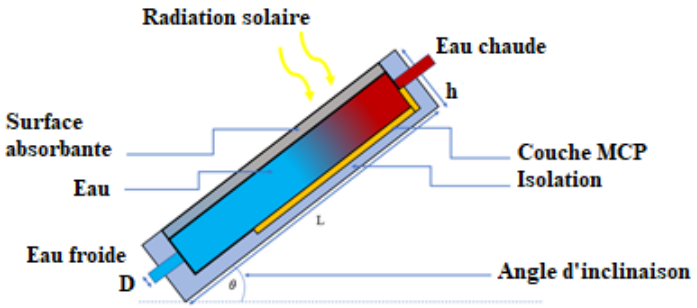


FIGURE 5.8 – Nouvelle géométrie avec l'intégration du MCP

différentes que nous avons traitées dans ce travail. Notre objectif est d'étudier le couplage entre l'effet de la surface absorbante et l'étude de l'effet du MCP sur le comportement thermique du capteur. Le tableau 5.2 présente les propriétés thermo-physiques de MCP étudiés [148].

Propriétés thermophysiques	$C_{20}H_{42}$
Densité ($kg.m^{-3}$)	
Solide	820
Liquide	780
Chaleur latente (kJ.Kg^{-1})	237,4
Température de fusion (°C)	36,65
Capacité thermique spécifique (kJ.Kg^{-1}.K^{-1})	
Solide	1,9
Liquide	2,2
Conductivité thermique (W.m^{-1}.K^{-1})	
Solide	0,212
Liquide	0,16

TABLEAU 5.2 – Propriétés thermophysiques du MCP (n-eicosane ($C_{20}H_{42}$))

5.5 Résultats de la simulation et analyse

Pour la structure d'un capteur solaire à eau étudié, les résultats obtenus sont présentés sous forme de profil de température moyenne de sortie, de puissance thermique, de fraction liquide et d'isothermes avec les effets des paramètres différentes, débit massique, géométrie de l'absorbeur, épaisseur du MCP. Dans cette section on va exposer ces résultats calculés.

5.5.1 Effets de débit du fluide caloporteur (HTF)

L'effet de débit du fluide caloporteur HTF sur la température de sortie est montré sur la figure (5.9). Avec l'augmentation de débit du fluide HTF, le coefficient de transfert thermique par convection augmente, qui mène une augmentation de taux de transfert thermique entre le HTF et la surface de l'absorbeur. Donc le temps de charge diminue avec

l'augmentation du débit du HTF. La première étape est l'étape de stockage par chaleur sensible, avec l'augmentation de débit, le transfert thermique entre le HTF et le MCP est amélioré, qui cause une augmentation très rapide de la température du MCP jusqu'à la température de fusion. Ainsi, l'étape de stockage par chaleur sensible diminue avec l'augmentation de débit. Dans l'étape de stockage par chaleur latente, les performances du transfert thermique augmente qui résulte un taux de fusion plus rapide de MCP. Pendant la période de décharge, le collecteur a gagné de la chaleur grâce à un débit de $0,0015 kg/h$. Lorsque la température de sortie a atteint l'équilibre avec la température ambiante, la période de décharge s'est terminée.

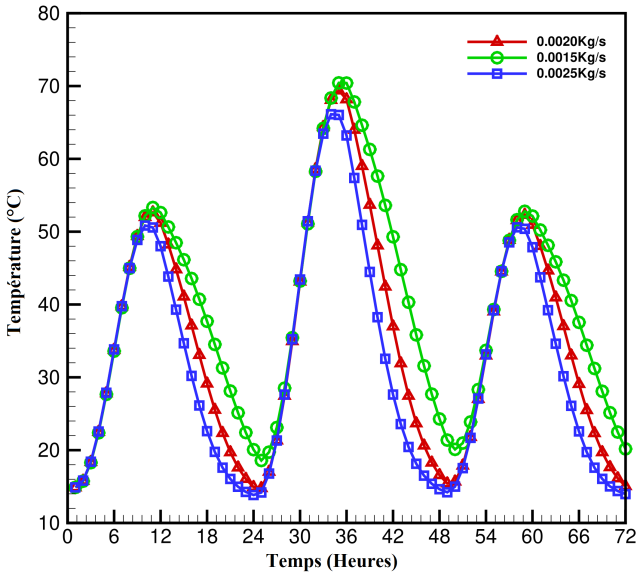


FIGURE 5.9 – Effet de débit sur les profils de température de sortie

5.5.2 Effet de la géometrie de l'absorbeur

Dans cette étude, pour changer la forme de la surface absorbante et utiliser une surface absorbante constitue un ensemble de triangles et un ensemble d'ondulations plutôt qu'une surface absorbante plate, la profondeur et la période de l'ondulation doivent être très petites tant qu'elles sont acceptables pour la construction (problème purement industriel).

Pour la collecte du rayonnement solaire, [128] on a pensé que la surface pouvait encore être considérée comme plate. Parmi les limitations des grandes amplitudes d'ondulation, la condition de flux solaire impposé est la même sur toute la surface de l'absorbeur, mais en réalité, elle peut être modifiée avec des grandes amplitudes d'ondulation en ombrant l'une sur l'autre.

La surface modifiée a une longueur caractéristique plus élevée, ce qui affecte le coefficient de transfert de chaleur par convection de la surface de l'absorbeur vers l'eau et augmente la surface exposée au rayonnement solaire. On observe que le chauffe-eau solaire avec une surface ondulée convertit plus d'énergie solaire en chaleur utile que le système de base.

Afin de déterminer la configuration géométrique la plus efficace, des simulations numériques ont été réalisées pour différentes surfaces absorbantes : forme triangulaire avec différentes valeurs de hauteurs et de largeurs et forme ondulée avec différentes longeurs d'onde.

Un calcul de la puissance produite à chaque instant a été effectué pour les différentes amplitudes comme le montre la figure (5.10 (b)) et le rapport de cette puissance à la puissance collectée par l'eau. Ce rapport a été calculé aux temps $12h$ et $36h$. Le résultat indique qu'il augmente de 40% à 50% en augmentant l'amplitude.

Taux de chaleur stocké/dégagé par le MCP :

$$\mathrm{Q}_{mcp} = h_{mcp}\mathrm{A}_{mcp}(\mathrm{T}_p - \mathrm{T}_{mcp}) \tag{5.12}$$

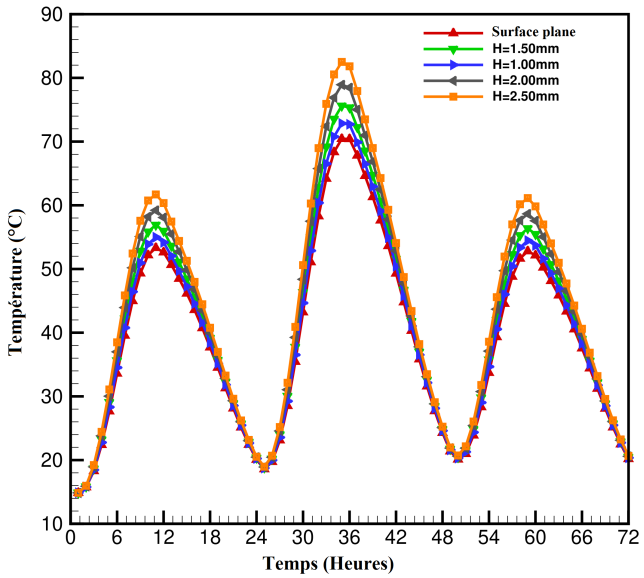
Perte de chaleur par l'isolation :

$$\mathrm{Q}_{in} = h_{in}\mathrm{A}_{mcp}(\mathrm{T}_{mcp} - \mathrm{T}_a) \tag{5.13}$$

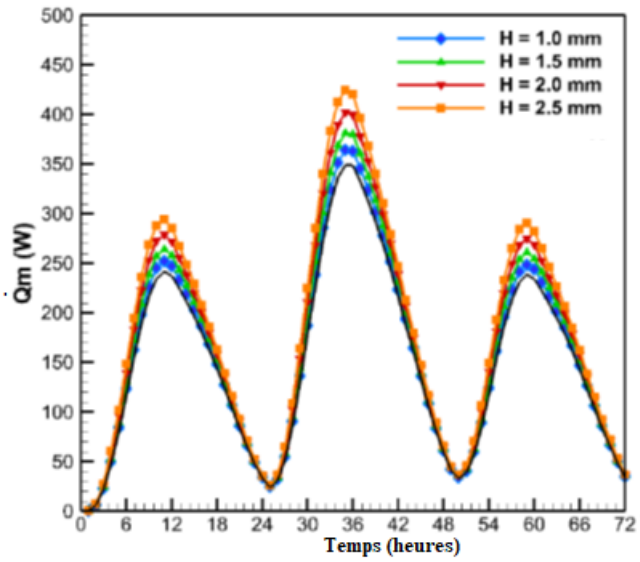
Taux de chaleur utile : puissance reçue par l'eau / puissance solaire

$$\dot{\mathrm{Q}}_m = \dot{m}c_w(\mathrm{T}_{sortie} - \mathrm{T}_{entrée}) \tag{5.14}$$

$$r_a = \frac{\dot{\mathrm{Q}}_m}{\mathrm{I}_t\mathrm{A}_a} \tag{5.15}$$



(a)



(b)

FIGURE 5.10 – (a) : Variation de la température de sortie, (b) : Variation de la puissance produite ($\dot{Q}_m$)pour les différentes valeurs de l'amplitude avec une longeur d'onde fixe à P_1=0.50cm

Les hauteurs suivantes de la forme triangulaire ont été considérées $H_1 = 1,00mm$, $H_2 = 1,50mm$, $H_3 = 2,00mm$, $H_4 = 2,50mm$ avec une longeur d'onde fixe de $P_1 = 0,50cm$. Les résultats de l'évolution de la température de sortie du collecteur pour la même longeur d'onde de simulation sont présentés dans la figure (5.10).

Lorsque l'amplitude passe de $1mm$ à $2,5mm$, la disponibilité de l'eau chaude augmente pendant une longue période.

On peut voir sur cette figure les différences de température de sortie entre les valeurs de l'amplitude. Ces différences signalent la quantité de chaleur utile prélevée sur le rayonnement solaire.

Par exemple, l'amplitude avec la valeur de $2,50mm$ conduit à des résultats acceptables dans l'évolution de la température de l'eau dans le collecteur pendant la majeure partie de la journée par rapport aux autres valeurs. Le collecteur avec une profondeur ondulée de $1mm$ fournit de l'eau chaude au-dessus de 50°C pendant 12 heures. Si l'on applique une hauteur supplémentaire de $0,50mm$ à l'amplitude, nous obtenons à nouveau une augmentation de 5°C de la température de sortie.

En outre, la température de sortie de la plaque absorbante n'est pas plus élevée que celle des autres profondeurs de configuration triangulaire. En raison de la réflexion et de l'absorption multiples du rayonnement entrant, la plaque triangulaire présente un avantage majeur par rapport à la plaque plate en termes d'absorption d'une plus grande quantité de rayonnement solaire. Elle permet d'obtenir une température de l'eau plus élevée pendant de plus longues périodes, surtout avec une profondeur de $2,50mm$.

La variante géométrique suivante est obtenue en modifiant la longeur d'onde P. La profondeur est maintenue constante (H_4=2,50mm) et les longeurs d'onde examinées sont :

P_1=0,50cm, P_2=0,66cm, P_3=0,80cm, P_4=1,00cm.

Les résultats numériques de l'évolution de la température sont illustrés dans la figure (5.11).

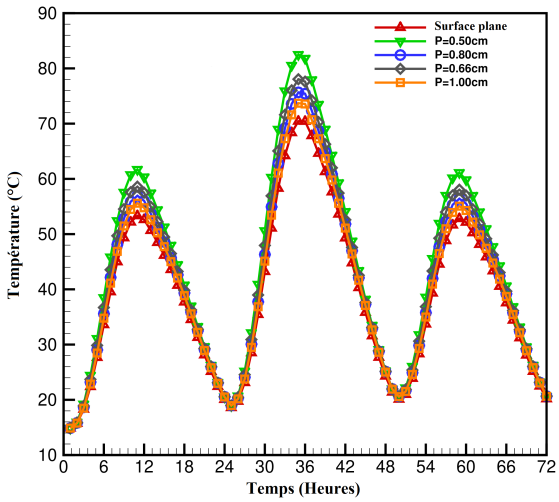


FIGURE 5.11 – Profil de température de sortie pour différentes valeurs de la longeur d'onde

D'après la figure (5.11), il est clair que la température de sortie du capteur solaire est également influencée par la longeur de l'ondulation comme nous l'avons vu pour la profondeur de l'ondulation. Mais cette fois, elle diminue lorsque nous augmentons la longeur d'onde, ce qui est logique à un certain point. En augmentant la longeur d'onde sans augmenter l'amplitude, nous nous rapprochons de la configuration plate.

Il ressort des résultats qu'en augmentant la longeur d'ondulation de $0,5cm$ à $1cm$, les valeurs maximales de la température de sortie pour le deuxième jour, lorsque le rayonnement solaire est de 1100W/m^2, passent de 84°C à 74°C.

Pour l'intervalle d'étude, nous avons choisi la valeur utilisée dans la partie précédente P_1=0,50cm qui a donné de bons résultats avec l'amplitude H_4=2,50mm. Finalement, nous obtenons une forme optimale de surface triangulaire caractérisée par un couple [H_4=2,50mm, P_1=0,50cm].

