



République Tunisienne

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Et des Technologies de l'Information et de la Communication

Université de SOUSSE

*_*_*_*_*_*_*_*_*_*

**ECOLE SUPERIEURE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
DE HAMMAM SOUSSE**

THESE

***Présentée en vue de l'obtention du
DIPLOME DE DOCTORAT***

Spécialité : Génie Physique

Par Madame RAJA EL AREM

Contribution à l'Etude des Systèmes Energétiques Intégrant le Stockage de la Chaleur

Soutenue le.... /...../.... devant le jury d'examen :

Mr ...	Professeur à	Président
Mr GUIZANI Amenallah	Professeur à CRTEN	Rapporteur
Mr BOUKADIDA Nouredine	Professeur à ESSTHS	Rapporteur
Mr JEMNI Abdelmajid	Professeur à L'ENIM	Directeur de thèse

Année universitaire : 2019/2020

Remerciements

Une expérience de thèse s'achève. Des années consacrées pour l'étude des systèmes énergétiques intégrant le stockage de la chaleur m'ont rendu épanouie professionnellement. En effet, ces années m'ont offert l'occasion de m'approfondir dans le monde de la recherche.

Cela ne m'a pas seulement permis d'enrichir mes connaissances et ma curiosité scientifique mais également m'a permis de rencontrer des gens qui sont hautement compétents et qui m'ont guidé et aidé scientifiquement et pédagogiquement. Je ne serais que trop peu reconnaissante à mes encadrants qui m'ont aiguillé et soutenue au cours de ce travail.

Premièrement, merci à Professeur **Abdelmajid Jemni** d'être mon directeur de thèse, à sa compétence scientifique et surtout merci d'avoir été présent le long de ma recherche car tout le monde n'a pas cette chance. En fait, j'étais chanceuse d'être une parmi vos thésards que vous avez encadrés. Grâce à votre encouragement et vos conseils scientifiques concernant les simulations numériques et les travaux expérimentaux, j'ai pu résister et achever ce travail.

Un grand Merci aussi à Monsieur **Mellouli Sofiene**, pour son support et son intervention durant ces années de thèse ; à l'organisation de projet, les revues bibliographiques et j'en passe (tellement ils sont nombreux). Merci pour lui vraiment de m'avoir épaulée et stimulée quand le moral était au plus bas.

Merci au laboratoire de recherche de l'université de Paderborn en Allemagne pour m'avoir accueillie et m'avoir aidé par leurs moyens nécessaires pour réaliser une partie de cette recherche.

Je remercie aussi les membres de jury de soutenance pour critiquer et juger ma thèse de doctorat et lire les quelques pages de mon manuscrit

Je ne serais jamais capable de réaliser tout ça que dans un environnement scientifique encourageant et stimulant. Alors, je remercie tous les membres et mes collègues au laboratoire **LESTE**, surtout à ceux qui n'ont pas manqué de m'encourager.

Finalement, je souhaite remercier mes amis qui ont été à mon côté dans les moments difficiles et qui m'ont fait oublier la monotonie et la difficulté de la thèse.

Merci aussi à ma famille d'avoir me supporter moralement et d'avoir été à mes côtés durant cette belle épreuve. Et un grand et un spécial merci à **ma mère** ; ma confidente et ma meilleur psychologue, ça n'était pas évident durant cette période c'est pourquoi je suis extrêmement reconnaissante pour sa patience et son stimulus.

Si on veut on peut.....

Table des matières

_Toc54018611

Introduction Générale	1
Plan de la thèse.....	3
Chapitre 1:Revue Bibliographique A Propos du Stockage Thermique Par Voie Latente	5
1. Introduction	5
2. Stockage thermique	5
2.1. Stockage sensible	5
2.2. Stockage Latent.....	6
2.3. Stockage thermochimique.....	8
2.4. Comparaison entre les systèmes de stockage.....	8
3. Généralités sur les matériaux à changement de phase (MCPs)	9
3.1. Critère de choix d'un MCP adéquat.....	9
3.2. Propriétés des (MCPs)	10
3.3. Classification des MCPs	10
3.4. Les MCPs organiques	12
3.4.1. Les paraffines.....	12
3.4.2. Les Acides gras	13
3.4.3. Les alcools de sucre	14
3.5. Les MCPs inorganiques	15
3.5.1. Les métaux	15
3.5.2 Les hydrates de sels	15
3.5.3. Les sels.....	16
3.6.Les eutectiques.....	16
4. Solutions pour améliorer le transfert thermique dans les MCPs	17
4.1. Action direct sur le MCP	17
4.1.1. Amélioration de la conductivité thermique globale du MCP	17
4.1.1.1. Utilisation de matériaux poreux à structure métallique	17
4.1.1.2. Utilisation de suspensions de nanoparticules / matériaux à haute conductivité dans le MCP.....	18
4.1.2. Amélioration du flux transféré en utilisant de multiples MCPs	19
4.2. Echangeur Actif	21
4.2.1. Recours aux solutions mécaniques	21
4.2.1.1. Surface raclée.....	21

4.2.1.2. Échangeurs de chaleur à double vis	22
4.2.1.3. Echangeurs à convection forcée.....	22
4.2.2. Micro encapsulation des coulis ou « slurries » des MCPs.....	23
4.2.2.1. Coulis de glace	23
4.2.2.2. Microémulsion de MCPs	24
4.2.3. Eutectiques dilués	24
4.2.4. Échangeur de chaleur à contact direct	24
4.3. Amplification de la surface d'échange	25
4.3.1. Macro-encapsulation de MCPs	25
4.3.2. Tubes à ailettes.....	26
4.3.3. Faisceau de tubes et plusieurs caloducs	27
4.3.4. Système à structure en nid d'abeille (LHTES)	27
4.4. Techniques combinées pour améliorer le transfert de chaleur.....	28
5. Conclusion	29
Chapitre 2 : Élaboration et Caractérisation des Propriétés Physiques de Nano-MCP....	39
1. Introduction.....	39
2. État de l'art.....	39
3. Objectif du chapitre.....	41
4. Procédés Expérimentaux.....	42
4.1. Matériaux Utilisés.....	42
4.1.1. Nanoparticules de cuivre.....	42
4.1.2. Le graphite en poudre	42
4.1.3. Nanoparticules d'Aluminium.....	43
4.1.4. La cire de Paraffine.....	43
5. Étapes de préparation des échantillons	43
6. Mesure de la conductivité thermique des échantillons préparés.....	44
6.1. Appareil utilisé pour la mesure de la conductivité thermique	44
7. Technique de mesure de la conductivité thermique.....	46
8. Effet de l'ajout de graphite sur la conductivité thermique de la cire de paraffine.....	47
8.1. Effet de la fraction massique du graphite sur la conductivité thermique.....	47
8.2. Effet de la taille des grains de nanoparticules de graphite sur la conductivité thermique de la cire de paraffine.	48
9. Technique de Caractérisation des échantillons	48
9.1. Analyse thermique par calorimétrie différentielle à balayage DSC	48
10. Appareillage.....	50
11. Résultats.....	50
12. Conclusion	52

Chapitre 3 : Etude Expérimentale et Numérique d'un Réfrigérateur Domestique Intégrant un Echangeur de Chaleur à Base de MCP	56
1. Introduction.....	56
2. État de l'art.....	56
3. Objectif du travail	58
4. Étude Expérimentale.....	59
4.1. Banc d'essai expérimental.....	59
4.2. Procédure expérimentale.....	60
5. Étude numérique	61
5.1. Divers emplacements de l'échangeur de chaleur MCP dans le compartiment du réfrigérateur.....	61
5.2. Présentation du modèle mathématique	62
5.2. 1. Équation de continuité	63
5.2.2.1. Équation suivant x.....	63
5.2.2.2. Équation suivant y.....	63
5.2.4. L'équation de transfert radiatif	64
5.3. Conditions initiales et Conditions aux limites	65
5.3.1. Conditions initiales	65
5.3.2. Conditions aux limites	65
5.4. Procédure de calcul et validation du modèle	65
6. Résultats expérimentaux	66
6.1. Évolution de la température moyenne de l'évaporateur	66
6.2. Évolution de la température de sortie du condenseur	68
6.3 Évolution de la température de sortie du Compresseur.....	69
6.4. L'effet du MCP sur la consommation d'énergie du réfrigérateur.....	69
6.5. L'effet du MCP sur le temps de fonctionnement du compresseur à différentes charges thermiques.....	71
7. Résultats numériques	72
7.1. L'effet de l'emplacement des échangeurs de chaleur MCP à l'intérieur du réfrigérateur .	72
7.1.1. Étude du premier cas : première configuration.....	73
7.1.2. Étude du deuxième cas : 2ème configuration	74
7.1.3. Étude du 3ème cas : 3ème configuration	75
7.1.4. Étude du 4ème cas : 4ème configuration	75
7.2. Comparaison entre les différents cas	77
7.3. Effet de la couverture des racks en MCP.....	78
8. Conclusion	80