Les capteurs solaires à eau chaude ondulés, triangulaires et plans mentionnés dans les sections précédentes ont tous été testés dans des conditions extérieures identiques. Pour comparer les différentes géométries de capteurs solaires, nous nous sommes basés sur la température de sortie de l'eau comme critère, comme le montre la figure (5.12).

On peut clairement voir que la forme ondulée améliore la température de sortie dans le capteur solaire qui atteint une valeur maximale d'environ 87°C pendant le deuxième jour, nous obtenons des différences de température maximales d'environ 6°C et 15°C par rapport à la valeur atteinte dans le cas de la forme triangulaire et simple respectivement.

La forme de la surface absorbante triangulaire et ondulée au lieu d'une surface plane dans un capteur solaire nous permet d'obtenir plus de chaleur utile à une température plus élevée. En particulier, la surface ondulée puisque pendant la majeure partie de la

journée. Le capteur solaire proposé a une température de l'eau plus élevée par rapport à la configuration de référence avec une surface plane.

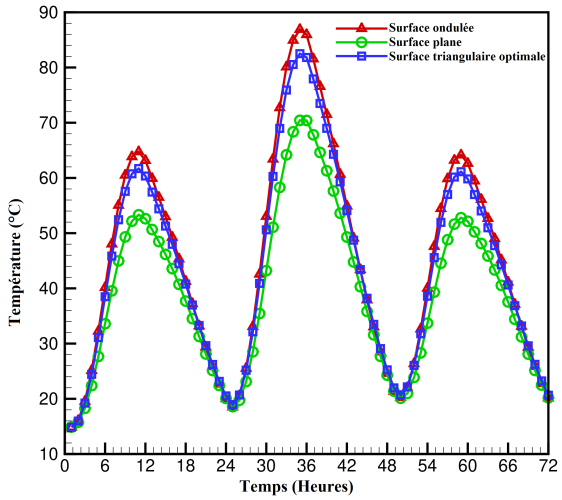


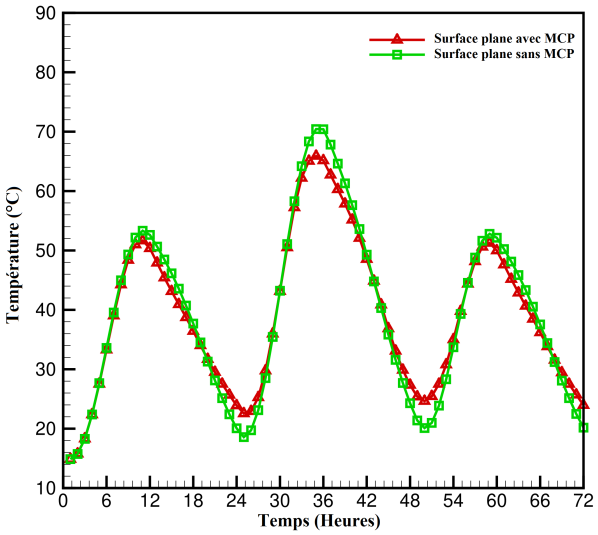
FIGURE 5.12 – Profil de température de sortie pour trois forme de surface : ondulée, triangulaire et plane

Cette conception de chauffe-eau présente donc un bon potentiel pour exploiter l'énergie solaire à une température raisonnablement élevée sans modifier sensiblement le prix du système. Mais lorsque nous parlons de nos besoins quotidiens, nous devons nous demander : recherchons-nous vraiment une température maximale ?

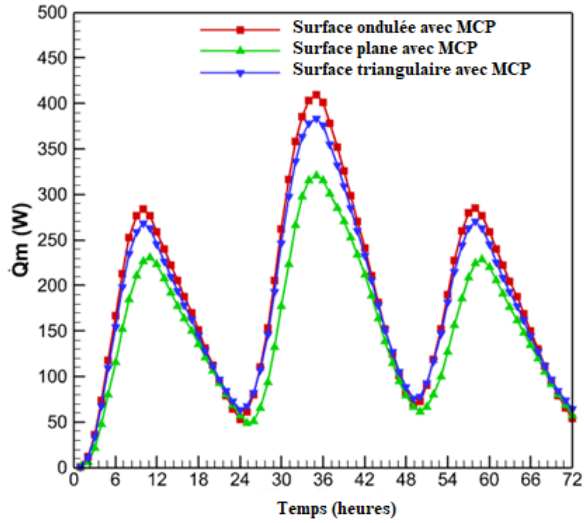
En général, pour un usage quotidien, la température de consigne ne dépasse pas une valeur de 62°C. Mais le problème est que pendant la nuit, en l'absence de rayonnement solaire, l'eau n'est plus chaude. On peut donc considérer que l'objectif n'est pas seulement d'augmenter la température mais aussi d'augmenter le temps de chauffage de l'eau, ce à quoi répondra l'intégration du MCP.

5.5.3 Effet du MCP dans le capteur solaire

La configuration à surface plate sans et avec MCP a été comparée pour les mêmes conditions aux limites et paramètres de conception/opération. Les résultats sont présentés à la figure (5.13). De même, l'effet de l'ajout d'une couche de MCP dans les configurations triangulaires et ondulées a été analysé comme le montrent les figures (5.14) et (5.15), respectivement.



(a)



(b)

FIGURE 5.13 – (a) : Température de sortie, (b) : Puissance produite ($\dot{Q}_m$) avec l'intégration du MCP dans le cas de la surface absorbante plate

D'après les figures (5.13), (5.14) et (5.15) on constate que la température de l'eau dans le capteur avec MCP se comporte presque de la même manière que dans les cas sans MCP avec quelques différences.

La température maximale atteinte dans le cas du MCP est inférieure d'environ 7°C à celle du cas sans MCP. Cette perte est due à la quantité de chaleur absorbée par la couche de MCP pendant cette période qui sera récupérée pendant la nuit, ce qui explique le blocage de la température à une valeur plus élevée par rapport au cas simple à 24h et 48h.

La deuxième remarque se situe au niveau de la diminution de la température. Il apparaît que la température diminue directement pour revenir à sa valeur initiale alors que dans le cas du MCP elle diminue lentement, la température se stabilse par rapport au cas de référence pendant 24 h et 48 h cela est dûe au changement de phase qui se produit pendant cette période.

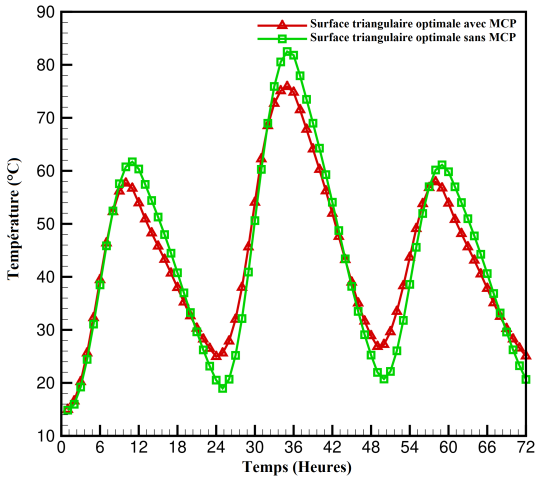


FIGURE 5.14 – Température de sortie avec l'intégration du MCP dans le cas de la surface absorbante triangulaire optimale

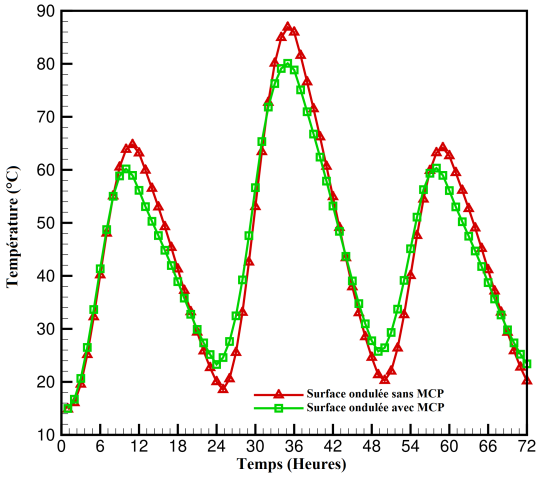
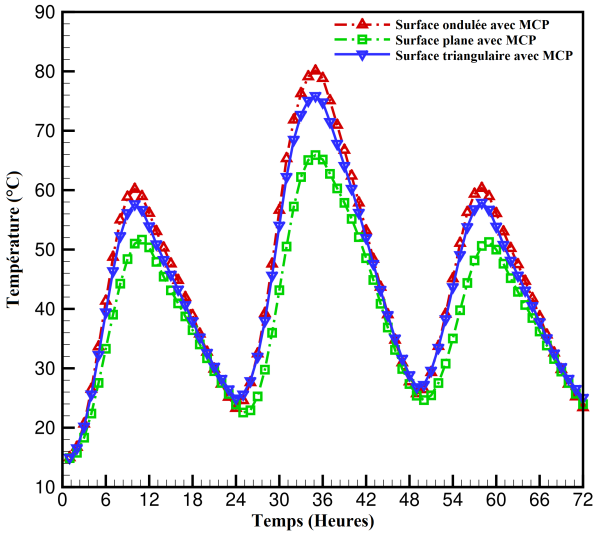


FIGURE 5.15 – Température de sortie avec l'intégration du MCP dans le cas de la surface absorbante ondulée

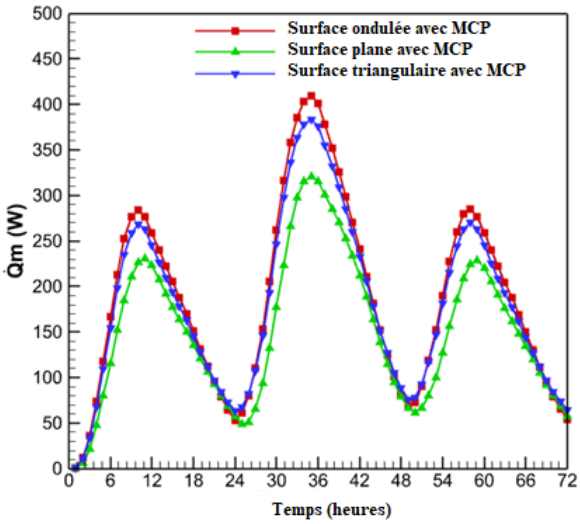
Dans ce travail, le comportement thermique du capteur solaire a été étudié. La surface ondulée nous permet d'atteindre des valeurs de température plus élevées par rapport à la forme plate et triangulaire. La température de sortie atteint des valeurs basses pendant la nuit, pour laquelle il est absolument nécessaire d'utiliser le MCP dans le capteur solaire, l'intégration du MCP a été faite pour les trois configurations.

La configuration avec ondulation reste toujours optimale, que ce soit avec ou sans MCP, du point de vue de la température de sortie, qui atteint toujours des valeurs élevées par rapport aux autres configurations, ce qui augmente toujours le temps de chauffage, comme le montre la figure (5.15).

L'avantage de cette nouvelle configuration est qu'elle améliore le rendement global du capteur solaire en retardant la dégagement de la chaleur pour fournir de longues périodes d'eau chaude et pendant les périodes de forte demande ou de faible intensité solaire.



(a)



(b)

FIGURE 5.16 – (a) : Température de sortie, (b) : Puissance produite avec l'intégration du MCP dans le cas de la surface absorbante plate, triangulaire et ondulée

Dans cette partie, nous avons étudié l'effet de l'intégration du MCP à l'intérieur du capteur à eau. Deux épaisseurs (1 cm et 2 cm) ont été utilisées pour les deux configurations géométriques (triangulaire et ondulée). Les résultats sont présentés dans les figures (5.17 ((a), (b), (c),(d))).

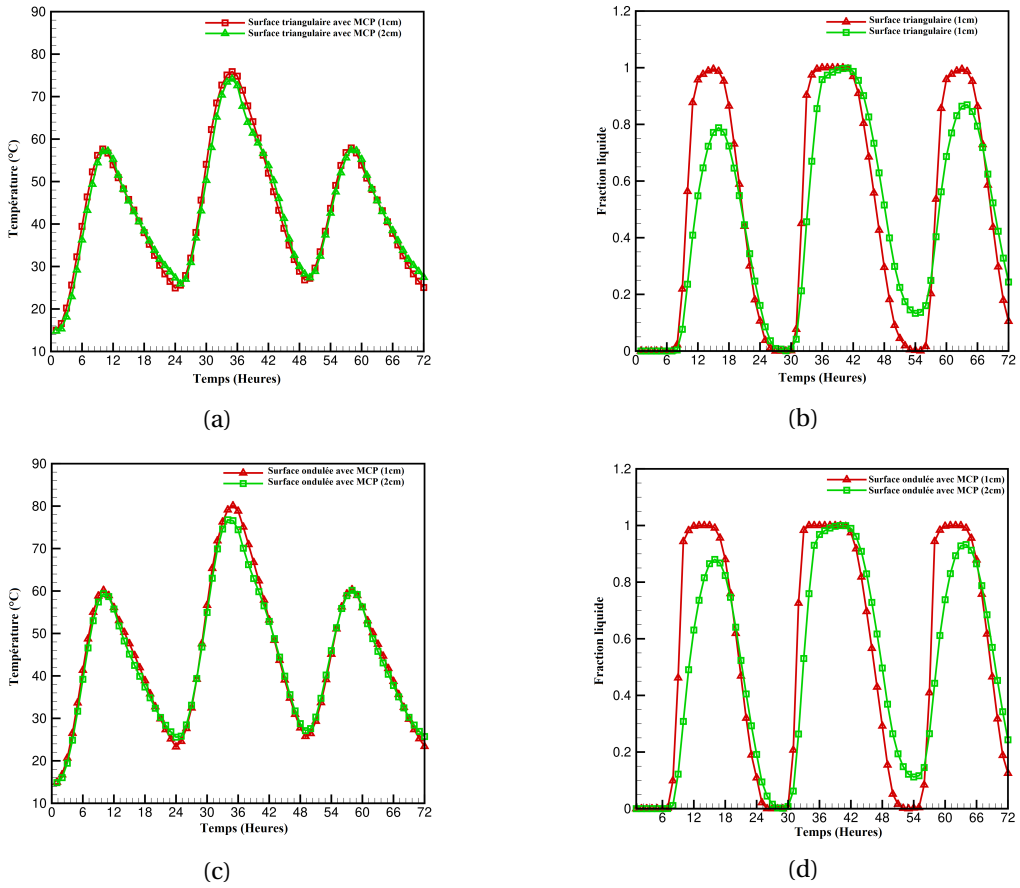


FIGURE 5.17 – Température de sortie et fraction liquide en fonction de l'épaisseur de la couche de MCP, (a) et (b) : pour la configuration triangulaire (c) et (d) : pour la configuration ondulée

Dans l'objectif de vérifier le comportement du MCP en stockage et déstockage, nous avons présenté sur la Figure (5.17 (b)) et (d) qui représentent la fraction liquide de MCP en fonction du temps pour n-eicosane dans géométrique triangulaire et ondulée. On remarque que la fusion de MCP commence presque à 9 :00 h et la solidification commence à 19h :20. Nous remarquons aussi, que 89.2% de la totalité du volume du MCP participer au changement de phase dans le premier et le troisième jour du mois d'avril pour une épaisseur de 2 cm.

En général, l'utilisation d'une couche de MCP de 2cm d'épaisseur n'a pas apporté une différence significative par rapport au résultat obtenu pour les deux configurations car on ne peut pas faire fondre la quantité totale de MCP alors qu'on peut utiliser une épaisseur de 1cm. D'un point de vue économique, l'utilisation d'une couche de 2cm d'épaisseur rend le capteur plus cher en raison de la grande quantité de matériau à changement de phase utilisée, il est donc préférable de choisir la configuration qui correspond à une épaisseur de couche de 1cm pour éviter l'augmentation du prix du capteur sans augmenter ses performances.

5.5.4 Performance énergétique

Après les études paramétriques présentées, une estimation de l'énergie thermique manquée est donnée pour chaque configuration examinée. Cette énergie permet de faire une estimation de la quantité d'énergie thermique nécessaire à l'utilisateur mais qui ne

peut être assurée par le système solaire. Elle peut être calculée comme suit :

$$\mathrm{Q_m} = \dot{m} c_w \left[\int_{t_{sr}^{j}}^{t_{sr}^{j+1}} \left((\mathrm{T_{set}} - \mathrm{T}_{wi}) - \left(\mathrm{T}^* - \mathrm{T}_{wi} \right) \right) dt \right] \tag{5.16}$$

Avec :

$$\mathrm{T}^* = \begin{cases} \mathrm{T}_{wo} \text{ si } \mathrm{T}_{wo} < \mathrm{T_{set}} \\ \mathrm{T_{set}} \text{ par ailleurs} \end{cases}$$

où t_{sr}^{j} et t_{sr}^{j+1} présentent l'heure de lever du soleil pour le jour j et le jour $j+1$ respectivement et le calcul de $\mathrm{Q_m}$ est effectué numériquement en utilisant la méthode du trapèze.

[P(cm) ; H(mm)]	[0,5cm ;1mm]	[0,5cm ;1.5m]	[0,5cm ;2mm]	[0,5cm ;2,5mm]
$\mathrm{Q_m}$(kwh)	5,6148	5,4113	5,1828	4,9936

TABLEAU 5.3 – Énergie thermique manquée pour la configuration triangulaire en fonction de l'amplitude.

[P(cm) ; H(mm)]	[1cm ;2,5mm]	[0,80 cm ; 2,5m]	[0,66cm ;2,5m]	[0,5cm ;2,5mm]
$\mathrm{Q_m}$ (kwh)	5,5050	5,3758	5,2193	4,9936

TABLEAU 5.4 – Énergie thermique manquée pour la configuration triangulaire en fonction de la longeur d'onde

Triangulaire [P(cm) ;H(mm)]	[0,5 cm ; 2,5 mm] avec MCP (1cm)	[0,5 cm ; 2,5 mm] avec MCP (2cm)
$\mathrm{Q_m}$ (kwh)	4,5635	4,5141

TABLEAU 5.5 – Énergie thermique manquée pour la configuration triangulaire avec différentes épaisseurs de couche de MCP

Ondulée [P(cm) ;H(mm)]	[0,5 cm ; 2,5 mm] avec MCP (1cm)	[0,5 cm ; 2,5 mm] avec MCP (2cm)
$\mathrm{Q_m}$ (kwh)	4,4566	4,4831

TABLEAU 5.6 – L'énergie thermique perdue pour la configuration ondulée avec différentes épaisseurs de couche de MCP.

Surface plane	Avec MCP (1cm)	Avec MCP (2cm)
Q_m (kwh)	5,6485	5,8414

TABLEAU 5.7 – L'énergie thermique manquée pour la configuration plate avec et sans MCP

La configuration optimale est celle qui permet de réduire l'énergie thermique manquée. Avec une température de consigne fixée à 30°C, et avec l'intégration de MCP dans les configurations triangulaires et ondulées optimales, on constate une réduction considérable de l'énergie thermique manquée. Cette réduction est obtenue avec une épaisseur de 1 cm de la couche de MCP. Pour la configuration triangulaire avec une épaisseur de 2 cm, la réduction obtenue est plus importante que celle obtenue avec 1 cm avec une différence d'environ $0,0494kwh$ mais cette différence n'est pas significative et faible si l'on tient compte de la quantité importante de MCP intégrée dans la couche de 2 cm.

La dernière partie de ce travail sert à calculer l'indice de performance mesurant les mérites de l'intégration du MCP dans le capteur solaire. L'indice de performance est exprimé dans l'équation suivante :

$$r = \frac{Q_m|_{\text{sans } mcp} - Q_m|_{\text{avec } mcp}}{Q_m|_{\text{sans } mcp}} \tag{5.17}$$

Les résultats sont présentés dans les Tableaux 5.8 et 5.9.

Configuration avec MCP	Plane (1cm)	Triangulaire (1cm)	Ondulée (1cm)
r(%)	4,30	8,61	9,32

TABLEAU 5.8 – Le rendement pour les trois types de configurations avec une épaisseur de 1cm de la couche de MCP

Configuration avec MCP	Plane (2cm)	Triangulaire (2cm)	Ondulée (2cm)
r(%)	3,27	8,78	9,32

TABLEAU 5.9 – Le rendement pour les trois types de configurations avec une épaisseur de 2cm de la couche de MCP

En général, l'indice de performance est également fortement influencé par la forme de la surface du collecteur. L'indice de performance est amélioré par rapport à la configuration de base avec une surface absorbante plate et la surface triangulaire et ondulée. En outre, cette différence est plus importante avec l'intégration de MCP.

5.6 Comparaison entre différents MCPs

Parmi les types de stockage d'énergie thermique, le stockage de la chaleur latente est considéré comme l'un des moyens les plus efficaces de stocker l'énergie thermique. La

méthode de stockage de la chaleur latente est très intéressante en raison de sa densité de stockage élevée avec une faible variation de température entre le stockage et la libération de la chaleur.

Les MCP ont une capacité de chaleur latente très élevée. En passant par la phase de fusion/solidification. Ils peuvent stocker 5 à 14 fois plus de chaleur par unité de volume que les matériaux de stockage sensibles, l'absorption et la libération de la chaleur se produisant à une température presque constante [149].

Pendant les heures d'absence de soleil dans les capteurs solaires, le MCP liquide a transféré de la chaleur à l'absorbeur, dont une partie a été conduite sous forme de chaleur utile dans l'eau, ce qui a permis à l'eau de continuer à se réchauffer pendant le soir, le MCP agissant comme une source de chaleur [150]. Le MCP a fonctionné à la fois comme un matériau de stockage d'énergie pour stabiliser la température de l'eau et comme un matériau isolant en raison de sa faible conductivité thermique [151].

Une analyse expérimentale comparative d'un capteur solaire plat avec intégration de MCP par [152] indique que la conduction de contact entre l'absorbeur et le MCP, et la sélection du MCP lui-même sont des facteurs clés pour augmenter la performance du capteur par rapport au capteur solaire plat conventionnel. Une autre étude numérique réalisée par [153] montre que pendant la journée, l'unité de stockage de la chaleur latente est plus performante que le stockage par chaleur sensible. Le stockage de la chaleur latente est plus efficace pour le MCP car il réduit les pertes de chaleur et conserve mieux la chaleur dans le capteur.

Une étude de [154] sur les batteries à changement de phase montre que parmi leurs principaux avantages figurent la grande capacité de stockage de chaleur et leur comportement isotherme pendant le processus de charge et de décharge. Une autre amélioration significative du taux de transfert de chaleur a été observée en utilisant des tubes à ailettes dans lesquels le MCP était placé entre les ailettes, mais le coût élevé des tubes à ailettes peut rendre leur utilisation non rentable [155]. Une étude basée sur l'encapsulation du MCP dans de petites sphères en plastique indique une amélioration significative du taux de transfert de chaleur pour former une unité de stockage à lit tassé [156].

L'intégration de MCP dans un collecteur à tubes sous vide intégré donne une efficacité énergétique quotidienne plus élevée qu'un collecteur à tubes sous vide sans MCP pour différents débits d'eau [157].

L'objectif de cette partie est de déterminer les performance thermiques d'un capteur solaire à eau en utilisant plusieurs matériaux à changement de phase. La recherche suggère d'intégrer des matériaux à changement de phase (MCP), qui stockent une partie de l'énergie pendant la journée et la restituent au consommateur la nuit pour qu'il l'utilise. L'analyse porte sur une étude complète de la température de sortie, de la fraction liquide et la distribution de la température du fluide caoporteur HTF.

	MCP1	MCP2	MCP3	MCP4	MCP5	MCP6
Densité ($kg.m^{-3}$)						
Solide	912	912	912	912	912	912
Liquide	769	769	769	769	769	769
Chaleur latente ($kJ.kg^{-1}$)	247	215	249	234	255	538
Température de fusion (°C)	37	41	44	47	51	54
Conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21

TABLEAU 5.10 – Propriétés thermophysiques des MCP [158]

La comparaison du résultat de l'intégration des différents MCP dans le capteur solaire est basée dans ce travail sur plusieurs paramètres qui sont influencés par le type de MCP intégré. Le premier paramètre est la température de sortie, c'est-à-dire la température de l'eau chauffée sortant du capteur qui sera utilisée par le consommateur. La température de sortie est un facteur très important pour nous, car l'eau doit rester chauffée pendant la nuit à des valeurs acceptables afin de satisfaire le besoin d'énergie pendant la nuit.

Le deuxième paramètre étudié est la fraction liquide globale pour différents MCP, c'est donc un facteur important et intéressant pour avoir une idée de l'état de fusion et de solidification de chaque MCP et à chaque moment pendant les trois jours d'étude le résultat obtenu est celui montré dans la figure (5.18).

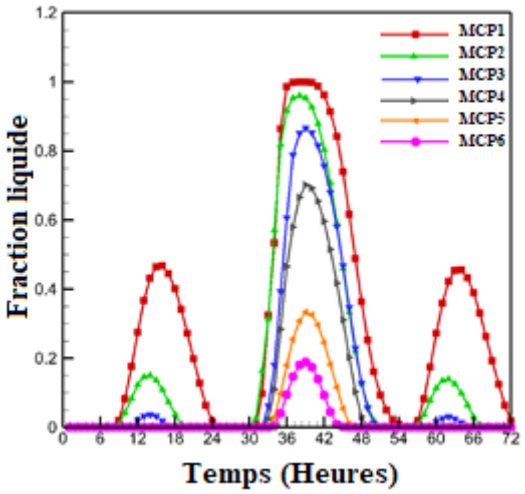


FIGURE 5.18 – Fraction liquide pour les différents MCPs

La comparaison des résultats de la simulation CFD du fonctionnement du modèle pour chaque MCP selon la Figure (5.19) indique que la température de sortie est influencée par le type de MCP intégré dans le capteur solaire et les courbes traduisant le phénomène de stockage thermique puisqu'on constate que durant la journée par exemple à 12h, 36h et 60h la température de sortie diminue lors de l'intégration des MCP. Cette

diminution s'explique par la charge des MCP en énergie (stockage) mais pendant la nuit à 24h, 48h et 72h. La température de sortie reste bloquée dans des valeurs supérieures à celle atteinte dans le cas simple sans MCP. Cette différence s'explique par la libération de l'énergie stockée pendant la journée dans le MCP (déstockage). Ce processus permet de maintenir la température de sortie à une valeur acceptable pendant la nuit, alors l'utilisation du l'eau dans les capteurs solaires intégrés présente un avantage remarquable concernant la réduction des pertes thermiques nocturnes.