Chapitre 4 : Étude Numérique d'Un Capteur Solaire à Tube Sous Vide Intégrant Un Nano-MCP Comme Système de Stockage Latent	85
1. Introduction.....	85
2. État de l'art.....	85
3. Objectif du travail	88
4. Présentation du modèle physique.....	88
5. Modélisation mathématique du problème.....	90
5.1.Équations régissant le modèle de fusion et de solidification du MCP et nano-MCP	90
6.Efficacité horaire.....	91
6.1. Efficacité durant le jour et la nuit sans MCP	92
6.2. Efficacité Durant le jour et la nuit avec MCP	93
7. Méthode de résolution numérique.....	93
8. Conditions initiales et aux limites.....	93
8.1. Conditions initiales	93
8.2. Conditions aux limites	93
9. Résultats et discussions	94
9.1. Étude paramétriques.....	96
9.1.1. Effet l'intégration de MCP sur la température de sortie de fluide caloporteur.....	96
9.1.2. Effet de l'ajout de nanoparticules de Cu à la cire de paraffine sur la température de sortie de fluide caloporteur	97
9.1.3. Effet de l'ajout de nanoparticules de Cu au MCP sur la fraction liquide	98
9.1.4. Effet du débit massique sur la température de sortie de fluide caloporteur et sur la fraction liquide du MCP.....	99
9.1.5. Effet de l'insertion des ailettes (épaisseur, espacement et nombre) sur la température de sortie de fluide caloporteur et la fraction liquide du MCP.....	100
10. Conclusion	101
Chapitre 5 : Étude Numérique d'un Réservoir à Hydrure Métallique Intégrant Un Nano-MCP Comme Système de Stockage Latent	106
1. Introduction.....	106
2. État de l'art.....	106
3. Objectif du travail	108
4. Conception du système MH-Nano fluide-Ne-MCP.....	108
5. Sélection du MCP adéquat.....	109
6. Modélisation mathématique.....	110
6.1.Equations régissant les transferts de chaleur et de masse dans le système.....	110
6.1.1.Equation de l'énergie pour le domaine lit à hydrure métallique.....	110
6.1.2.L'équation de l'énergie pour le domaine nano-MCP	111
6.1.3 L'équation de l'énergie pour le nano fluide.....	113

6.2. Conditions initiales et conditions aux limites	113
6.3 Procédure de calcul et validation du modèle	114
7. Résultats et discussions.....	116
7.1. Effet des tubes en U encastrés dans le lit à hydrure métallique.....	116
7.2 Effet de l'ajout de nanoparticules au fluide caloporteur (HTF)	120
7.3. Effet de l'ajout de nanoparticules au MCP.....	122
7. Conclusion.....	124
Conclusion générale.....	131

Liste des figures

Figure 1.1. Evolution de la température d'un corps pur homogène avec changement d'état [1]	7
Figure 1.2. Classification des Matériaux à Changement de Phase MCPs. [7]	11
Figure 1.3. Matériaux couramment ajoutés aux matériaux à changement de phase (MCPs) [30-31]	18
Figure 1.4. Matériaux à changement de phase multiples (MCPs) intégrés dans les systèmes de stockage de l'énergie thermique à chaleur latente (LHTES) [41]	20
Figure 1.5. Configurations d'un échangeur de chaleur en feston avec plusieurs matériaux à changement de phase (MCPs) [44]	20
Figure 1.6. Configurations d'un échangeur de chaleur en forme de tronc avec plusieurs Matériaux à Changement de Phase (MCPs)	21
Figure 1.7. Racleurs transversaux placés autour du tube en U [46]	21
Figure 1.8. Échangeur de chaleur à matériaux à changement de phase (PCM) à double vis pour le système de stockage de l'énergie thermique à chaleur latente (LHTES)	22
Figure 1.9. Échangeur à recirculation de matériaux à changement de phase (MCPs) à tube en U et à double enveloppe.	23
Figure 1.10. Différentes Géométries de matériaux à changement de phase macro-encapsulés (MCP).-[59]	26
Figure 1.11. Intégration des ailettes aux systèmes LHTES	26
Figure 1.12. Stockage de l'énergie thermique en système à structure en nid d'abeille (LHTES) [68]	28
Figure 1.13. Résumé des étapes de sélection d'une conception pertinente pour le stockage de l'énergie thermique à chaleur latente (LHTES) [86]	29
Figure 2.1. Poudre de graphite commerciale utilisée par la société de carbone du groupe SGL(Allemagne)	42
Figure 2.2. Procédé de fabrication du composite paraffine / graphite	44
Figure 2.3. Les échantillons de composites graphite- paraffine élaborés	44
Figure 2.4. Schéma synoptique du dispositif utilisé pour la mesure de la conductivité thermique de l'échantillon	45
Figure 2.5. Plaque de refroidissement montrant un tube en serpentin	45
Figure 2.6. Appareil utilisé pour la mesure de la conductivité thermique	46
Figure 2.7. Effet de différentes concentrations massiques de graphite sur la conductivité thermique de la cire de paraffine.	47
Figure 2.8. Variation de la conductivité thermique du composite paraffine-graphite en fonction de la taille de particules de graphite	48
Figure 2.9. Dispositif du DSC (DSC 4000 PerkinElmer)	49
Figure 2.10. Analyses des courbes DSC et démonstration de la caractérisation thermique de composite cire de paraffine- aluminium	50
Figure 2.11. Analyses des courbes DSC et démonstration de la caractérisation thermique de composite cire de paraffine- Cuivre	52
Figure 3.1. (a) Modèle de réfrigérateur domestique utilisé et (b) Conception de l'échangeur de chaleur MCP utilisé	59
Figure 3.2. Photo de matériels expérimentaux utilisés (le réfrigérateur domestique avec l'échangeur de chaleur à MCP)	61
Figure 3.3. Les différentes configurations simulées du compartiment réfrigérateur	62

Figure 3. 4. (a) Les contours de la température à l'intérieur du compartiment réfrigérateur, (b) les images infrarouges de la répartition de la température et (c) la vue en arrière du réfrigérateur.....	67
Figure 3. 5(a) Evolution de la température moyenne de l'évaporateur, (b) Evolution de la température de sortie du condenseur et (c) Evolution de la température de sortie du compresseur.	68
Figure 3.6. L'effet du MCP sur la consommation d'énergie du réfrigérateur	70
Figure 3.7. Le cycle de réfrigération du réfrigérateur domestique. -	71
Figure 3. 8. L'effet du MCP sur le temps de fonctionnement du compresseur à différentes charges thermiques –.....	72
Figure 3.9. (a) Cartographie de la température à l'intérieur du réfrigérateur (b) Cartographie de vecteurs vitesse (1 ^{ère} configuration).....	73
Figure 3.10. (a) Cartographies de la température à l'intérieur du réfrigérateur ; (b) Cartographies de vecteurs de vitesse (2 ^{ème} configuration).	74
Figure 3.11. (a) Cartographies de la température à l'intérieur du réfrigérateur ; (b) Cartographies de vecteurs de vitesse (3 ^{ème} configuration).	75
Figure 3.12. (a) Cartographies de la température à l'intérieur du réfrigérateur (b) Cartographies de vecteurs de vitesse (4 ^{ème} configuration) -	76
Figure 3.13. (a) Evolution de la température moyenne de l'air ; (b) Evolution de la vitesse moyenne de l'air pour les quatre cas étudiés.....	77
Figure 3. 14. Cartographies de la température et de vecteurs de vitesse aux différents pourcentages de couverture de racks en MCP.	78
Figure 3.15. (a) Evolution de la température moyenne de l'air aux différents pourcentages de couverture de racks en MCP.	79
Figure 4.1. Modèle physique proposé ; (a) : Géométrie 3D du capteur solaire à tube sous vide en verre ; (b) : coupe transversale du capteur à tube sous vide (c) coupe longitudinale du capteur solaire à tube sous vide.	89
Figure 4.2. Le diagramme schématique de maillage de la géométrie 2D(en zoom)	93
Figure 4.3.Évolution du flux surfacique incident sur la partie inférieure et la partie supérieure du tube sous vide durant une journée.....	95
Figure 4. 4. Effet du réflecteur sur la température de sortie de fluide caloporteur.....	95
Figure 4.5. Évolution de la température de sortie de fluide caloporteur avec MCP et sans MCP durant une journée. -.....	96
Figure 4.6. Effet de l'ajout de nanoparticules de Cu sur la température de sortie de fluide caloporteur	98
Figure 4.7. Effet de l'ajout nanoparticules sur la fraction liquide du MCP	99
Figure 4.8. Effet de débit massique sur la température de sortie de fluide caloporteur et sur la fraction liquide du MCP.....	100
Figure 4.9. Effet de l'épaisseur des ailettes sur la température de sortie de fluide caloporteur et sur fraction liquide du MCP.....	101
Figure 5. 1. Schéma du modèle : (a) système MH-Nano fluide-Ne-MCP, (b) domaine de calcul.....	109
Figure5.2. Diagramme d'équilibre $Mg_2 Ni-Mg_2 NiH_4$ pour la sélection de la température de fusion de MCP.	110
Figure 5. 3. Vues en coupe du maillage de la géométrie (3D) du système MH-Nano fluide-Ne-MCP.....	115
Figure 5.4. Comparaison entre l'évolution de la fraction liquide du MCP et l'évolution de la fraction d'hydruration-.....	115