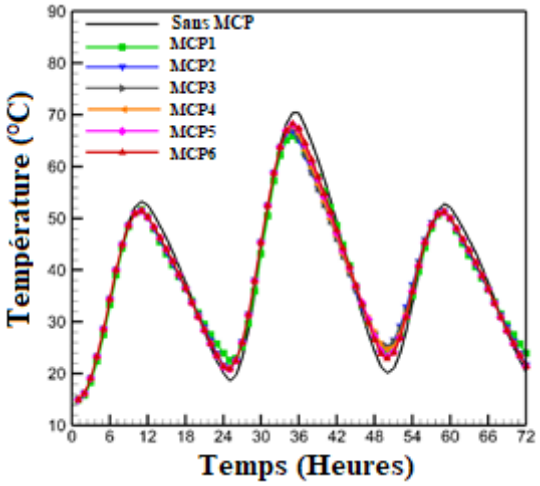


FIGURE 5.19 – Température de sortie pour les différents MCPs

Dans la même figure, les six matériaux à changement de phase étudiés sont présentés également en comparant les résultats basés sur la température de fusion pour chaques MCPs comme il est mentionné dans le Tableau 5.10. En comparant ces résulats avec un capteur sans MCP, On remarque que la température de sortie diminue pendant la nuit et lorsque l'on intègre des MCPs dont la température de fusion est élevée. Cette différence est très élevée par rapport aux autres MCPS. Ainsi, dans cette étude, on peut conclure que le MCP1 est le meilleur parmi les autres matériaux à changement de phase.

La figure (5.20) montre la distribution de la température du fluide caloporteur HTF dans le plan x-y au sein du capteur solaire. Les résultats montrent que le stockage de l'énergie pendant la journée est inférieur à celui de la nuit. En réalité, très peu de fluide caloporteur est liquéfié pendant la journée. Dans tous les cas, la distribution de la température démontre que la présence du système de stockage dans le MCP a un impact significatif même sur les températures des composants qui en sont les plus éloignés. Comme illustré, le système peut produire de l'eau chaude même entre $18h00$ et $24h00$ avec un transfert de chaleur plus important vers l'eau froide pendant le processus de solidification. Il est possible d'en déduire que le MCP remplit sa fonction de stockage d'énergie et sert de source de chaleur la nuit.

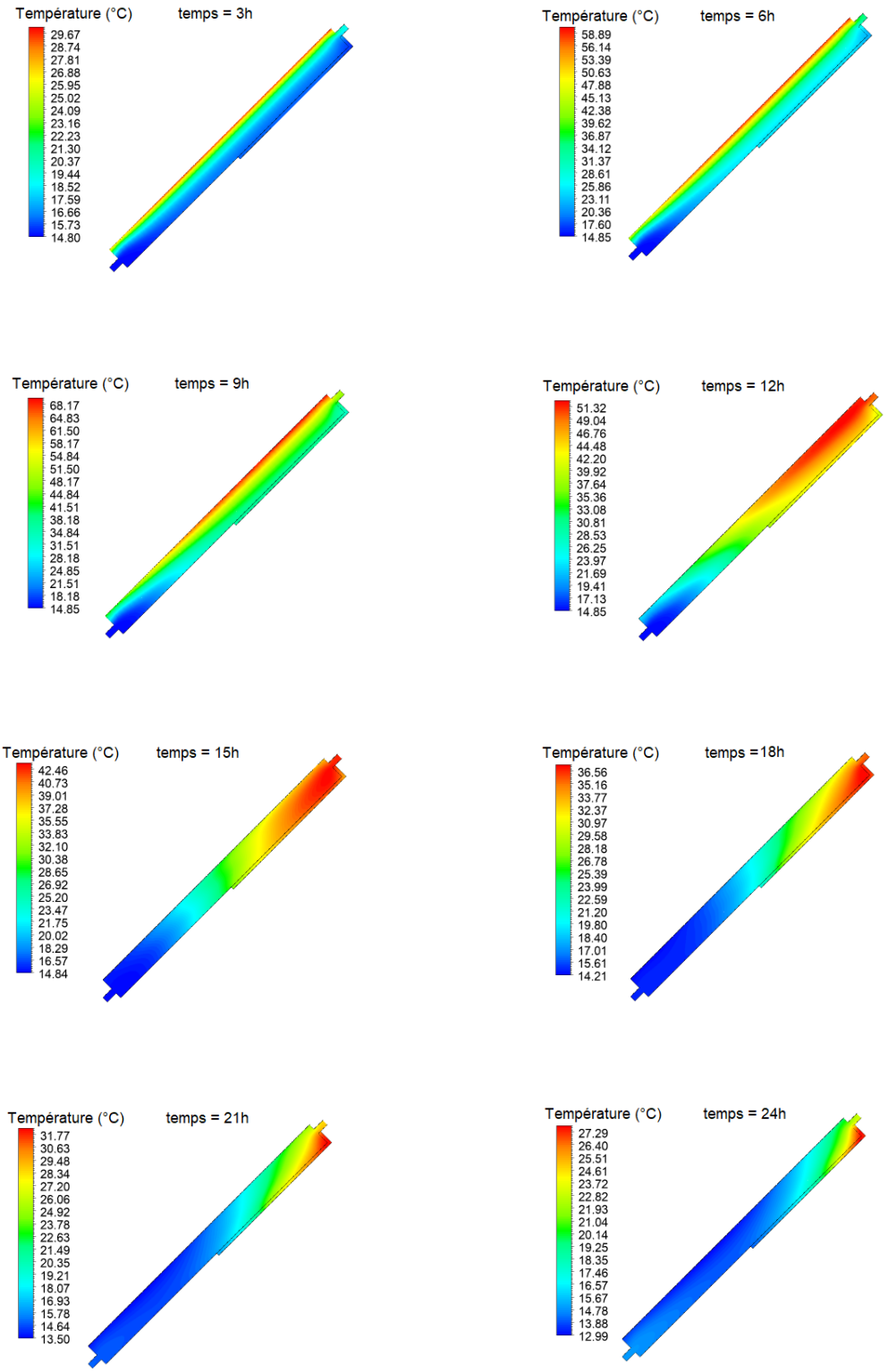


FIGURE 5.20 – Contours de température des capteurs solaires à eau avec MCP

5.7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons comparé les résultats numériques et expérimentaux issus de la litérature de deux configurations, triangulaire et ondulé sans et avec MCP. Le

premier cas a considéré un capteur solaire sans MCP qui a été soumis à des excitations réelles (flux solaire et tmepérature ambiante).

Le second cas a envisagé l'inégration des matériaux à changement de phase pour augmenter l'efficacité énergétique dans le capteur. Les deux cas envisagés permettent de conclure que le capteur à MCP permet de stocker une quantité d'énergie en raison de sa chaleur latente de fusion élevée. La géométire de l'absorbeur a un effet favorable sur les performances du capteur : avec une température de sortie plus élevée dans le cas d'une configuration ondulée. La dernière partie de ce chapitre comporte une étude paramétrique et les influences de certains paramètres du système ont été analysées. Il a été démontré que pour assurer un échange thermique entre le fluide caloporteur et l'absorbeur, une épaisseur de 1 cm pour le MCP est le meilleur choix. Il a été prouvé que la couche du MCP est trop épaisse, il est alors difficile de faire fondre complétement le MCP, ce qui engendre un gaspillage de matériaux et une baisse de l'efficacité. Par conséquent, pour que le capteur à MCP puisse stocker plus d'énergie thermique, il faut que l'épaisseur du capteur à MCP soit raisonnable. Dans notre cas, une épaisseur de 1 cm est la plus raisonnable à utiliser, mais au-delà de 2 cm d'épaisseur, il n'est pas recommandé d'en utiliser.

Conclusion générale

Le stockage de l'énergie thermique est au coeur des enjeux actuels. Il permet d'ajuster la production et la consommation d'énergie, ainsi de répondre à une demande constante face à la fluctuation de production de certaines énergies comme l'énergie solaire à cause du changement climatique qui devient de plus en plus important.

Le travail présenté vise la compréhension de la phénoménologie des transferts d'énergie thermique dans les systèmes de stockage par changement de phase, de type « capteur-accumulateur », dédié spécifiquement au chauffage de l'habitacle. Les résultats numériques, concernent d'une part les transferts thermiques dans le matériau à changement de phase et d'autre part les régimes de convection dans le fluide caloporteur.

Notre travail s'est basé principalement sur des investigations numériques pour étudier les phénomènes de transfert de chaleur lors du stockage et de déstockage de l'énergie dans le MCP, et valoriser ainsi sa contribution en matière d'efficacité énergétique. A cet effet, nous avons développé des modèles mathématiques et conduit un ensemble de simulations numériques dans lesquelles nous avons traité les différents paramètres pouvant influencer sur le comportement des MCP. Les résultats obtenus ont été validés par comparaison avec ceux disponibles dans la littérature.

Le travail présenté constitue la première étape sur l'étude numérique d'un système de stockage thermique latent via des matériaux à changement de phase. Généralement, les dispositifs envisagés sont exploités dans le secteur du bâtiment pour des besoins de chauffage ou d'ECS par exemple, ou encore dans un réseau de chauffage urbain (RCH).

Des modèles numériques des transferts thermiques au sein de la cuve de stockage ont été élaborés. Ils sont utilisés comme outils d'optimisation des installations industrielles.

Après avoir simulé la dynamique des transferts au sein d'un MCP, la seconde étape de notre travail s'est portée sur le capteur solaire à eau qui serait couplé avec la cuve de stockage.

Le travail de la thèse présente donc une approche de modélisation et de simulation dynamique d'une cuve de stockage par chaleur latente et d'un capteur solaire intégrant des matériaux à changement de phase (MCP) qui répond aux contraintes particulières suivantes :

1. **Assurer une modélisation fine qui permet de prédire les mécanismes de transfert et d'écoulement au sein de la cuve :**
   Dans la première partie, un modèle numérique de transfert de chaleur a été développé et comparé pour étudier la cuve de stockage thermique rempli par des maté-

riaux à changement de phase (MCPs) encapsulés. Ceci est réalisé à partir du développement d'un code numérique en Fortran qui permet la résolution de l'équation d'énergie avec changement de phase avec une méthode numérique basée sur une discrétisation spatiale par volumes finis du domaine d'étude. Confrontés aux résultats déduits de divers travaux expérimentaux de la litérature, les résultats, issus de la simulation du code Fortran, montrent une meilleure précision et une très bonne cohérence avec les résultats expérimentaux.
Dans la deuixème partie, nous avons développé trois modèles physiques (méthode enthalpique, capacité apparente et diffusion radiale). Chaque modèle est caractérisé par un nombre de dimensions et un nombre de phase (correspondant au comportement du solide, fluide ou paroi). Le but de cette partie est de présenter les modèles les plus aboutis, reposant sur les hypothèses les moins restrictives et permettant une modélisation très fine du stockage au prix d'un temps de calcul élevé. A l'aide de certaines hypothèses, ces modèles peuvent être réduits pour diminuer le temps de calcul et ainsi faciliter la modélisation du comportement dynamique et thermique au sein de la cuve de stockage.
Sur la base des analyses des résultats, les conclusions tirées de cette partie numérique peuvent être résumées comme suit :

- Le modèle de transfert de chaleur utilisant la méthode enthalpique nécessite plus de temps de calcul que le modèle de capacité thermique apparente Cp_{app}.
- La technique Cp_{app} est pertinente si la forme de la capacité thermique spécifique du MCP est bien connue pendant le processus de changement de phase.
- Le non-déterminisme du phénomène de changement de phase donne lieu à de nombreuses inexactitudes, comme l'évaluation de la capacité calorifique spécifique apparente Cp_{app} qui nécessite des équipements expérimentaux et des mesures pour trouver la forme de son évolution.

2. **Réaliser une modélisation dynamique d'un capteur solaire thermique via un code OpenFOAM :**
La dernière partie du travail consiste à étudier numériquement le comportement thermique et dynamique d'un capteur solaire à eau sans et avec MCP et pour différentes géométries (trianglualaire et ondulée). Il est destiné au chauffage de l'eau dans une cuve de stockage. L'écoulement est considéré bidimensionnel, instationaire et en régime laminaire. Le rayonnement solaire est pris pour trois journées typiques d'Avril sous les conditions climatique d'Errachidia (Maroc). La simulation numérique est assurée à l'aide du code de calcul OpenFOAM. D'après les résultats obtenus, les conclusions suivantes peuvent être tirées :

   - Une nouvelle conception de l'absorbeur a été présentée utilisant un matériau de changement de phase (MCP) pour stocker l'énergie thermique.
   - Le MCP agira comme un compensateur thermique qui permet au capteur solaire de stabiliser la production d'énergie en l'absence de rayonnement intense ou pendant de courtes conditions nuageuses.
   - Les résultats numériques sont comparés aux résultats de la litérature, qui ont été effectués avec et sans matériau de changement de phase dans le capteur.
   - La température maximale de sortie de l'eau obtenue en utilisant un capteur à surface ondulée est plus élevée que pour le système à simple capteur.

Toujours dans le sens de l'amélioration de l'efficacité énergétique de stockage d'énergie thermique, des travaux sont encore nécessaires. Ces travaux constituent les perspectives suivantes à envisager :

- Maximiser les performances thermiques du système pendant les cycles de charge et de décharge.
- Combiner le système de stockage MCP avec des capteurs solaires à eau pour étudier le processus de charge.
- Il semble que la question de l'intérêt des MCPs pour les systèmes de stockage n'admet pas une réponse triviale et que cela dépendra probablement du système et des habitudes des consommateurs. Ces travaux doivent néanmoins être poursuivis pour aborder le cas du fonctionnement et l'influence d'autres paramètres introduits dans le modèle.
- Mener une étude d'optimisation multiple pour identifier les paramètres de conception et de fonctionnement idéaux pour le système capteur-accumulateur pendant la charge et la décharge.
- Etablir une cartographie du champ de vitesse afin d'évaluer la présence d'éventuelles zones mortes qui pourront fortement pénaliser les transferts de chaleur.
- Réaliser une étude économique pour évaluer les gains énergétiques et la rentabilité économique.
- D'autres recherches sont également nécessaires sur la simulation et la modélisation des procédés de solidification et de fusion des MCPs intégrés dans les systèmes solaires (cuve de stockage), en particulier les modèles numériques incluant les problèmes de surfusion.