	116
Figure 5.5. Les deux cas étudiés et simulés (1 ^{er} cas et cas 2)		
Figure 5.6. Validation des résultats numériques [12]: évolution temporelle de la fraction d'hydruration(a) et la fraction liquide de MCP (b).....		117
Figure 5.7. Cartographie de la température du système MH-Nano fluide-Ne-MCP à différents intervalles de temps (5000 s, 10000 s, 20000 et 40000 s).		118
Figure 5.8. Cartographies de la fraction liquide du Ne-MCP à différents intervalles de temps (5000 s, 10000 s, 20000 s et 40000 s).....		119
Figure 5.9. L'effet de concentrations différentes de nanoparticules de dispersés dans le fluide caloporteur (HTF) sur la fraction d'hydruration.....		121
Figure 5. 10. L'effet de concentrations différentes de nanoparticules de dispersés dans le fluide caloporteur (HTF) sur la fraction liquide du MCP.		121
Figure 5.11. L'effet de concentrations différentes de nanoparticules de Cuo dans le fluide caloporteur (HTF) sur la fraction d'hydruration.....		122
Figure 5. 12. L'effet de concentrations différentes de nanoparticules de graphème dispersées dans le MCP sur la fraction d'hydruration.....		123
Figure 5.13. L'effet de concentrations différentes de nanoparticules de CuO dispersées dans le MCP sur la fraction d'hydruration.....		124

Liste des tableaux

Tableau 1.1. : Les différents types de stockage en fonction de la densité énergétique [3].....	9
Tableau 1.2 : propriétés thermo physiques des paraffines [8]	12
Tableau 2.1. Tableau des propriétés thermo physiques de cire de paraffine-Al.....	51
Tableau 2.2. Propriétés thermo physiques de cire paraffine-Cu.....	52
Tableau Tableau 3.1. Propriétés thermo physiques de matériau à changement de phase utilisé	60
Tableau. 4.1. Propriétés thermo physiques des MCP et Nano-MCP utilisés [24]	89
Tableau 4.2 propriétés thermo physiques de fluide caloporteur (huile)	89
Tableau 5.1 : Propriétés thermo-physiques de différents types de nanoparticules dispersées dans le sel solaire à différentes concentrations (NaNO ₃ : KNO ₃ avec 60:40 comme rapport molaire) [18, 32-34].	120
Tableau 5.2: Propriétés thermo-physiques de différents types de nanoparticules dispersées dans le sel <i>NaNO₃</i> à différentes concentrations [18, 32-34].....	123

Nomenclature et abréviation

Symbole latin	Signification	Unité
T	Température	K
P	pression	Pa
H	enthalpie	J
<i>h</i>	enthalpie spécifique, coefficient de convection	
<i>L</i>	chaleur latente de changement de phase	J.K ⁻¹
<i>m</i>	Masse	kg
<i>c</i>	chaleur spécifique	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
<i>C</i>	capacité calorifique d'un corps à l'état	J.K ⁻¹
F	fraction massique	
<i>u</i>	vitesse selon la direction x	m/s
I	intensité radiative dans la direction et la position r	W/m ⁻² par unité de solide
<i>v</i>	vitesse selon la direction y	m/s
<i>R</i>	Résistance	Ω
<i>S</i>	Surface	m ²
<i>r</i>	Rayon	m
D		diamètre
<i>m</i>		
<i>g</i>	fraction solide, gravité	m ² .s ⁻¹
q ^R	flux radiatif net	W.m ⁻²
<i>T_{am}</i>	Température ambiante	K
<i>I_{int}</i>	Intensité de la radiation incidente selon la direction s à la position r	
<i>n</i>	vecteur normal	
\dot{m}	débit massique	kg.s ⁻¹
t	temps	s
Symboles grecs	signification	Unité
Λ	tenseur conductivité thermique	W.m ⁻¹ .k ⁻¹
λ	conductivité thermique	W.m ⁻¹ .k ⁻¹
φ	flux de chaleur, fraction liquide	W
ψ	densité de flux de chaleur	W.m ⁻¹
Δ	variation	
ρ	masse volumique	kg.m ⁻³
β	coefficient de dilatation thermique	K ⁻¹
γ	viscosité cinématique	m ² .s ⁻¹
ε	émissivité de la paroi de réfrigérateur	
μ	viscosité dynamique de l'air	Pa s
<i>Q_u</i>	gain de chaleur net du capteur solaire	W
η	efficacité de stockage	
Nombres adimensionnels	signification	

<i>Nu</i>		nombre de nusselt
<i>Pr</i>		nombre de prandt
<i>Ste</i>		nombre de stephane
<i>Ra</i>		nombre de Rayleigh
<i>Gr</i>		nombre de Grashof
Abréviation		signification
MCP		matériaux à changement de phase
LHTES		Système de stockage d'énergie thermique à chaleur latente
LHS		Système de stockage de la chaleur latente
SHS		Système de stockage de la chaleur sensible
MH		Hydruure métallique
Indices		signification
p		à pression constante
v		à volume constant
Liq		liquide
Sol		solide
n.v		n'est pas valable
Opérateurs Mathématiques		signification
∇		Gradient
$\nabla \cdot$		Divergence
Δ		Operateur de Laplace
Symbole latin	Signification	Unité
T	Température	K
P	pression	Pa
H	enthalpie	J
<i>h</i>	enthalpie spécifique, coefficient de convection	
<i>L</i>	chaleur latente de changement de phase	J.K ⁻¹
<i>m</i>	Masse	kg
<i>c</i>	chaleur spécifique	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
<i>C</i>	capacité calorifique d'un corps à l'état	J.K ⁻¹
F	fraction massique	
<i>u</i>	vitesse selon la direction x	m/s
I	intensité radiative dans la direction et la position r	W/m ⁻² par unité de solide
<i>v</i>	vitesse selon la direction y	m/s
<i>R</i>	Résistance	Ω
<i>S</i>	Surface	m ²
<i>r</i>	Rayon	m
D		diamètre
<i>m</i>		
<i>g</i>	fraction solide, gravité	m ² .s ⁻¹
<i>q^R</i>	flux radiatif net	W.m ⁻²
<i>T_{am}</i>	Température ambiante	K
<i>I_{int}</i>	Intensité de la radiation incidente selon la direction s à la position r	
<i>n</i>	vecteur normal	
<i>•</i>		
<i>m</i>	débit massique	kg.s ⁻¹
t	temps	s

Symboles grecs	signification	Unité
Λ	tenseur conductivité thermique	$W.m^{-1}.k^{-1}$
λ	conductivité thermique	$W.m^{-1}.k^{-1}$
φ	flux de chaleur, fraction liquide	W
ψ	densité de flux de chaleur	$W.m^{-1}$
Δ	variation	
ρ	masse volumique	$kg.m^{-3}$
β	coefficient de dilatation thermique	K^{-1}
γ	viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$
ε	émissivité de la paroi de réfrigérateur	
μ	viscosité dynamique de l'air	Pa s
Q_u	gain de chaleur net du capteur solaire	W
η	efficacité de stockage	
Nombres adimensionnels		signification
Nu		nombre de nusselt
Pr		nombre de prandt
Ste		nombre de stephane
Ra		nombre de Rayleigh
Gr		nombre de Grashof
Abréviation		signification
MCP		matériaux à changement de phase
LHTES		Système de stockage d'énergie thermique à chaleur latente
LHS		Système de stockage de la chaleur latente
SHS		Système de stockage de la chaleur sensible
MH		Hydruure métallique
Indices		signification
p		à pression constante
v		à volume constant
Liq		liquide
Sol		solide
n.v		n'est pas valable
Opérateurs Mathématiques		signification
∇		Gradient
$\nabla \cdot$		Divergence
Δ		Operateur de Laplace

Introduction Générale

Le contexte énergétique actuel caractérisé d'une part par l'épuisement des ressources d'énergies fossiles et leur impact négatif sur l'environnement dû aux rejets de polluants et leurs émissions de gaz à effet de serre, et d'autre part par la forte croissance de la demande en énergie, soulève aujourd'hui des interrogations majeures. Pour y faire face, il faut développer de nouvelles technologies permettant une meilleure gestion de la demande énergétique et proposer des procédés énergétiquement efficaces, sobres et sûrs. Des solutions comme l'utilisation rationnelle de l'énergie et le recours aux énergies renouvelables, doivent être sérieusement envisagées. L'intermittence des énergies renouvelables suscite de nombreux travaux de recherche pour la mise en place de moyens de stockage efficaces.

Le concept de l'intégration du stockage latent se présente comme une solution particulièrement intéressante car il permet de renforcer la fiabilité des systèmes énergétiques par la réduction de la consommation d'énergie.

Le stockage de l'énergie thermique pendant les périodes excédentaires et la réutilisation de cette chaleur sur d'autres périodes déficitaires permettraient d'améliorer le fonctionnement et les performances des systèmes énergétiques fixés et étudiés le long de ce travail tels que le réfrigérateur domestique, le capteur solaire à tube sous vide et le réservoir à hydrure métallique. Certes, ce stockage thermique se fait par l'intégration d'un stockage latent dans les matériaux à changement de phase (MCPs) : C'est une solution intéressante pour une utilisation plus rationnelle de l'énergie.

Dans ce contexte, il paraît donc primordial de développer cette nouvelle technologie d'utilisation des MCPs en tant que matériaux de stockage de la chaleur dans plusieurs applications permettant l'amélioration de l'efficacité des systèmes énergétiques. Cependant la faible conductivité thermique des MCPs limite les performances des systèmes de stockage latent. Pour pallier ces désagréments, plusieurs techniques d'intensification des transferts thermiques dans les systèmes de stockage latent ont été proposées dans le cadre d'étude de plusieurs applications. En effet, dans le cadre de l'utilisation rationnelle de l'énergie via le stockage latent de la chaleur, nous avons étudié diverses applications intégrant le stockage latent.

Ce sujet de thèse s'articule autour de deux objectifs. Le premier objectif est de modéliser et simuler numériquement la dynamique du stockage thermique par le stockage latent et ainsi valider les résultats par des études expérimentales. Le second objectif est d'analyser les configurations des systèmes proposées intégrant le stockage latent et d'étudier l'impact de cette intégration sur leur comportement dynamique et thermique ainsi que leurs performances énergétiques.

Plan de la thèse

Cette thèse vise à améliorer la performance des systèmes énergétiques proposés en intégrant un Matériau à Changement de Phase (MCP) comme un système de stockage de chaleur. Afin de prouver l'efficacité de cette intégration, la thèse s'articule autour des lignes suivantes :

Le premier chapitre présente une revue bibliographique à propos de stockage thermique par voie latente. D'abord, on a présenté les différents types de stockage thermique tout en les comparant. Puis, on a étudié les critères de choix d'un matériau à changement de phase convenable et on a classé les MCPs en catégories selon leurs caractéristiques thermo physiques.

Le deuxième chapitre met en évidence une élaboration et une caractérisation des Nano-MCP. En fait la conductivité thermique faible des MCPs entraîne le développement des méthodes d'amélioration du transfert thermique. Parmi ces techniques est l'ajout de nanoparticules au matériau à changement de phase (MCP). Pour ceci, différentes concentrations de nanoparticules de graphite, de cuivre et d'aluminium sont ajoutés à la cire de paraffine. La technique de caractérisation dans ce travail est la technique de la calorimétrie différentielle à balayage DSC.

Dans le troisième chapitre, une étude expérimentale a été présentée pour améliorer l'efficacité énergétique d'un réfrigérateur domestique par l'intégration d'un échangeur de chaleur à changement de phase pour stabiliser la température dans le compartiment du réfrigérateur et diminuer la consommation énergétique. Une nouvelle configuration d'échangeur de chaleur à base de MCP est proposée dans cette étude. Afin d'identifier l'emplacement le plus performant du MCP dans le compartiment du réfrigérateur, des simulations CFD relatives aux différentes configurations ont été réalisées. Dans tous les cas considérés, le réfrigérateur domestique a été simulé pour étudier l'influence de l'emplacement du MCP sur les champs de température et de vitesse.

Le quatrième chapitre analyse numériquement l'effet de l'intégration d'un Nano-MCP et des ailettes métalliques à un capteur solaire à tube sous vide sur ses performances. Un modèle mathématique bidimensionnel relatif à une nouvelle configuration de capteur solaire à tube sous vide est développé. Un programme de calcul CFD a été mis en place pour

déterminer la géométrie optimale du capteur. Cet outil de calcul numérique est appliqué, ensuite, à l'analyse de sensibilité de divers paramètres de fonctionnement et de propriétés de matériaux.

Le cinquième chapitre concerne la modélisation et la simulation numérique de la dynamique du stockage de l'hydrogène dans un réservoir à hydrure métallique avec récupération de la chaleur de réaction à l'aide d'un nano-MCP, l'optimisation de ces réservoirs intégrant des échangeurs à nano-MCP, ainsi que le développement des nouveaux concepts d'amélioration des performances thermiques de ces échangeurs, visant des fonctionnalités énergétiques permettant d'en accroître les performances énergétiques des réservoirs à hydrure métallique.

A la fin du manuscrit nous avons présenté la conclusion générale de ce mémoire thèse, et les perspectives de recherche concernant la poursuite des travaux que je souhaiterai développer ou approfondir à court et moyen terme.

Chapitre 1 : Revue Bibliographique A Propos du Stockage Thermique Par Voie Latente

1. Introduction

Stocker de l'énergie revient à emmagasiner de l'énergie pendant une période, où elle est en excès et/ou à un coût d'utilisation moins cher pour l'utiliser pendant une période déficitaire. L'énergie peut être stockée sous forme : électrique à travers les piles photovoltaïques ou thermochimique en se basant sur le mécanisme de sorption ou thermique (chaleur sensible, chaleur latente).

Ce chapitre, traite en première partie les différents aspects de stockage de l'énergie thermique. Une comparaison des différents types de stockage, nous a orienté à s'intéresser au stockage de la chaleur par voie latente. Des exemples d'applications de stockage par chaleur latente sont ensuite présentés.

En se basant sur des études antérieures relatives aux MCPs, on a pu avoir une idée sur les types de MCPs couramment employés dans les systèmes énergétiques et examiner les critères afin de choisir les MCPs convenables.

2. Stockage thermique

Stocker de l'énergie thermique permet d'utiliser la chaleur sous différentes formes. En effet, on peut la stocker en changeant de l'énergie interne d'un matériau comme étant **une chaleur sensible**, **une chaleur des réactions** ou également **une chaleur latente**. Cette dernière peut être stockée à l'aide des matériaux à changement de phase (MCPs) qui emmagasinent de l'énergie en changeant de phase.

2.1. Stockage sensible

Au cours du stockage sensible, le stockage thermique se fait avec l'augmentation de la température d'un solide ou d'un liquide. Certes, la quantité de l'énergie stockée dépend de la température de stockage du matériau. A l'aide de système de stockage sensible, on peut répéter plusieurs fois les cycles de stockage et de récupération de la chaleur accumulée [\[1\]](#).

Pour ce système de stockage, la quantité de chaleur varie avec la capacité calorifique du support de stockage, et le changement de la température et de la masse du matériau de stockage. Par exemple pour un corps solide ou liquide de masse m et de capacité thermique massique C_p , si on le réchauffe à pression constante de la température initiale T_i , à la température finale T_f , la quantité d'énergie stockée est définie par une variation d'enthalpie. Elle est donnée par :

$$\Delta H = H_{finale} - H_{initiale} = \int_{T_i}^{T_f} m.C_p(T)dT \quad (1.1)$$

Au cas où la chaleur spécifique est prise comme constante la plage de Températures entre T_i et T_f ($C_p(T)=cte=c$), alors la quantité de chaleur stockée s'écrit :

$$Q = mC (T_i - T_f) \quad (1.2)$$

On constate alors que la quantité de l'énergie stockée dépend de la température.

On révèle les deux conditions suivantes :

- Si $T_f > T_i$ c'est un stockage de chaleur.
- Si $T_f < T_i$ c'est un stockage du froid.

Concernant ce type de stockage, on opte surtout pour des corps à chaleur spécifique importante ; c'est notamment le cas des liquides et des solides.

Les supports de stockage de chaleur sensible peuvent être classés en deux supports

- Les supports de stockage liquides (comme l'eau, le fluide huileux,) : Ils sont généralement utilisés dans les ballons de stockage de l'eau chaude [\[2\]](#).
- Les supports de stockage solides (roches, les métaux...)

2.2. Stockage Latent

La chaleur latente est l'énergie notée lorsque la matière change d'état. Elle participe également aux changements allotropiques. Le Stockage de la chaleur latente se fait à travers l'absorption de la chaleur ou sur le changement d'état du matériau. En effet, on peut distinguer les changements d'états possibles ci-dessous :

- Solide – gaz

- Liquide-gaz
- Solide- liquide

Les transformations comportant une phase gazeuse sont peu employées car des changements importants de volume y sont engendrés. Si l'état change (par exemple un état de fusion), on peut écrire la quantité de chaleur révélée comme suit

$$Q = m.(h_f - h_i) = m.\Delta h_f \quad (1.3)$$

Avec Δh_f est l'enthalpie spécifique de fusion.

Si on a un corps pur la courbe de variation des températures sera comme indiquée sur la (Figure .1.1). Lorsqu'on chauffe un matériau et avant qu'il atteigne sa température de fusion, la température varie linéairement en fonction du temps. Lors de changement de phase d'un corps pur d'une température T_i à une température T_f , alors l'énergie stockée au cours de cette transformation peut s'écrire comme suit :

$$\Delta H = \int_{T_{initiale}}^{T_{fusion}} m C_S(T) dT + m.L + \int_{T_{fusion}}^{T_{finale}} m.C_L(T) dT \quad (1.4)$$

Avec : $C_S(T)$: La chaleur spécifique du corps à l'état solide.

$C_L(T)$: La chaleur spécifique du corps à l'état liquide.

L : chaleur latente de changement de phase.

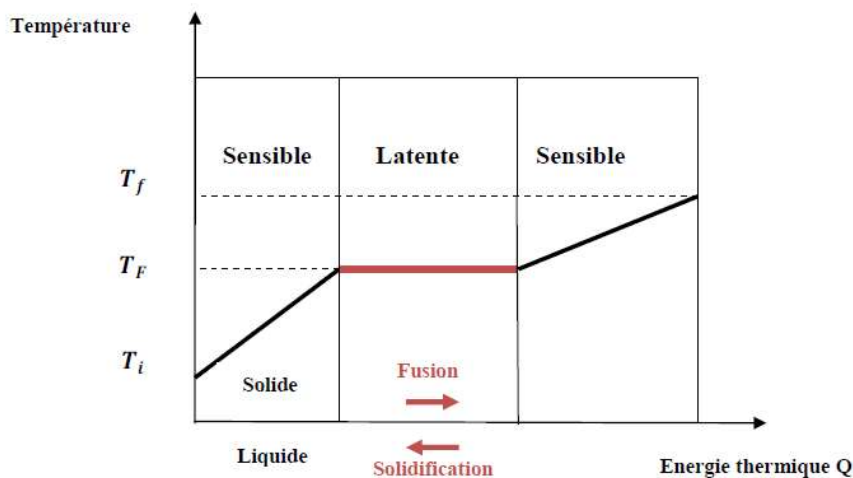


Figure 1.1. Evolution de la température d'un corps pur homogène avec changement d'état [1]

On peut alors résumer les avantages de la chaleur latente comme suit

- Les énergies volumiques stockées sont plus importantes.
- Une bonne exploitation des matériaux de stockage permet de constituer une source de chaleur à température constante. Cela peut être un avantage dans les applications de chauffage des bâtiments).
- Si on stocke une même quantité d'énergie, la température de stockage est moins élevée lorsqu'on utilise des matériaux à changement de phase et cela réduit les dissipations thermiques vers l'extérieur.