Bibliographie

[1] C. Economique, “Accélérer la transition énergétique pour installer le Maroc dans la croissance verte,” 2020. 4

[2] “08 Steam raising (boiler operation design),” no. November, p. 2949, 2004. 5

[3] M. Eck, E. Zarza, M. Eickhoff, J. Rheinlander, and L. Valenzuela, “A pplied research concerning the direct steam generation in parabolic troughs,” vol. 74, pp. 341–351, 2003.

[4] F. K. Reith and A. R. I. Rabl, “SOLAR COLLECTORS FOR LOW AND INTERMEDIATE TEMPERATURE APPLICATIONS.” 5

[5] J. Vestlund, M. Ro, and J. Dalenba, “Thermal performance of gas-filled flat plate solar collectors,” vol. 83, pp. 896–904, 2009, doi : 10.1016/j.solener.2008.12.005. 5

[6] S. Ataee and M. Ameri, “ScienceDirect Energy and exergy analysis of all-glass evacuated solar collector tubes with coaxial fluid conduit,” Sol. ENERGY, vol. 118, pp. 575–591, 2015, doi : 10.1016/j.solener.2015.06.019. 6

[7] B. Norton, Harnessing Solar Heat. . 6

[8] S. A. Kalogirou, 4 - Nontracking solar collection technologies for solar heating and cooling systems. Elsevier Ltd, 2016. 6, 13

[9] A. Papadimitratos, S. Sobhansarbandi, V. Pozdin, A. Zakhidov, and F. Hassanipour, “Evacuated tube solar collectors integrated with phase change materials,” Sol. Energy, vol. 129, pp. 10–19, 2016, doi : 10.1016/j.solener.2015.12.040. 6

[10] Y. Tian and C. Y. Zhao, “A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications,” Appl. Energy, vol. 104, pp. 538–553, 2013, doi : 10.1016/j.apenergy.2012.11.051. 7

[11] A. Shukla, D. Nchelatebe, Y. J. Cho, V. Stevenson, and P. Jones, “A state of art review on the performance of transpired solar collector,” Renew. Sustain. Energy Rev., vol. 16, no. 6, pp. 3975–3985, 2012, doi : 10.1016/j.rser.2012.02.029. 7

[12] S. Tajdaran, F. Bonatesta, R. Ogden, and C. Kendrick, “ScienceDirect CFD modeling of transpired solar collectors and characterisation of multi-scale airflow and heat transfer mechanisms,” Sol. ENERGY, vol. 131, pp. 149–164, 2016, doi : 10.1016/j.solener.2016.02.042. 7, 12

[13] Ã. Aste, G. Chiesa, and F. Verri, “Design , development and performance monitoring of a photovoltaic-thermal (PVT) air collector,” vol. 33, pp. 914–927, 2008, doi : 10.1016/j.renene.2007.06.022. 7

[14] A. Khelifa, K. Touafek, H. Ben Moussa, I. Tabet, H. B. C. El Hocine, and H. Haloui, "Analysis of a Hybrid Solar Collector Photovoltaic Thermal (PVT)," Energy Procedia, vol. 74, pp. 835–843, 2015, doi : 10.1016/j.egypro.2015.07.819. 8

[15] "New Zealand Engr.," p. 1958, 1958. 9

[16] V. C. P. Filho, A. B. De Sá, J. C. Passos, and S. Colle, "Experimental and numerical analysis of thermal losses of a parabolic trough solar collector," Energy Procedia, vol. 57, pp. 381–390, 2014, doi : 10.1016/j.egypro.2014.10.191. 9

[17] "Research Journal of," 1819. 9

[18] M. Smyth, P. C. Eames, and B. Norton, "Integrated collector storage solar water heaters," vol. 10, pp. 503–538, 2006, doi : 10.1016/j.rser.2004.11.001. 9

[19] M. Y. Haller, E. Yazdanshenas, E. Andersen, C. Bales, W. Streicher, and S. Furbo, "A method to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes independently from storage heat losses," Sol. Energy, vol. 84, no. 6, pp. 997–1007, 2010, doi : 10.1016/j.solener.2010.03.009. x, 13, 14

[20] Y. Tripanagnostopoulos and P. Yianoulis, "INTEGRATED COLLECTOR-STORAGE SYSTEMS WITH SUPPRESSED THERMAL LOSSES," vol. 48, no. 1, pp. 31–43, 1992. 14, 15

[21] M. Ã. Smyth, P. C. Eames, and B. Norton, "Techno-economic appraisal of an integrated collector / storage solar water heater," vol. 29, pp. 1503–1514, 2004, doi : 10.1016/j.renene.2003.10.009. 15

[22] D. Faman, "Technical note," vol. 33, no. 5, pp. 459–463, 1985. 15

[23] M. Smyth, P. C. Eames, and B. Norton, "H eat retaining integrated collector / storage solar water heaters," vol. 75, pp. 27–34, 2003. 16

[24] H. Khas, "EFFECT OF BAFFLE PLATE ON THE PERFORMANCE," 1995. 16

[25] J. Twidell, "COLLECTOR CUM STORAGE SOLAR WATER HEATERS WITH AND WITHOUT TRANSPARENT INSULATION MATERIAL," vol. 70, no. 5, pp. 403–416, 2001. 16

[26] K. Attonaty, P. Stouffs, J. Pouvreau, J. Oriol, and A. Deydier, "Thermodynamic analysis of a 200 MWh electricity storage system based on high temperature thermal energy storage," Energy, 2019, doi : 10.1016/j.energy.2019.01.153. 17

[27] N. S. Other, "10 Appendix." 17, 18

[28] P. Dolado, A. Gil, M. Medrano, I. Martorell, A. La, and L. F. Cabeza, "State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation . Part 1 — Concepts , materials and modellization," vol. 14, pp. 31–55, 2010, doi : 10.1016/j.rser.2009.07.035. 18

[29] L. F. Cabeza and H. Mehling, Review on thermal energy storage with phase change : materials , heat transfer analysis and applications, vol. 23. 2003. x, 19

[30] H. Gadd and S. Werner, Thermal energy storage systems for district heating and cooling, no. 2004. Woodhead Publishing Limited, 2015. x, 21, 22

[31] "La chaleur fatale industrielle Connaître pour agir." x, 13, 22

[32] A. Hauer, "24. sorption theory for thermal energy storage," pp. 393–408, 2007. 22

[33] G. Faninger, "Thermal Energy Storage," pp. 1–27. x, 22, 23

[34] H. A. Zondag, A. Kalbasenka, and M. Van Essen, "First studies in reactor concepts for Thermochemical Storage," pp. 1–6. 23

[35] D. Jaehnig, R. Hausner, W. Wagner, and C. Isaksson, "THERMO-CHEMICAL STORAGE FOR SOLAR SPACE HEATING IN A SINGLE-FAMILY HOUSE Storage Dry silica gel Liquid water Discharging," pp. 1–7, 2004. 23

[36] Y. Azoumah, N. Mazet, and P. Neveu, "Constructal network for heat and mass transfer in a solid – gas reactive porous medium," vol. 47, pp. 2961–2970, 2004, doi : 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.03.022. 24

[37] Y. Azoumah, P. Neveu, and N. Mazet, "Constructal design combined with entropy generation minimization for solid – gas reactors," vol. 45, pp. 716–728, 2006, doi : 10.1016/j.ijthermalsci.2005.10.006. 24

[38] Nihal Sarier and Emel Onder. Organic phase change materials and their textile applications : an overview. Thermochimica acta, 540 :7-60, 2012. x, 25, 26

[39] A. Gil, E. Oró, G. Peiró, S. Álvarez, and L. F. Cabeza, "Material selection and testing for thermal energy storage in solar cooling," Renew. Energy, vol. 57, pp. 366–371, 2013, doi : 10.1016/j.renene.2013.02.008. 32

[40] M. M. Kenisarin, "High-temperature phase change materials for thermal energy storage," vol. 14, pp. 955–970, 2010, doi : 10.1016/j.rser.2009.11.011. 32

[41] S. Khare, M. D. Amico, C. Knight, and S. Mcgarry, "Solar Energy Materials and Solar Cells Selection of materials for high temperature latent heat energy storage," Sol. Energy Mater. Sol. Cells, vol. 107, pp. 20–27, 2012, doi : 10.1016/j.solmat.2012.07.020. 32

[42] H. Mehling, S. Hiebler, and E. Günther, "New method to evaluate the heat storage density in latent heat storage for arbitrary temperature ranges," Appl. Therm. Eng., vol. 30, no. 17–18, pp. 2652–2657, 2010, doi : 10.1016/j.applthermaleng.2010.07.012. 32

[43] 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. 32

[44] De Gracia, A., Rincon, L., Castell, A., Jimenez, M., Boer, D., Medrano, M., and Cabeza, L. F. (2010). Life cycle Assessment of the inclusion of phase change materials (PCM) in experimental buildings. Energy and Buildings(42), 1517-1523. 30

[45] M. M. Kenisarin, "High-temperature phase change materials for thermal energy storage", Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 14, no. 3, pp. 955-970, Apr.2010 30, 31

[46] J. P. Kotzé, T. W. Von Backström, et P. J. Erens, "A combined latent thermal energy storage and steam generator concept using metallic phase change materials and metallic heat transfer fluids for concentrated solar powar," 2011. 31

[47] H. Ge, H. Li, S. Mei, et J. Liu, "Low melting point liquid metal as a new class of phase change material : An emerging frontier in energy area", Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 21, no. 0, pp. 331-346, May2013. 31

[48] E. Leang, P. Tittelein, L. Zalewski, and S. Lassue, "Numerical and Experimental Investigations of Composite Solar Walls Integrating Sensible or Latent Heat Thermal Storage," Appl. Sci., vol. 10, no. 5, p. 1854, 2020, doi : 10.3390/app10051854. 34

[49] Z. Huang, Z. Luo, X. Gao, X. Fang, Y. Fang, and Z. Zhang, "Investigations on the thermal stability , long-term reliability of LiNO 3 / KCl – expanded graphite composite as industrial waste heat storage material and its corrosion properties with metals," Appl. Energy, vol. 188, pp. 521–528, 2017, doi : 10.1016/j.apenergy.2016.12.010. 34

[50] G. Nardin, A. Meneghetti, F. D. Magro, and N. Benedetti, "PCM-based energy recovery from electric arc furnaces," vol. 136, pp. 947–955, 2014, doi : 10.1016/j.apenergy.2014.07.052. 34

[51] A. S. Varnaite, Z˘uravliova, L. Stygiene, S. Krauledas, G. Minkuviene and A. A. Sankauskaite, "The dependance of effectiveness of incorporated microencapsulated phase change materials on different structures of knitted fabrics," Fibers Polym, pp.1125–1133, 2015. 34

[52] M. R. I. Dincer, "Thermal Energy Storage Systems and Applications," Second ed., WILEY, 2011. 34

[53] S. V. G. Ã, "Advances in mesoscale thermal management technologies for microelectronics," vol. 37, pp. 1165–1185, 2006, doi : 10.1016/j.mejo.2005.07.017. 34

[54] Dumas, J.-P. (2002). Stockage du froid par chaleur latente. Rapport technique BE9-7751-22, LaTEP-UPPA, France. Techniques de l'Ingénieur. 34

[55] Kauffeld, M., Kawaji, M. et Egolf, P. (2005). Handbooks on Ice Slurries - Fundamentals and Engineering. IIF/IIR International Institute of Refrigeration. 35

[56] Younsi, Z. (2008). Etude expérimentale et numérique du comportement thermique de matériaux à changement de phase. Intégration dans un composant solaire passif pour l'habitat. Université d'Artois Faculté des sciences appliqués de Béthune : Thèse de Doctorat. 35

[57] Arkar, C., and Medved, S. (2007). Free cooling of a building using PCM heat storage integrated into the ventilation system. Solar Energy, 81, 1078-1087. 35

[58] A. F. Regin, S. C. Solanki, J. S. Saini, Heat transfer characteristics of thermal energy storage system using PCM capsules : a review, Renewable and Sustainable Energy Review 12, (2008) 2438-2458. 33

[59] C. Prieto, L.F. Cabeza, Thermal energy storage (TES) with phase change materials (fluide caloporteur) in solar power plants (CSP). Concept and plant performance, Appl. Energy. 254 (2019) 113646. 36

[60] H. Zhang, J. Baeyens, G. Caceres, J. Degreve, Y. Lv, Thermal energy storage : Recent developments and practical aspects, Prog. Energy Combust. Sci. 53 (2016) 1–40. 36

[61] J. Gasia, D. Groulx, N.H.S. Tay, L.F. Cabeza, Numerical study of dynamic melting enhancement in a latent heat thermal energy storage system, J. Energy Storage. 31 (2020) 101664. 36

[62] H. Liang, J. Niu, Y. Gan, Performance optimization for shell-and-tube fluide caloporteur thermal energy storage, J. Energy Storage. 30 (2020) 101421. 36

[63] M. Müller, L. Viernstein, C.N. Truong, A. Eiting, H.C. Hesse, R. Witzmann, A. Jossen, Evaluation of grid-level adaptability for stationary battery energy storage system applications in Europe, J. Energy Storage. 9 (2017) 1–11. 36

[64] E. Guelpa, V. Verda, Thermal energy storage in district heating and cooling systems : A review, Appl. Energy. 252 (2019) 113474. 36

[65] Y. Chaibi, T. El Rhafiki, R. Simón-Allué, I. Guedea, S.C. Luaces, O.C. Gajate, T. Kousksou, Y. Zeraouli, Air-based hybrid Photovoltaic/Thermal systems : A review Y., J. Clean. Prod. (2021). doi :10.1016/j.jclepro.2021.126211. 36

[66] B. Nie, A. Palacios, B. Zou, J. Liu, T. Zhang, Y. Li, Review on phase change materials for cold thermal energy storage applications, Renew. Sustain. Energy Rev. 134 (2020) 110340. 36

[67] S.J. Cox, D. Kim, H. Cho, P. Mago, Real time optimal control of district cooling system with thermal energy storage using neural networks, Appl. Energy. 238 (2019) 466–480. 36

[68] C. Prieto, P. Cooper, A.I. Fernández, L.F. Cabeza, Review of technology : Thermochemical energy storage for concentrated solar power plants, Renew. Sustain. Energy Rev. 60 (2016) 909–929. 36

[69] E. Oró, A. De Gracia, A. Castell, M.M. Farid, L.F. Cabeza, Review on phase change materials (fluide caloporteurs) for cold thermal energy storage applications, Appl. Energy. 99 (2012) 513–533. 36, 37

[70] T. Kousksou, P. Bruel, A. Jamil, T. El Rhafiki, Y. Zeraouli, Energy storage : Applications and challenges, Sol. Energy Mater. Sol. Cells. 120 (2014) 59–80. 36

[71] S.-F. Li, Z. Liu, X.-J. Wang, A comprehensive review on positive cold energy storage technologies and applications in air conditioning with phase change materials, Appl. Energy. 255 (2019) 113667. 36

[72] A. Arteconi, N.J. Hewitt, F. Polonara, State of the art of thermal storage for demand-side management, Appl. Energy. 93 (2012) 371–389. 37

[73] S. Singh, K.K. Gaikwad, Y.S. Lee, Phase change materials for advanced cooling packaging, Environ. Chem. Lett. 16 (2018) 845–859. 37

[74] J.K. Carson, A.R. East, The cold chain in New Zealand–A review, Int. J. Refrig. 87 (2018) 185–192. 37

[75] H. Mehling, L.F. Cabeza, Heat and cold storage with fluide caloporteur, Springer, 2008. 37

[76] T Kousksou, T. El Rhafiki, A. Arid, E. Schall, Y. Zeraouli, Power, efficiency and irreversibility of latent energy systems. Journal of thermophysics and heat transfer 22 (2008) 234-239. 37

[77] J. Park, S.H. Choi, S.W. Karng, Cascaded latent thermal energy storage using a charging control method, Energy. 215 (2021) 119166. 37

[78] A. de Gracia, L.F. Cabeza, Numerical simulation of a fluide caloporteur packed bed system : a review, Renew. Sustain. Energy Rev. 69 (2017) 1055–1063. 37

[79] H.A. Zondag, R. De Boer, S.F. Smeding, J. Van Der Kamp, Performance analysis of industrial fluide caloporteur heat storage lab prototype, J. Energy Storage. 18 (2018) 402–413. 37

[80] A. Elouali, T. Kousksou, T. El Rhafiki, S. Hamdaoui, M. Mahdaoui, A. Allouhi, Y. Zeraouli, Physical models for packed bed : Sensible heat storage systems, J. Energy Storage. 23 (2019) 69–78. 37

[81] X. Cheng, X. Zhai, Thermal performance analysis of a cascaded cold storage unit using multiple fluide caloporteurs, Energy. 143 (2018) 448–457. 37

[82] K. Nagano, S. Takeda, T. Mochida, K. Shimakura, Thermal characteristics of a direct heat exchange system between granules with phase change material and air, Appl. Therm. Eng. 24 (2004) 2131–2144. 37

[83] R. Anderson, L. Bates, E. Johnson, J.F. Morris, Packed bed thermal energy storage : A simplified experimentally validated model, J. Energy Storage. 4 (2015) 14–23. 37

[84] T.E.W. Schumann, Heat transfer : a liquid flowing through a porous prism, J. Franklin Inst. 208 (1929) 405–416. 37

[85] T.M. Sanderson, G.T. Cunningham, Performance and efficient design of packed bed thermal storage systems. Part 1, Appl. Energy. 50 (1995) 119–132. 37

[86] A.F. Regin, S.C. Solanki, J.S. Saini, An analysis of a packed bed latent heat thermal energy storage system using fluide caloporteur capsules : Numerical investigation, Renew. Energy. 34 (2009) 1765–1773. 37

[87] E. Tumilowicz, C.L. Chan, P. Li, B. Xu, An enthalpy formulation for thermocline with encapsulated fluide caloporteur thermal storage and benchmark solution using the method of characteristics, Int. J. Heat Mass Transf. 79 (2014) 362–377. 37

[88] K.A.R. Ismail, J.R. Henrıquez, Numerical and experimental study of spherical capsules packed bed latent heat storage system, Appl. Therm. Eng. 22 (2002) 1705–1716. 37

[89] H. Peng, H. Dong, X. Ling, Thermal investigation of fluide caloporteur-based high temperature thermal energy storage in packed bed, Energy Convers. Manag. 81 (2014) 420–427. 37

[90] T. Kousksou, P. Bruel, Encapsulated phase change material under cyclic pulsed heat load, Int. J. Refrig. 33 (2010) 1648–1656. 37

[91] J. Wei, Y. Kawaguchi, S. Hirano, H. Takeuchi, Study on a fluide caloporteur heat storage system for rapid heat supply, Appl. Therm. Eng. 25 (2005) 2903–2920. 37

[92] S. Bellan, J. Gonzalez-Aguilar, M. Romero, M.M. Rahman, D.Y. Goswami, E.K. Stefanakos, D. Couling, Numerical analysis of charging and discharging performance of a thermal energy storage system with encapsulated phase change material, Appl. Therm. Eng. 71 (2014) 481–500. 37

[93] C. Arkar, S. Medved, Influence of accuracy of thermal property data of a phase change material on the result of a numerical model of a packed bed latent heat storage with spheres, Thermochim. Acta. 438 (2005) 192–201. 37

[94] L.Yang, X. Zhang, G. Xu, Thermal performance of a solar storage packed bed using spherical capsules filled with fluide caloporteur having different melting points. Energy and Buildings 68 (2014) 639–646. xiii, 48, 49

[95] J.-P. Bedecarrats, J. Castaing-Lasvignottes, F. Strub, J.-P. Dumas, Study of a phase change energy storage using spherical capsules. Part II : Numerical modelling, Energy Convers. Manag. 50 (2009) 2537–2546. xi, 38, 58, 59

[96] T. Kousksou, J.-P. Bédécarrats, J.-P. Dumas, A. Mimet, Dynamic modelling of the storage of an encapsulated ice tank, Appl. Therm. Eng. 25 (2005) 1534–1548. x, 38, 45, 52

[97] J. Beek, Design of packed catalytic reactors, in : Adv. Chem. Eng., Elsevier, 1962 : pp. 203–271. 40

[98] C.R. Swaminathan, V.R. Voller, Towards a general numerical scheme for solidification systems, Int. J. Heat Mass Transf. 40 (1997) 2859–2868. 42

[99] S. Ergun, « Fluid Flow Through Packed Columns, Ergun », Scribd, 1952 .Disponible sur : https ://fr.scribd.com/doc/306554469/Fluid-Flow-Through-PackedColumns-Ergun. 47

[100] L. Yang, X. Zhang, et G. Xu, « Thermal performance of a solar storage packed bed using spherical capsules filled with PCM having different melting points », Energy Build., vol. 68, Part B, p. 639-646, janv. 2014. 48

[101] T. K. Aldoss et M. M. Rahman, « Comparison between the single-PCM and multi-PCM thermal energy storage design », Energy Convers. Manag., vol. 83, p. 79-87, juill. 2014. 48

[102] S. Patankar, Numerical heat transfer and fluid flow, Taylor and Francis, 2018. 41

[103] L. F. Cabeza, Advances in thermal energy storage systems : Methods and applications. Second Edition. Woodhead Publishing Series in Energy. Elsevier 2021. 54

[104] D. Li, J. Wang, Y. Ding, H. Yao, Y. Huang, Dynamic thermal management for industrial waste heat recovery based on phase change material thermal storage. Appl. Energy 236 (2019) 1168–1182. 54

[105] E. Oró, A. de Gracia, A. Castell, M.M. Farid, L.F. Cabeza, Review on phase change materials (fluide caloporteurs) for cold thermal energy storage applications. Applied Energy 99 (2012) 513–533. 54

[106] Y. Khattari, E.H. Sebbar, Y. Chaibi, T.El. Rhafiki, T. Kousksou, Y. Zeraouli, Numerical study of a positive latent cold storage system for industrial applications : Discharge mode. Journal of Energy Storage 40 (2021) 102824. 54, 65

[107] M.A. Said, H. Hassan, Parametric study on the effect of using cold thermal storage energy of phase change material on the performance of air-conditioning unit, Appl.Energy 230 (2018) 1380–1402. 54

[108] B. Lamrani, T. Kousksou, Numerical investigation of a shell-and-tube latent heat thermal energy storage system for urban heating network. Journal of Energy Storage 43 (2021) 103216. 54

[109] F. Bentivoglio, S. Rouge, O. Soriano, A. Tempass de Sousa, Design and operation of a 180 kWh fluide caloporteur heat storage at the Flaubert substation of the Grenoble urban heating network, Appl. Therm. Eng. 185 (2021) 116402. 54

[110] Q. Ren, P. Guo, J. Zhu, Thermal management of electronic devices using pin-fin based cascade microencapsulated fluide caloporteur/expanded graphite composite, Int. J. Heat Mass Tran. 149 (2020) 119199. 54

[111] B. Lamrani, B. E. Lebrouhi, Y. Khattari, T. Kousksou, A simplified thermal model for a lithium-ion battery pack with phase change material thermal management system. Journal of Energy Storage 44 (2021) 103377. 54

[112] M. Boulakhbar, B. Lebrouhi, T. Kousksou, S. Smouh, A. Jamil, M. Maaroufi, M. Zazi, Towards a large-scale integration of renewable energies in Morocco. Journal of Energy Storage 32 (2020) 101806. 54

[113] S. Medved, S. Domjan, C. Arkar, Contribution of energy storage to the transition from net zero to zero energy buildings. EnergyBuilding 236 (2021) 110751. 54

[114] C. Prietoa, L. F. Cabeza, Thermal energy storage (TES) with phase change materials (fluide caloporteur) in solar power plants (CSP). Concept and plant performance. Applied Energy 254 (2019) 113646. 54

[115] B. Sun, Z. Liu, X. Ji, L. Gao, D. Che, Thermal energy storage characteristics of packed bed encapsulating spherical capsules with composite phase change materials. Applied Thermal Engineering 201 (2022) 117659. 54

[116] El Ouali, Y Khattari, B Lamrani, T El Rhafiki, Y Zeraouli, T Kousksou, Apparent heat capacity method to describe the thermal performances of a latent thermal storage system during discharge period. Journal of Energy Storage 52 (2022) 104960. 55

[117] T. Kousksou, J.P.Bédécarrats, J.P. Dumas, A. Mimet, Dynamic modelling of the storage of an encapsulated ice tank. Applied Thermal Engineering 25 (2005)1534-1548 56

[118] C.R. Swaminathan, V.R. Voller, Towards a general numerical scheme for solidification systems, Int. J. Heat Mass Transf. 40 (1997) 2859–2868. 57, 58

[119] A. Elouali, T. Kousksou, T. El Rhafiki, S. Hamdaoui, M. Mahdaoui, A. Allouhi, Y. Zeraouli „ Physical models for packed bed : Sensible heat storage systems. Journal of Energy Storage 23 (2019) 69-78 56, 57

[120] M. Lacroix, Numerical simulation of a shell-and-tube latent heat thermal energy storage unit, Sol. Energy. 50 (1993) 357–367.