2.3. Stockage thermochimique

La chaleur qui est absorbée ou dégagée au cours d'une réaction chimique (endothermique ou exothermique) constitue l'énergie thermochimique. En effet ce système présente une capacité de stockage de chaleur importante grâce à l'énergie chimique fournie au cours de la reformulation des liaisons moléculaire au cours d'une réaction chimique réversible. L'énergie thermochimique peut être stockée par un caloduc chimique ou une pompe à chaleur chimique. En effet ce système de stockage présente une réaction chimique réversible et exige des composés chimiques qui ne sont pas corrosifs. Du coup, la chaleur stockée varie avec la quantité de matériau de stockage (m), la chaleur de réaction (Δh_r), et l'ampleur de la conversion (a_r)

$$Q = a_r m \Delta h_r \quad (1.5.)$$

2.4. Comparaison entre les systèmes de stockage

La charge et la décharge sont les étapes basiques des systèmes de stockage de l'énergie. Certes on peut distinguer beaucoup de moyens de stockage en fonction de leurs propriétés, du type de stockage visé, de leur température d'utilisation et du domaine d'application souhaité. Les systèmes de stockage présentent de différents potentiels [1]. En effet, Pour le choix convenable du type de stockage, il faut préciser l'application pour laquelle ce stockage sera mis en évidence.

Chaque système de stockage thermique a une température de fonctionnement et une densité énergétique données. Le tableau 1.1 reporte les principaux types de stockage en fonction de leurs densités énergétiques.

Pour les matériaux mentionnés dans Ce tableau, la densité énergétique du stockage sensible varie entre 52 et 76 kWh/m³. Cependant on a seulement pris en considération volume de matériau pour faire ce calcul. En effet, il faut tenir compte du volume exact du récipient pour bien représenter le volume que le système de stockage occupe.

D'après le tableau 1.1., on déduit aussi que les MCPs permettent de réduire les volumes de stockage et également les coûts. En plus, on peut restituer la chaleur à une température constante.

3. Généralités sur les matériaux à changement de phase (MCPs)

3.1. Critère de choix d'un MCP adéquat

Le choix d'un MCP convenable dépend en premier lieu du système de stockage à appliquer et à implanter. En effet, pour choisir un MCP pour une application bien déterminée, il faut prendre en considération sa densité de stockage, ses puissances de stockage et de déstockage, son coût et son impact sur l'environnement. Dans la littérature, on rencontre plusieurs méthodes pour choisir le MCP convenable à une application donnée [4-5]. Cependant, il n'existe pas de méthodes privilégiées.

Stockage sensible	Température (°C)		Capacité calorifique Cp (kJ/kg.K)	Masse volumique ρ (kg/m ³)	Densité énergétique (kWh/m ³)
	Froid	Chaud			
Sable – roche	200	300	1.3	1700	61
Béton renforcé	200	300	0.85	2200	52
Huile minérale	200	300	2.6	770	56
Eau	20	80	4.18	1000	70
Nitrates de sels fondus	250	350	1.5	1825	76
Stockage latent	Température de fusion T _{fusion} (°C)		Chaleur latente Δh _{s-L} (kJ/kg)	Masse volumique ρ (kg/m ³)	Densité énergétique (kWh/m ³)
Acide maléique	131-140		235	1590	103
Xylitol	95		232	1500	97
Erythritol	118		340	1450	137
MgCl ₂ .6H ₂ O	117		165	1569	72
NaNO ₃	307		172	2260	108
Stockage Thermochimique	Température de réaction (°C)		Enthalpie de réaction ΔH _r (kJ/mol)		Densité énergétique (kWh/m ³)
	Charge	décharge			
MgH ₂ + ΔHr ↔ Mg + H ₂	380 à 1 bar	230 à 4 bar	-75		430
CaCO ₃ +ΔHr ↔ CaO+CO ₂	700	650	-178		110
MgH ₂ + ΔHr ↔ Mg + H ₂	450	25-400	-94.6 (charge) 64.8 (décharge)		300

Tableau 1.1. : Les différents types de stockage en fonction de la densité énergétique [3]

3. 2. Propriétés des (MCPs)

- **Propriétés thermo physiques** [\[5,6\]](#)

Les propriétés thermo physiques principales auxquelles doit répondre un MCP sont :

- Température de fusion qui doit être dans la gamme de température souhaitée
- Chaleur latente par unité de masse importante.
- Chaleur spécifique élevée pour que le matériau puisse disposer d'une chaleur sensible significative.
- Le MCP doit avoir une fusion congruente.
- Légère augmentation du volume pendant la phase de transition.

- **Propriétés cinétiques** [\[5,6\]](#)

- Le MCP ne doit pas surfondre. En fait, si la surfusion varie de 5°C à 10 °C, elle peut empêcher le système de stockage de se décharger [\[5\]](#).
- Pour que le système de stockage soit puissant, la vitesse de cristallisation est un facteur important. En effet, la puissance échangée avec le fluide caloporteur sera limitée et la chaleur du produit se ralentira en présence de cristallisation.

- **Propriétés chimiques** [\[5,6\]](#)

- Le matériau à changement de phase doit être stable chimiquement pour garantir leur recyclage sans dégradation chimique du matériau.
Le MCP ne doit montrer aucune décomposition chimique pour qu'il soit viable.
- Le MCP doit résister à la corrosion et ne doit pas être nuisible (non inflammable, non explosif)

- **Propriétés économiques**

Le MCP doit être disponible en stock avec un coût faible.

Cependant actuellement, il n'y a pas de matériau à changement qui satisfait à tous ces critères.

3.3. Classification des MCPs

Abhat et al [\[7\]](#) ont proposé un classement aux matériaux à changement de phase. Cette classification, a été prise comme référence depuis 1983. Elle est illustrée sur la Figure 1.2.

On peut classer les substances chimiques comme MCP en se basant sur leur température de fusion ainsi que sur leur chaleur latente. Certes, il n'y a aucun matériau pour un stockage thermique parfait.

Il existe trois catégories de MCPs qui sont couramment utilisés :

- **Les MCPs organiques** : paraffines, corps non-paraffiniques, polyalcools. (Donné par le tableau 1. 2)
- **Les MCPs inorganiques** : hydrates salins, sels, métaux, alliages.
- **Les eutectiques (corps inorganiques et/ou organiques.)**

En fait, le système de stockage est affecté par les différentes propriétés thermiques et chimiques de ces composés.

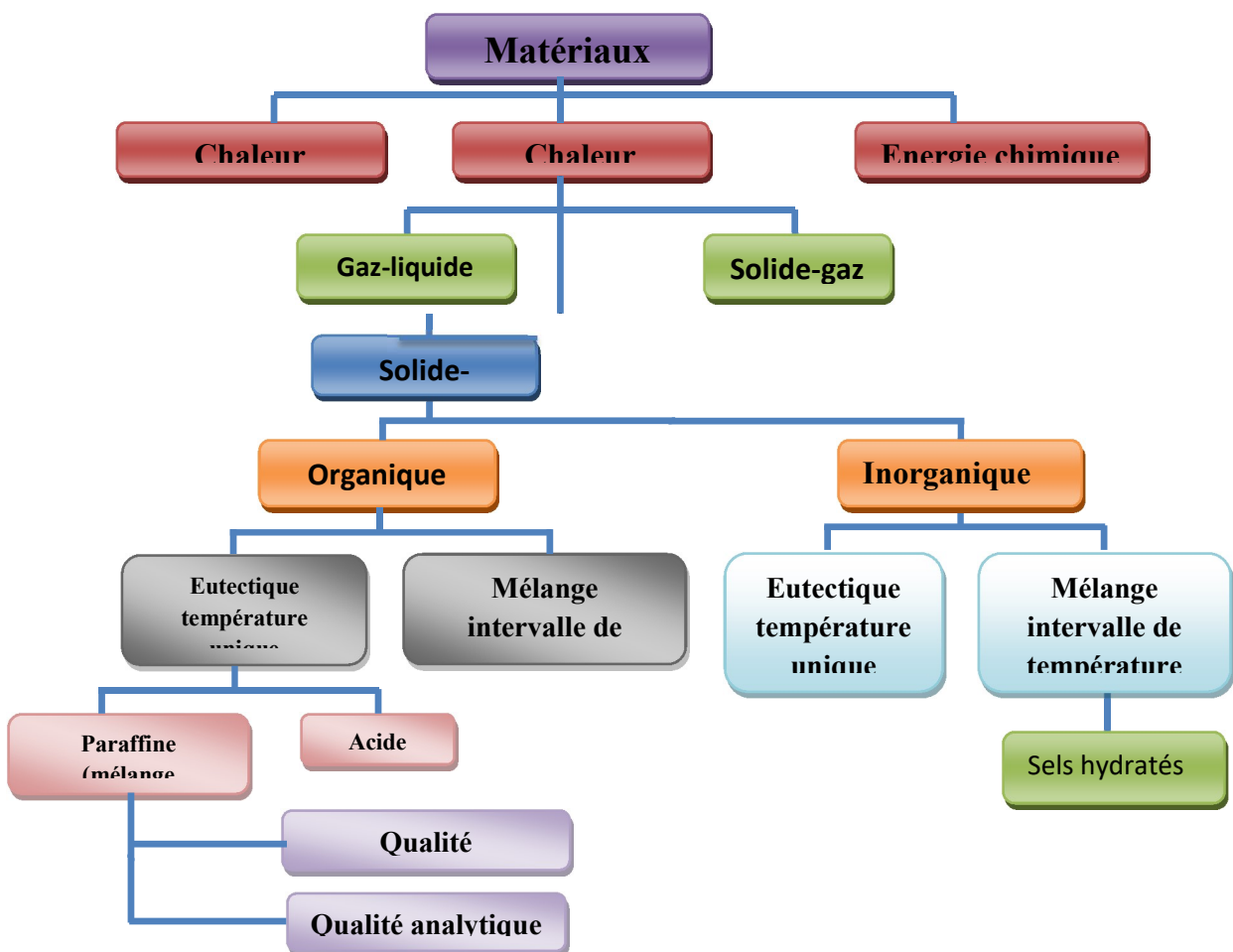


Figure 1.2. Classification des Matériaux à Changement de Phase MCPs. [7]

3.4. Les MCPs organiques

Les acides gras, les paraffines et les alcools de sucre sont les composés organiques les plus utilisés. Par contre les cétones ou les esters sont rarement utilisés.

3.4.1. Les paraffines

Les paraffines sont des matériaux organiques composés de mélanges d'hydrocarbures saturés de la famille des alcanes ; formule chimique générale est $C_n H_{2n+2}$.

Les n-paraffines sont les plus utilisées pour faire des applications de stockage thermique grâce à leur grande capacité de stockage. Les paraffines solides aux températures usuelles sont plus convenables en stockage thermique et elles sont connues sous le nom de « cires paraffiniques ». En effet, plus le nombre d'atomes de carbone augmente plus le point de fusion des alcanes est important. Le tableau 1.2 présente certaines propriétés des paraffines..

Nombre d'atomes de carbones	Point de fusion (°C)	Chaleur latente de fusion (KJ/kg)
14	5.5	228
15	10	205
16	16.7	237.1
17	21.7	213
18	28	244
19	32	222
20	36.7	246
21	40.2	200
22	44	249
23	47.5	232
24	50.6	255
25	49.4	238
26	56.3	256
27	58.8	236
28	61.6	253
29	63.4	240
30	65.4	251
31	68	242
32	69.5	170
33	73.9	168
34	75.9	169

Tableau 1.2 : propriétés thermo physiques des paraffines [8]

Avantages des paraffines

- les paraffines ont une enthalpie de fusion entre 180 et 230kJ/kg. Comparer à d'autres matériaux organiques, l'enthalpie des paraffines est la plus élevée. En prenant en considération les valeurs de la chaleur sensible ainsi que la chaleur latente, la densité de l'énergie de stockage est meilleure que celle des autres matériaux organiques.
- La surfusion est très faible et la pression de vapeur de fusion est effectuée à des températures plus ou moins élevées.
- Les paraffines présentent une stabilité chimique mais elles doivent être protégées de l'air pour ne pas être oxydés. Sous l'effet de la chaleur, leur dégradation ressemble à celle des acides organiques. [9]
- Les paraffines n'ont pas une tendance à la ségrégation des phases [10].
- Les cires paraffiniques ne sont pas dangereuses pour l'environnement
- Certaines paraffines commerciales sont bien adaptées aux applications solaires.
- La dilatation volumique des paraffines est d'environ 15% au cours de processus de changement de phase. En effet, à l'état liquide, les paraffines ont une masse volumique qui varie de 750 à 850kg/m³, et à l'état solide elle varie entre 800 et 900kg/m³.
- Les paraffines ordinaires sont généralement composées d'hydrocarbures qui ne sont pas chers. Tandis que les cires paraffiniques pures sont relativement chères.

Inconvénients des paraffines

La conductivité thermique des paraffines est très faible environ ($\approx 0,25$ W/m.K). Ils ont une expansion volumique plus ou moins importante de l'ordre de (≈ 15 %) [11] et une densité qui n'est pas importante (≈ 800 kg/m³ [26]). Les paraffines peuvent s'infiltrer facilement dans certains plastiques [12] pour cela il fallait prendre des précautions en utilisant les réservoirs en plastique.

3.4.2. Les Acides gras

Les acides gras sont stables thermiquement et ont une haute enthalpie de changement de phase. Mais ils sont plus coûteux que les paraffines et sont corrosifs. [6]. Ils ont comme

formule chimique $CH_3(CH_2)_{2n}COOH$. Ces acides gras sont utilisés comme MCP sur un intervalle de température qui varie de 40 à 150 °C.

Certains chercheurs ont mis en évidence des exemples d'acides gras utilisés comme MCP tels l'acide palmitique ($T_{fusion} = 61-63$ °C) [13].

Avantages des acides gras

Les acides gras présentent une chaleur latente de fusion du même ordre que celle des paraffines, et un comportement similaire lors de la transition de phase, avec pas ou très peu de surfusion, et une variation de volume du même ordre de grandeur. Par ailleurs, le nombre de carbones dans leur chaîne carbonée est élevé, en plus la température de fusion, la chaleur latente ainsi que le degré de cristallisation sont grands. La possibilité d'obtenir des mélanges eutectiques d'acides gras a permis d'élargir la plage de température des matériaux et par conséquent celle des applications. Les acides gras sont facilement produits à partir d'huiles végétales et animales. [14] :

Inconvénients des acides gras

Toutefois, les acides gras ne sont pas stables au-delà de la température de fusion [5] à cause de la vaporisation du produit une fois à l'état liquide.

3.4.3. Les alcools de sucre

Ils appartiennent à la famille des polyols. Ils sont des composés organiques. On peut citer par exemple le lactitol, et l'érythritol [6] qui sont à base des plantes.

Avantages des alcools de sucre

L'enthalpie de phase de ces composés est importante. Par exemple l'érythritol a une enthalpie de fusion de 344 J/g [15]. Leur masse volumique, environ 1500 kg/m³, leur permet d'avoir une forte densité énergétique. D'ailleurs, ils ne sont ni chers ni dangereux pour l'environnement

Inconvénients

Ces alcools de sucre tendent facilement à la surfusion [16]. En fait, ils peuvent être des polymorphes [17]. Certains alcools de sucre ne sont pas compatibles avec l'air parce qu'ils présentent une réaction avec l'oxygène ; ce qui les rend incompatibles avec l'air ambiant [18].

3.5. Les MCPs inorganiques

On distingue trois classes : les métaux, les hydrates de sels et les sels.

3.5.1. Les métaux

Certains chercheurs ont proposé l'utilisation des métaux comme MCP [19-20]. A titre d'exemple on trouve le Potassium ($T_{fusion} = 63.2 \text{ °C}$) [20].

Avantages

Ils ont une conductivité thermique et une chaleur latente plus élevées que les autres types de MCP. Cela accélère le stockage de la chaleur tout en gardant une expansion volumique faible.

Inconvénients

A cause de la contrainte de masse que présentent ce type de MCP, ils ne sont pas encore sélectionnés pour une application industrielle [20]. Ils sont aussi corrosifs.

3.5.2 Les hydrates de sels

Ce sont des composés inorganiques contenant de l'eau. Par exemple, le $CaCl_2 \cdot 6H_2O$ ($T_{fusion} = 28-30 \text{ °C}$) est le sel hydraté le plus utilisé et le moins cher. Il y'a aussi le $(Mn(NO_3)_2 \cdot 6H_2O)$ utilisé dans les applications de climatisation [21].

Avantages

Ces composés ont une chaleur latente importante ($\approx 100-300 \text{ kJ/kg}$) c'est pour cela ils sont adéquats pour le stockage thermique. Leur température de fusion est convenable pour les applications à basse température et ils ne sont pas couteux et ils sont rentables [12]. Les paraffines ont une conductivité thermique moins importante que celle des hydrates de sels [22].

Inconvénients

Ces composés ont une fusion incongruente, car le sel ne se dissout pas totalement dans l'eau lorsqu'on atteint le point de fusion [23]. Les hydrates de sel ont un autre problème qui est la

surfusion. Pour le résoudre, les auteurs proposent d'ajouter un agent de nucléation pour garantir la nucléation lors de la cristallisation [24, 25].

3.5.3. Les sels

Ils sont composés de cations et d'anions. Ils se divisent en sels purs et en mélanges de sels. Chaque type a un spectre thermique de fusion et une chaleur latente [26].

Avantages

La température de fusion des sels varie entre 250°C et 1680 °C. Leur expansion volumique faible les rend plus ou moins intéressants par rapport aux autres composés organiques [26]. Les sels ont des chaleurs latentes de fusion allant de 68KJ/kg à 1040 KJ/kg. Ils ne sont aussi pas chers pour leur utilisation en stockage thermique.

Inconvénients

Il existe quelques sels qui ont un problème de surfusion et peuvent aussi corroder les métaux ; cela complique la conception des réservoirs de stockage. En fait, les sels aussi sont parfois oxydants. Ils sont parfois non stables thermiquement [26].

3.6. Les eutectiques

Ils sont formés de substances organiques et inorganiques. Ils ont une température de changement de phase unique. Certains chercheurs ont mis en évidence les eutectiques les plus utilisés [9 -27]. A titre d'exemple les eutectiques de nitrates.