[121] A. Allouhi et al., "Optimization of melting and solidi fi cation processes of fluide caloporteur : Application to integrated collector storage solar water heaters (ICSSWH)," Sol. Energy, vol. 171, no. February, pp. 562–570, 2018, doi : 10.1016/j.solener.2018.06.096. xi, 68, 70, 74, 75, 79

[122] A. Alvarez, O. Cabeza, M. C. Muñiz, and L. M. Varela, "Experimental and numerical investigation of a flat-plate solar collector," Energy, vol. 35, no. 9, pp. 3707–3716, 2010, doi : 10.1016/j.energy.2010.05.016. 69

[123] V. H. Marcos, "Optimum Tilt Angle and Orientation for Solar Collectors in Assiut, Egypt," Renew. Energy, vol. 4, no. 3, pp. 291–298, 1994. 69

[124] R. Siva Subramanian, G. Kumaresan, R. Palanivel, P. Nishanth kalathil, and B. Nirmal, "Comparative performance analysis of parabolic trough solar collector by varying absorber surface," Mater. Today Proc., no. xxxx, 2020, doi : 10.1016/j.matpr.2020.04.248. 69

[125] B. Das, J. D. Mondol, S. Debnath, A. Pugsley, M. Smyth, and A. Zacharopoulos, "Effect of the absorber surface roughness on the performance of a solar air collector : An experimental investigation," Renew. Energy, vol. 152, pp. 567–578, 2020, doi : 10.1016/j.renene.2020.01.056. 69

[126] A. A. El-Sebaii, S. Aboul-Enein, M. R. I. Ramadan, S. M. Shalaby, and B. M. Moharram, "Investigation of thermal performance of-double pass-flat and v-corrugated plate solar air heaters," Energy, vol. 36, no. 2, pp. 1076–1086, 2011, doi : 10.1016/j.energy.2010.11.042. 69

[127] M. Fan et al., "A comparative study on the performance of liquid flat-plate solar collector with a new V-corrugated absorber," Energy Convers. Manag., vol. 184, no. January, pp. 235–248, 2019, doi : 10.1016/j.enconman.2019.01.044. 69

[128] z. Kumar and M. A. Rosen, "Thermal performance of integrated collector storage solar water heater with corrugated absorber surface," Appl. Therm. Eng., vol. 30, no. 13, pp. 1764–1768, 2010, doi : 10.1016/j.applthermaleng.2010.04.007. 69, 81

[129] T. Koyuncu, "Performance of various design of solar air heaters for crop drying applications," vol. 31, pp. 1073–1088, 2006, doi : 10.1016/j.renene.2005.05.017. 69

[130] M. Hamed, A. Fellah, and A. Ben Brahim, "Parametric sensitivity studies on the performance of a flat plate solar collector in transient behavior," Energy Convers. Manag., vol. 78, pp. 938–947, 2014, doi : 10.1016/j.enconman.2013.09.044. 70

[131] N. Nadir, H. Bouguettaia, S. Boughali, and D. Bechki, "Use of a new agricultural product as thermal insulation for solar collector," Renew. Energy, vol. 134, pp. 569–578, 2019, doi : 10.1016/j.renene.2018.11.054. 70

[132] R. Yang and P.-L. Wang, "A Simulation Study of Performance Evaluation of Single-Glazed and Double-Glazed," Sol. Energy, vol. 71, no. 4, pp. 263–268, 2001. 70

[133] M. E. Zayed et al., "Performance augmentation of flat plate solar water collector using phase change materials and nanocomposite phase change materials : A review," Process Saf. Environ. Prot., vol. 128, pp. 135–157, 2019, doi : 10.1016/j.psep.2019.06.002. 70

[134] M. M. A. Khan, N. I. Ibrahim, I. M. Mahbubul, H. Muhammad. Ali, R. Saidur, and F. A. Al-Sulaiman, "Evaluation of solar collector designs with integrated latent heat thermal energy storage : A review," Sol. Energy, vol. 166, no. March 2017, pp. 334–350, 2018, doi : 10.1016/j.solener.2018.03.014. 70, 71

[135] A. Kürklü, A. Özmerzi, and S. Bilgin, "Thermal performance of water-phase change material solar collector," Renew. Energy, vol. 26, no. 3, pp. 391–399, 2002, doi : 10.1016/S0960-1481(01)00130-6. 70

[136] M. Caliano, N. Bianco, G. Graditi, and L. Mongibello, "Experimental and numerical study on a lab-scale latent heat storage prototype for cooling applications," J. Phys. Conf. Ser., vol. 1224, no. 1, 2019, doi : 10.1088/1742-6596/1224/1/012049. 70

[137] R. S. Vizitiu, D. N. Isopescu, A. Burlacu, V. Ciocan, G. Sosoi, and C. D. Lăzărescu, "Energy efficient phase change materials used for an originally designed heat recovery system," Procedia Manuf., vol. 32, pp. 496–503, 2019, doi : 10.1016/j.promfg.2019.02.245. 70

[138] M. Chaabane, H. Mhiri, and P. Bournot, "Thermal performance of an integrated collector storage solar water heater (ICSSWH) with phase change materials (fluide caloporteur)," Energy Convers. Manag., vol. 78, pp. 897–903, 2014, doi : 10.1016/j.enconman.2013.07.089. 70

[139] M. Gürtürk and B. Kok, "A new approach in the design of heat transfer fin for melting and solidification of fluide caloporteur," Int. J. Heat Mass Transf., vol. 153, p. 119671, 2020, doi : 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119671. 70

[140] B. Xu, J. Xu, and Z. Chen, "Heat transfer study in solar collector with energy storage," Int. J. Heat Mass Transf., vol. 156, 2020, doi : 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119778. 70

[141] H. Zennouhi et al., "Effect of inclination angle on the melting process of phase change material," Case Stud. Therm. Eng., vol. 9, pp. 47–54, 2017, doi : 10.1016/j.csite.2016.11.004. 71

[142] T. Kousksou, A. Allouhi, M. Belattar, A. Jamil, T. El Rhaki, A. Arid, Y. Zeraouli, Renewable energy potential and national policy directions for sustainable development in Morocco, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol 47, (2015) 46-57. 73

[143] Moroccan Agency for Energy Eciency (AMEE). URL : http//www.amee.ma xi, 74

[144] T. Kousksou, M. Mahdaoui, M. Hlimi, R. El Alaiji, and T. El Rhafiki, "Latent energy storage : Melting process around heating cylinders," Case Stud. Therm. Eng., vol. 8, pp. 128–140, 2016, doi : 10.1016/j.csite.2016.06.010. 78

[145] T. Kousksou, P. Bruel, A. Jamil, T. El Rhafiki, and Y. Zeraouli, "Energy storage : Applications and challenges," Sol. Energy Mater. Sol. Cells, vol. 120, no. PART A, pp. 59–80, 2014, doi : 10.1016/j.solmat.2013.08.015. 78

[146] T. Pirasaci, C. Wickramaratne, F. Moloney, D. Yogi Goswami, and E. Stefanakos, "Dynamics of phase change in a vertical fluide caloporteur capsule in the presence of radiation at high temperatures," Appl. Energy, vol. 206, no. January, pp. 498–506, 2017, doi : 10.1016/j.apenergy.2017.08.187. 78

[147] C. Gau and R. Viskanta, "Melting and solidification of a pure metal on a vertical wall," J. Heat Transfer, vol. 108, no. 1, pp. 174–181, 1986, doi : 10.1115/1.3246884. 78, 79

[148] C. J. Ho, J. B. Huang, P. S. Tsai, and Y. M. Yang, "Water-based suspensions of Al2O3 nanoparticles and MEfluide caloporteur particles on convection effectiveness in a circular tube," Int. J. Therm. Sci., vol. 50, no. 5, pp. 736–748, 2011, doi : 10.1016/j.ijthermalsci.2010.11.015. 80

[149] Sharma, A., Tyagi, V. V., Chen, C. R., and Buddhi, D. (2009). Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 13(2), 318–345. https ://doi.org/10.1016/j.rser.2007.10.005. 92

[150] Khalifa, A. J. N., Suffer, K. H., and Mahmoud, M. S. (2013). A storage domestic solar hot water system with a back layer of phase change material. Experimental Thermal and Fluid Science, 44, 174–181. https ://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2012.05.017. 92

[151] Kürklü, A., Özmerzi, A., and Bilgin, S. (2002). Thermal performance of water-phase change material solar collector. Renewable Energy, 26(3), 391–399. https ://doi.org/10.1016/S0960-1481(01)00130-6. 92

[152] Palacio, M., Rincón, A., and Carmona, M. (2020). Experimental comparative analysis of a flat plate solar collector with and without fluide caloporteur. Solar Energy, 206(November 2019), 708–721. https ://doi.org/10.1016/j.solener.2020.06.047. 92

[153] Chaabane, M., Mhiri, H., and Bournot, P. (2014). Thermal performance of an integrated collector storage solar water heater (ICSSWH) with phase change materials (fluide caloporteur). Energy Conversion and Management, 78, 897–903. https ://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.07.089. 92

[154] Ouchi, K., Gamache, P., Acworth, I., and Watanabe, S. (2004). Measurement of isoflavones using liquid chromatography with multi-channel coulometric electrochemical detection. BioFactors, 22(1–4), 353–356. https ://doi.org/10.1002/biof.5520220169. 92

[155] Ismail, K. A. R., Alves, C. L. F., and Modesto, M. S. (2001). Numerical and experimental study on the solidification of fluide caloporteur around a vertical axially finned isothermal cylinder. Applied Thermal Engineering, 21(1), 53–77. https ://doi.org/10.1016/S1359-4311(00)00002-8. 92

[156] Saitoh, T., Hirose, K. (1984). High-Performance Phase-Change Thermal Energy Storage Using Spherical Capsules. American Society of Mechanical Engineers (Paper), April 2013, 37–41. 92

[157] Chopra, K., Pathak, A. K., Tyagi, V. V., Pandey, A. K., Anand, S., Sari, A. (2020). Thermal performance of phase change material integrated heat pipe evacuated tube solar collector system : An experimental assessment. Energy Conversion and Management, 203(July 2019), 112205. https ://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112205. 92

[158] Laser, T. (1998). Zu W. Hausotter : Fibromyalgieein entbehrlicher Krankheitsbegriff Versicherungsmedizin Herausgegeben von Verband Der Lebensversicherungs-Unternehmen e.V. Und Verband Der Privaten Krankenversicherung e.V, 50(4), 154–156. xiii, 93

Annexe

Articles objet de publications internationales :

(a) **E.H. Sebbar**, B. Lamrani, T. El Rhafiki, D. Achemlal, Y. Oihi, T. Kousksou. Latent heat storage system integrating phase change material in spherical capsules : A comparative study between three dynamic physical models. Journal of Energy Storage, volume 56, 9 November 2022.

(b) **E.H. Sebbar**, S. Oubenmoh, A. Ait Msaad, S. Hamdaoui, M. Mahdaoui, T. El Rhafiki. Optimization of Geometrical Parameters of a Solar Collector Coupled With a Thermal Energy Storage System. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, SEPTEMBER 2023, Vol. 15 / 091007-1.

(c) Y. Khattari, **E.H. Sebbar**, Y. Chaibi, T. El Rhafiki, T. Kousksou, Y. Zeraouli. Numerical study of a positive latent cold storage system for industrial applications : Discharge mode. Journal of Energy Storage, volume 40, 17 june 2021.

(d) S. Oubenmoh, A. Allouh, **E.H. Sebbar**, R. Saadani, A. Jamil, A. Ait Mssad, M. Rahmoune, M. Bentaleb. Energy Assessment and Economic Study of Solar Floor Heating System in Different Climates in Morocco. Journal of Solar Energy Engineering, Vol.145, FEBRUARY 2023.

Journal of Energy Storage 56 (2022) 106007

Contents lists available at ScienceDirect

Journal of Energy Storage

journal homepage: www.elsevier.com/locate/est

Research papers

Latent heat storage system integrating phase change material in spherical capsules: A comparative study between three dynamic physical models

E.H. Sebbar [a], B. Lamrani [b,*], T. El Rhafiki [a], D. Achemlal [a], Y. Oihi [a], T. Kousksou [c]

[a] Sidi Mohamed Ben Abdellah University of Fez, Polydisciplinary Faculty of Taza, Engineering Sciences Laboratory, BP.1223 Taza, Morocco
[b] Mohammed V university in Rabat, Faculty of Sciences, MANAPSE Laboratory, B.P. 1014 RP Rabat, Morocco
[c] Université de Pau et des Pays de L'Adour, E2S UPPA, SIAME, Pau, France

ARTICLE INFO

Keywords:
Latent heat storage
Thermal performance
Dynamic modelling
Apparent heat capacity
Enthalpy approach

ABSTRACT

The main objective of this investigation is to carry out a detailed comparative study between three different thermal dynamic models for simulating a latent heat storage system using spherical capsules. These developed dynamic models are based on the apparent heat capacity method (model 1), on the heat source approach (model 2) and on the radial diffusion method (model 3). The main difference between the three models lies in the treatment of heat transfer inside the capsules. Obtained results from these models are first validated with experimental measurements from the literature and then used to investigate the thermal performance of the storage system under realistic exploitation conditions. Results show that all models are able to simulate the dynamic behavior of the storage system. The parametric study indicated that increasing the mass flow rate of the heat transfer fluid or reducing the capsule diameter can improve the energy performance of the thermal storage system and significantly reduce the discharge time.

1. Introduction

Thermal storage systems using phase change materials (PCMs) are presently used in several industrial applications [1] such as waste heat recovery [2], industrial cold [3–4], *Heating, ventilation, and air conditioning* (HVAC) [5], district heating [6–7], thermal management of electronic devices and batteries [8–9]. Such systems are considered indispensable to support the energy transition and manage the intermittency of renewable energies [10–11]. Thermal storage systems using PCMs are advantageous as they allow thermal energy to be stored close to their melting temperature in a specified storage volume [12]. When demand for thermal energy is lower than production, the latent thermal storage system stores the unused thermal energy. On the other hand, during periods of peak consumption, the thermal storage system releases the accumulated thermal energy [13].