Avantages

- Ils changent de phase sur un intervalle de température restreint par rapport à celui des corps purs.
- Ils présentent une chaleur latente plus élevée par rapport aux composés purs.
- Pas de ségrégation de phase pour ces composés.
-

Inconvénients

- Ils n'ont pas une température de fusion unique.
- Il est difficile de détecter leur point eutectique exact.

4. Solutions pour améliorer le transfert thermique dans les MCPs

4.1. Action direct sur le MCP

L'amélioration du transfert de chaleur par dans le MCP peut être classée en deux types :

- a) Amélioration de la conductivité thermique globale des MCP par des additifs à haute conductivité thermique.
- b) Ajustement de la différence de température entre le fluide caloporteur et la température de fusion de MCP.

4.1.1. Amélioration de la conductivité thermique globale du MCP

4.1.1.1. Utilisation de matériaux poreux à structure métallique

Le MCP est associé à une structure métallique qui pourrait être présentée sous la forme d'une matrice, comme des balais de charbon, des éléments métalliques simples ou la mousse faite d'un matériau poreux naturel, comme le graphite. Parmi diverses matrices métalliques, Velraj et al [28] ont testé des unités de stockage à base de matériaux de stockage sous forme de chaleur latente en utilisant des anneaux métalliques de Lessing comme le montre **la figure 1.3**. En outre, le carbone est utilisé pour fabriquer de telles structures. En plus il présente une faible densité et une conductivité thermique élevée.

L'effet de l'ajout de balais de charbon et de copeaux de fibre de carbone au MCP a été étudié [29]. Les balais de charbon sont organisés autour des tubes verticaux d'un échangeur tandis que les copeaux de fibre de carbone sont disposés dans la masse d'un réservoir. Ils ont noté que le coefficient d'échange global de balais de charbon est plus élevé que celui des copeaux de fibre.

Tian et Zhao⁵⁹ ont mené une étude pour améliorer le transfert de chaleur du NaNO_3 par l'encastrement d'une mousse métallique. Ils ont montré que le taux de transfert de chaleur a doublé en ajoutant des matériaux poreux au lieu de NaNO_3 pur.

Cette technique est basée sur l'assemblage d'une mousse ou d'une structure métallique poreuse. Elle a été appliquée en utilisant le cuivre [32-33] comme le montre **la figure 1.3**.



Figure 1.3. Matériaux couramment ajoutés aux matériaux à changement de phase (MCPs) [30-31]

Le MCP composite utilisant des mousses de paraffine et de graphite a été étudié par Zhang et al. [34]. Cette étude a montré que lorsque les pores sont petits et que les ligaments de graphite sont épais, une diffusivité thermique plus élevée pourrait être obtenue. La grande taille des pores et le mince ligament en graphite ont entraîné une amélioration du stockage de chaleur latente.

4.1.1.2. Utilisation de suspensions de nanoparticules / matériaux à haute conductivité dans le MCP

Des développements importants ont été réalisés récemment avec l'utilisation de nanomatériaux à haute conductivité avec des MCPs pour améliorer leur conductivité thermique. Cela implique l'utilisation de nanoparticules, de nanofibres, de nanofils ou de nanotubes de carbone. Au cours de la dernière décennie, la poudre d'aluminium est l'additif le plus couramment utilisé au MCP [35].

Mettawee et Assassa [36] ont examiné l'impact de la poudre d'aluminium sur la conductivité thermique de la cire de paraffine. Ils ont noté une diminution d'environ 60% du temps de stockage et une augmentation de la chaleur utile gagnée pendant le stockage et le processus de libération, respectivement, par rapport à la cire de paraffine de base. Le nanotube de carbone est également un matériau très largement utilisé pour améliorer les propriétés du MCP [37].

Harish et al [38] ont étudié les effets de l'ajout de 25% de carbone dans les alcanes MCPs. Ils ont noté une amélioration de 250% de la conductivité thermique en phase solide et une augmentation de 10% en phase liquide. De plus, l'application de graphites MCP est considérée comme une technique efficace pour améliorer les performances des systèmes de stockage d'énergie thermique à chaleur latente (LHTES). Cependant, les composés de graphite ne peuvent être produits que par des opérations chronophages et énergivores, telles que le traitement thermique, le séchage, le mélange, le broyage, le pressage, etc. La porosité du graphite est essentielle pour déterminer la puissance des composites [39]. Le graphite avec des petits pores réduit la chaleur latente. En effet, la petite taille des pores rend la mobilité des molécules difficile et empêche l'imprégnation des matériaux poreux avec le MCP.

Un composite de 1-tétradanacole et de nanoparticules d'argent a été préparé par **Zheng et al** [40] pour examiner l'effet des particules d'argent sur les performances thermiques du MCP. La conductivité thermique du MCP a été améliorée avec l'augmentation des particules d'argent jusqu'à une certaine limite. De plus, la stabilité thermique du composé a été trouvée presque la même que le MCP pur, bien qu'il ait été noté que le point de changement de phase du composite était légèrement inférieur au MCP pur.

4.1.2. Amélioration du flux transféré en utilisant de multiples MCPs

L'utilisation de différents types de MCPs dans les systèmes de stockage d'énergie thermique à chaleur latente (LHTES) améliore leurs performances. L'avantage d'utiliser de nombreux MCPs assure une faible variation de température entre le MCP et le HTF pendant les processus d'absorption et de désorption, de sorte que les performances des systèmes LHTES augmentent.

La figure 1.4 présente un système LHTES de type coque et tube distinctif. Il utilise plusieurs types de MCP pour augmenter le point de fusion pendant le processus de charge le long de la direction du HTF. De nombreuses publications ont étudié la mise en œuvre de MCP en cascade dans les systèmes LHTES.

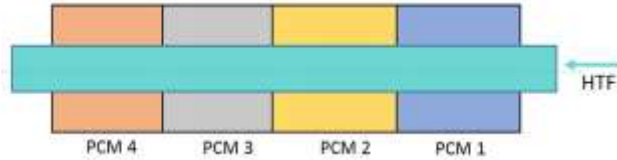


Figure 4 **Figure 1.4. Matériaux à changement de phase multiples (MCPs) intégrés dans les systèmes de stockage de l'énergie thermique à chaleur latente (LHTES) [41]**

Fang et Chen [42] ont mené des études analytiques liées à l'effet de plusieurs MCPs sur les systèmes LHTES et ont déclaré que la différence de point de fusion des MCPs est importante pour l'amélioration des performances du système LHTES. Un nouveau volume avec de nombreux MCPs a été développé par Gong et Mujumdar [43]. Le système consistait en un cylindre ayant plusieurs MCP, dans lequel un tube coaxial pour l'écoulement de HTF était installé. Ils ont examiné les propriétés de transfert de chaleur unitaire au cours des processus de solidification et de liquéfaction en utilisant la méthode des éléments finis. Ils ont observé une variation minimale de la température de sortie du HTF en plus ils ont noté que l'utilisation de plusieurs MCPs, améliore le taux de charge et de décharge de 33,8% par rapport à celui d'un système MCP unique. Récemment, des études concernant les conceptions des échangeurs de chaleur ont reçu plus d'attention par Kurnia et al [44]. Ils ont fait la conception d'un nouveau modèle de feston et ont utilisé plusieurs MCPs dans quatre différentes configurations (Figure 1.5. et Figure 1.6). Alawadhi et al [45] ont mis en évidence une étude paramétrique pour évaluer l'effet de la géométrie du tronc de cône et du type de MCP. Leurs résultats ont indiqué que la géométrie conique de l'unité MCP présente les meilleures performances thermiques.

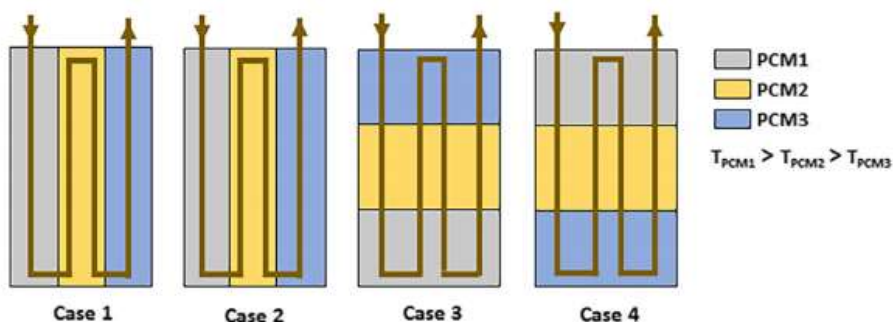


Figure 5 **Figure 1.5. Configurations d'un échangeur de chaleur en feston avec plusieurs matériaux à changement de phase (MCPs) [44]**

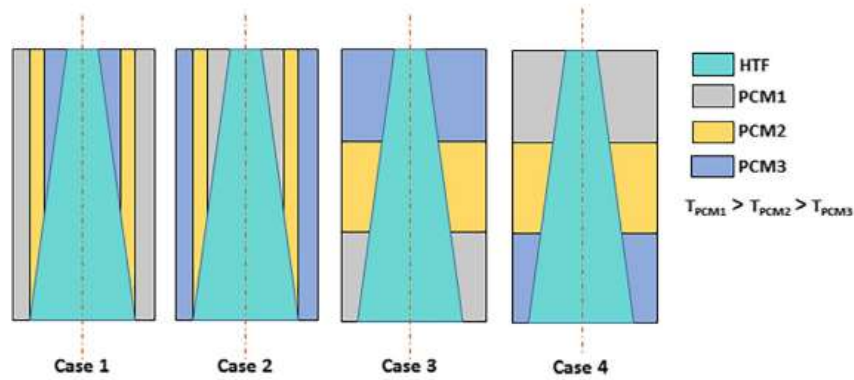


Figure 6 **Figure 1.6. Configurations d'un échangeur de chaleur en forme de tronc avec plusieurs Matériaux à Changement de Phase (MCPs)**

4.2. Echangeur Actif

La plus grande difficulté présentée pour les systèmes passifs est l'immobilité du MCP. En effet, cette immobilité forme une couche solide lors de la solidification. Les chercheurs ont mis en évidence plusieurs méthodes pour résoudre ce problème. Ces méthodes sont basées sur le mouvement de MCP. D'autres méthodes de convection forcée ont été utilisées pour élever le taux de transfert au cours de la fusion car la conductivité thermique des MCP fluides est moins élevée que celle des solides. En fait, plusieurs techniques de mise en mouvement peuvent être identifiées comme suit :

4.2.1. Recours aux solutions mécaniques

4.2.1.1. Surface raclée

Afin d'enlever la couche solide formée, on a recours à la technique de raclage de la surface de l'échangeur. **Alario et al** [46] ont proposé des racleurs en translation et d'autres en rotation interne. Ces racleurs sont légèrement inclinés comme le montre **la Figure 1.7**.