Usually, PCM is enclosed in capsules, which can be spherical, cylindrical or rectangular [14–15]. Other geometries are under development such as biomimetic red blood cell (RBC) shaped capsules for thermal storage of latent heat. The RBC shape offers a considerably higher heat transfer rate than other shapes [16,17]. However, research is underway to characterize the heat transfer between these capsules and the heat transfer fluid in the storage tanks [16,17]. Spherical capsules are widely used for industrial applications [18]. Using this geometry, the heat transfer surface between the heat transfer fluid (HTF) and the PCM can be enhanced. Several studies have been carried out on the numerical analysis and physical modelling of the transition process inside a tank filled with PCMs enclosed in spherical capsules [19]. The thermal performance of a latent storage system has been evaluated using different physical models such as the homogeneous model [20–21], the Schumann model [22–24], the continuous solid phase model [25–30] and the concentric diffusion model [31–36]. All of these models consider that the packed bed system acts as a porous medium [19]. The homogeneous model is rarely used as the assumption of a single local temperature for both solid and liquid media is only valid if the PCM capsule has a thermal conductivity close to that of the heat transfer fluid or when capsules have a small diameter [37]. Schumann's model ignores the thermal conduction inside the capsule. However, when the PCM thermal conductivity is low (which is the majority of cases) or when the capsule size is high, then the internal thermal resistance cannot be neglected [38]. The continuous solid phase model considers PCM capsules as a continuous medium and not as a medium composed of independent spherical capsules. Therefore, the internal thermal conduction in the particle is not considered. On the other hand, only the conduction in the axial (one-dimensional model) direction is considered [29–30]. The

* Corresponding author.
E-mail address: b.lamrani@um5r.ac.ma (B. Lamrani).

https://doi.org/10.1016/j.est.2022.106007
Received 7 March 2022; Received in revised form 21 September 2022; Accepted 27 October 2022
Available online 9 November 2022
2352-152X/© 2022 Elsevier Ltd. All rights reserved.

ASME Journal of Thermal Science and Engineering Applications
Online journal at:
https://asmedigitalcollection.asme.org/thermalscienceapplication

E. H. Sebbar[1]
Engineering Sciences Laboratory,
Polydisciplinary Faculty of Taza,
Sidi Mohamed Ben Abdellah University,
BP 1223, Fez, Morocco
e-mail: elhassan.sebbar@usmba.ac.ma

S. Oubenmoh
Laboratoire d'Etude des Matériaux Avancés et Applications, FS—EST Meknès,
Université Moulay Ismail,
BP 11201, Avenue Zitoune,
Meknes, Morocco
e-mail: safae.obn@gmail.com

A. Ait Msaad
Ecole Supérieure de Technologie de Fès,
U.S.M.B.A.,
Route d'Imouzzer, BP 2427,
Fès, Morocco
e-mail: abdelouahad.aitmsaad@usmba.ac.ma

S. Hamdaoui
Ecole Supérieure de Technologie de Fès,
U.S.M.B.A.,
Route d'Imouzzer, BP 2427,
Fès, Morocco
e-mail: said.hamdaoui@usmba.ac.ma

M. Mahdaoui
ETTE, FSTT,
Abdelmalek Essaadi University,
BP 90000, Tetouan, Morocco
e-mail: Mmahdaoui@uae.ac.ma

T. El Rhafiki
Engineering Sciences Laboratory,
Polydisciplinary Faculty of Taza,
Sidi Mohamed Ben Abdellah University,
BP 1223, Fez, Morocco
e-mail: tarik.elrhafiki@usmba.ac.ma

Optimization of Geometrical Parameters of a Solar Collector Coupled With a Thermal Energy Storage System

Solar thermal collector is a device that converts solar radiation into useful thermal energy (heat). This technology has become mature and cost-effective. However, because its input comes from an intermittent source (sun), its production is variable during the day; also it is vulnerable to climatic conditions. To adopt this technology, it is therefore necessary to invest in energy storage means or to use a secondary energy source. In this work, a solar thermal collector has been studied and modeled. The objective of this study consists of: first, analyze the impact of the geometrical form of the absorbing surface on the solar collector's thermal performance. Three geometries are tested, namely flat, triangular, and corrugated. The solar collector is evaluated under a hot climate considering the meteorological data of Er-rachidia city (Morocco). The second part of the present study consists of integrating a latent heat storage system using phase change materials (PCMs) to store part of the heat and exploit it during the night. Integrating PCM in this system is a relevant technique to overcome the problem of intermittency of solar energy. Moreover, according to the findings of this study, a significant improvement of the solar collector thermal performance has been reached. The reduction of the missed thermal energy is from 5.6485 kW h to 4.4566 kW h with the use of PCM and the corrugated surface.
[DOI: 10.1115/1.4062612]

Keywords: fusion/solidification, solar collector, renewable energy, thermal energy storage, heat pipes, melting and freezing, thermal systems

1 Introduction

Recent years have seen remarkable climate changes, with new environmental reports indicating that anthropogenic activities play a dominant role in these changes through the emission of CO_2 into the environment. A large portion of these emissions is due to energy consumption through the increasing use of fossil fuels as energy sources to meet the world's energy needs.

The availability and the highest cost of these fossil sources are becoming a problem for the whole world. Scientific research is currently making numerous attempts to find effective solutions to minimize CO_2 emissions into the environment. Among the solutions proposed to achieve this goal is the use of renewable energy sources.

Renewable energy exploitation offers a range of positive points since they are widely available, environmentally friendly, and becoming progressively cost-effective.

Due to its widespread availability and recent technological advancements, solar energy is one of the most promising renewable energy sources [1]. Solar energy has the capability to meet a large part of the world's energy demand, thanks to the development of

[1]Corresponding author.
Manuscript received May 11, 2022; final manuscript received May 8, 2023; published online June 14, 2023. Assoc. Editor: Gustavo Ledezma.

Copyright © 2023 by ASME

Journal of Energy Storage 40 (2021) 102824

Contents lists available at ScienceDirect

Journal of Energy Storage

journal homepage: www.elsevier.com/locate/est

Numerical study of a positive latent cold storage system for industrial applications: Discharge mode

Y. Khattari [a], E.H. Sebbar [b], Y. Chaibi [a,*], T.El. Rhafiki [b], T. Kousksou [a], Y. Zeraouli [a]

[a] Universite de Pau et des Pays de l'Adour, E2S UPPA, SIAME, Pau, France
[b] Engineering Sciences Laboratory, Polydisciplinary Faculty of Taza, Sidi Mohamed Ben Abdellah University Fez Morocco, Morocco

ARTICLE INFO

Keywords:
PCM
Packed bed
Cold storage
Heat transfer
Discharge mode

ABSTRACT

In this work, a comprehensive numerical study on a latent heat storage system is presented. The adopted storage system consists of a tank with a fixed bed of phase-change materials (PCMs). A numerical model simulating the dynamic and thermal behaviour of this system during the discharge period has been developed and validated using experimental data from the literature. During the discharge mode, when the inlet heat transfer fluid (HTF) is maintained at a temperature near the melting temperature of the PCM, a quasi-stabilization of the outlet HTF temperature is observed. The duration of the discharged energy is increased when the flowrate of the fluid is decreased. A detailed study was also carried out to better understand the behaviour of latent storage system using multiple PCMs. The obtained results for a multi-PCM configurations reveal that the latent energy released during the discharge period depends on the placement order of the PCMs inside the tank, the flow rate of the HTF and the level temperature of the HTF at the inlet to the tank. This numerical study could a be a key solution in industrial cold applications such as air conditioning and thermal comfort, the medical and food sectors.

1. Introduction

Energy storage represents a promising challenge in the energy transition, both in terms of optimising the performances of energy resources and promoting access to them [1–2]. Indeed, making possible to adjust the "production" and "consumption" of energy while limiting losses [3]. Energy is stored when its availability is greater than needs, and can be recuperated when demand is higher [4]. Given the intermittent or fluctuating production of certain types of energy, such as renewable energies, this operation also makes it possible to meet a constant demand [5]. The thermal energy storage systems are amongst the options that can address this challenge [6–7]. For example, in France, the thermal storage provides important services to the electrical system and increases the flexibility of the power grid. Many thermal storage options are currently mature or under development and are used in the residential sector (i.e. domestic hot water tanks), in district heating and cooling systems, to recuperate waste heat in industry or to optimize the production of solar thermodynamic power plants [8]. With the development of district heating and cooling systems, massive thermal storage could play an increasing role [9]. Three approaches can be envisaged for thermal energy storage: sensible heat storage, latent heat storage and thermochemical heat storage. Sensitive heat storage is the most mature technology but it has lowest energy density, followed by latent storage and then thermochemical storage [10].

Latent heat storage using Phase Change Materials (PCMs) is recognized as one of the most attractive energy storage techniques, due to its high-energy storage density and capacity to deliver constant temperature performance [11–13]. It can be used for electrical load management in various applications by displacing electrical heating and cooling needs from peak to off-peak times [14]. amongst the most important applications of latent heat storage systems are air conditioning and thermal comfort (4 to 20 °C) and the medical and food sectors (−20 to 10 °C) [15–16]. Cold storage using PCMs permits to save a considerable amount of energy and to increase the lifetime of the cooling units [8,17]. Different technologies can be used to store cold in latent energy form [11]. Packed-bed heat storage based on PCM is amongst the technologies that have been tested and used in recent years in the medical and food industries for cold storage [17]. Such systems are generally cylindrical tanks filled with spherical capsules of PCMs that allow the storage of large amounts of energy by latent heat. These systems contain a fixed bed of spherical capsules of PCM, which is traversed by a heat transfer fluid in order to carry out thermal charging or discharging by convective heat transfer [18–19]. Several models have been developed to simulate the dynamic and thermal behaviour of heat storage systems [20–22]. There are two main groups of numerical models: the homogeneous

* Corresponding author.

https://doi.org/10.1016/j.est.2021.102824
Received 25 November 2020; Received in revised form 31 May 2021; Accepted 5 June 2021
Available online 17 June 2021
2352-152X/© 2021 Elsevier Ltd. All rights reserved.

S. Oubenmoh[1]
Laboratory of Advanced Materials and Applications Studies, FS-EST Meknes, Moulay Ismail University, BP 11201, Avenue Zitoune, Meknes, Morocco
e-mail: safae.obn@gmail.com

A. Allouhi
Higher School of Technology of Fez, U.S.M.B.A, Imouzzer Road BP 2427, Fez, Morocco
e-mail: Amine.ALLOUHI@usmba.ac.ma

E. H. Sebbar
Engineering Sciences Laboratory, Polydisciplinary Faculty of Taza, Sidi Mohamed Ben Abdellah University Fez, Meknes, Morocco
e-mail: el.hassan.sebbar.1995@gmail.com

R. Saadani
Laboratory of Advanced Materials and Applications Studies, FS-EST Meknes, Moulay Ismail University, BP 11201, Avenue Zitoune, Meknes, Morocco
e-mail: r.saadani@umi.ac.ma

A. Jamil
Higher School of Technology of Fez, U.S.M.B.A, Imouzzer Road BP 2427, Fez, Morocco
e-mail: abdelmajid.jamil@usmba.ac.ma

A. Ait Mssad
Higher School of Technology of Fez, U.S.M.B.A, Imouzzer Road BP 2427, Fez, Morocco
e-mail: abdelouahad.aitmsaad@usmba.ac.ma

M. Rahmoune
Laboratory of Advanced Materials and Applications Studies, FS-EST Meknes, Moulay Ismail University, BP 11201, Avenue Zitoune, Meknes, Morocco
e-mail: rahmoune@umi.ac.ma

M. Bentaleb
Laboratory of Advanced Materials and Applications Studies, FS-EST Meknes, Moulay Ismail University, BP 11201, Avenue Zitoune, Meknes , Morocco
e-mail: m.bentaleb@umi.ac.ma

Energy Assessment and Economic Study of Solar Floor Heating System in Different Climates in Morocco

Currently, the development of energy production projects in the building sector using alternative energy sources such as solar energy is growing rapidly. This increasing technological progress to achieve the needs of comfort and safety can be considered a major priority, particularly with concerns about energy shortages and current environmental issues threatening not only human well-being but ecosystems as well. The present research aims to provide a comprehensive model for enhancing the energetic performance of rural Moroccan houses, by exploring solar radiant heating systems. The evaluation of the solar floor heating system is carried out by TRNSYS *to evidence the effect of various design parameters on performance indexes of the system concerning six Moroccan cities, which representatively correspond to the Moroccan climatic zoning. The examined analyses cover the effect of the collector area, storage tank volume, and mass flowrate in the solar loop and the building heating loop. Moreover, how the variation of thickness and piping material affect the performances was discussed as well. The major finding of this work is optimizing the system performance gives the possibility to meet adequately the heating load. The energetic analysis shows the system's adaptability to the Moroccan climate, whose solar fraction is around 65% and 87%. For most of the examined sites, it was observed that the demand for auxiliary energy is limited from October to May. The economic investigations revealed that payback periods of the examined system ranged between 7 and 13 years. Besides, the energy and economic outcomes of such systems in Morocco, they are capable to mitigate the huge amount of* CO^2 *emissions as compared to conventional heating systems.* [DOI: 10.1115/1.4054709]

Keywords: building, floor heating, TRNSYS*, solar fraction, optimization, energetic performance, energy, heat transfer, renewable*

1 Introduction

Globally, we are facing two main challenges: energy supply and environmental protection. For challenges, the research and development of alternative energy generation modes with harmless environmental effects are urgently required.

[1]Corresponding author.
Contributed by the Solar Energy Division of ASME for publication in the JOURNAL OF SOLAR ENERGY ENGINEERING: INCLUDING WIND ENERGY AND BUILDING ENERGY CONSERVATION. Manuscript received October 1, 2021; final manuscript received May 24, 2022; published online July 29, 2022. Assoc. Editor: Prathap Ramamurthy.

 Copyright © 2022 by ASME