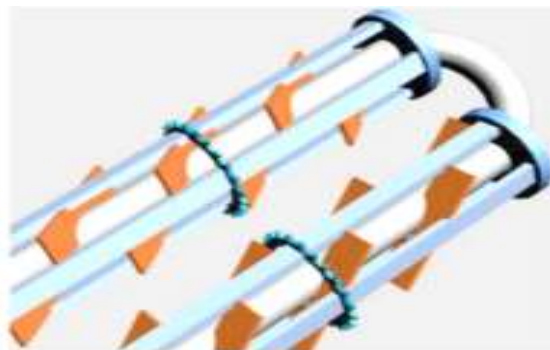


Figure 7 **Figure 1.7. Racleurs transversaux placés autour du tube en U** [46]

Ce système est testé aux États-Unis en 1970 [46,47]. L'utilisation de tels échangeurs risque d'accumuler des particules solides.

4.2.1.2. Échangeurs de chaleur à double vis

Certains chercheurs ont proposé des échangeurs avec auto nettoyage tel que l'échangeur à double vis, présenté sur la figure 1.8 [48]. Dans cette conception, la circulation du fluide caloporteur se fait à l'intérieur des vis, qui sont en mouvement de rotation permettant l'élimination de la croûte MCP solide.

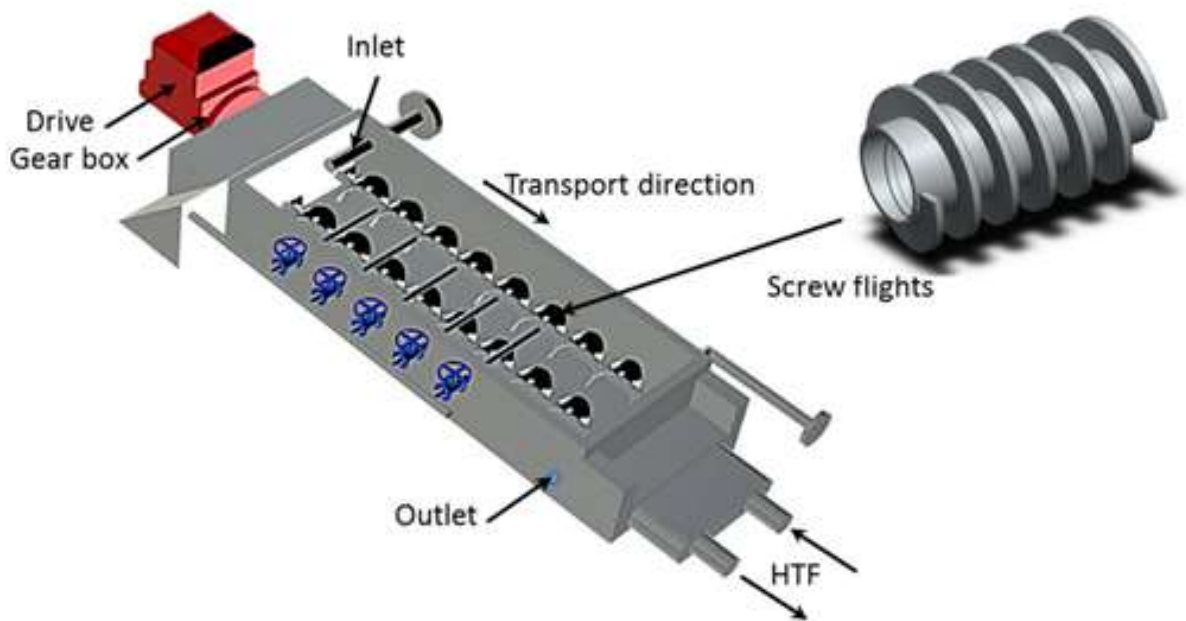


Figure 1.8.Échangeur de chaleur à matériaux à changement de phase (PCM) à double vis pour le système de stockage de l'énergie thermique à chaleur latente (LHTES)

4.2.1.3. Echangeurs à convection forcée

Dans le but de l'amélioration de l'échange thermique, Tay et al [49] ont proposé un système de fusion dynamique adaptable à l'échange de type tube calendre. L'échangeur de chaleur est composé d'un tube en U à double paroi immergé dans un récipient rempli de matériau à changement de phase (**Figure 1.9**). Le liquide de refroidissement circule dans le plus petit tube.

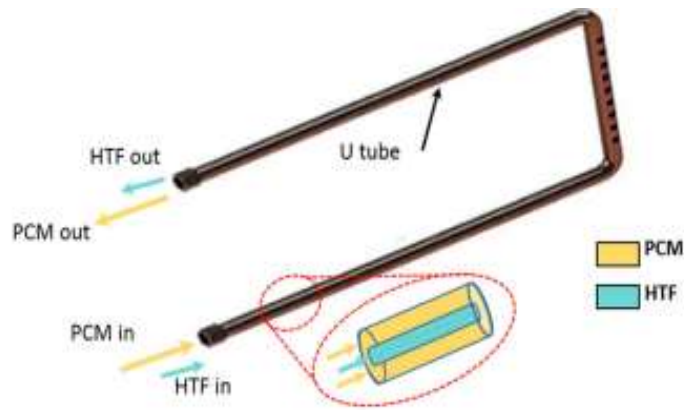


Figure 1.9. Échangeur à recirculation de matériaux à changement de phase (MCPs) à tube en U et à double enveloppe.

4.2.2. Micro encapsulation des coulis ou « slurries » des MCPs

4.2.2.1. Coulis de glace

Récemment, les chercheurs ont introduit les MCPs comme fluides de transfert de chaleur pour les systèmes de stockage de chaleur en micro-encapsulant le MCP et en le dispersant dans un fluide pour former une suspension de MCP micro-encapsulée (suspension MMCP). La préparation du MMCP a permis de surmonter de nombreux problèmes, notamment la faible conductivité thermique, le changement de volume du MCP organique et l'instabilité thermique du MCP inorganique. Les suspensions MMCP présentent de nombreux avantages potentiels lorsqu'elles sont utilisées comme fluides de transfert de chaleur, telles que :

- (a) L'échange de chaleur sur une gamme de température étroite.
- (b) Un taux de transfert de chaleur plus élevé en raison du processus de changement de phase.
- (c) Un taux de transfert de chaleur plus élevé entre le MMCP et le fluide caloporteur.
- (d) La réduction la consommation d'énergie de pompage en raison du débit massique réduit en raison de la capacité thermique plus élevée.
- (e) La faible perte de chaleur du système LHTES puisque le même milieu est utilisé pour transporter et stocker l'énergie ce qui permet d'éviter un deuxième échangeur de chaleur.

Zhang et al [50] ont récemment publié une revue sur les suspensions MCP en se concentrant sur les propriétés thermiques, l'écoulement des fluides et les caractéristiques de transfert de

chaleur pour la conception et l'optimisation des systèmes. Dans une autre étude menée sur le MCP micro-encapsulé avec la base d'octadécane et des revêtements de méthacrylate de méthyle et de polymères de di vinylbenzène, Namwong et al [51] montrent que la chaleur latente par unité de poids de méthacrylate de méthyle hydrophile augmente de 70%.

4.2.2.2. Microémulsion de MCPs

On peut également préparer la suspension en mélangeant le MCP avec un fluide non miscible, formant une émulsion et empêchant la solidification complète du MCP. Cette solution est appelée microémulsion, qui est essentiellement un liquide thermodynamiquement stable formé par un émulsifiant, un co-émulsifiant, des sels inorganiques, de l'eau et de l'huile [52]. Même après nombreux cycles de changement de phase, leur stabilité thermique les rend adaptés aux systèmes LHTES. Une suspension de microémulsion MCP a été préparée et caractérisée par Wang et al [53]. La suspension de microémulsion MCP était un liquide jaune clair transparent avec une certaine viscosité et la taille moyenne des particules de la phase dispersée dans la suspension était d'environ 50 nm et dont la plupart était inférieure à 100 nm. La chaleur latente de microémulsion MCP était de l'ordre de 72,25 kJ / kg.

4.2.3. Eutectiques dilués

On peut également utiliser les propriétés des eutectiques dilués [49]. Ils sont solidifiables et transportables. La plus récente recherche a été développée par Ben Xu et al [54] en utilisant du NaOH-NaNO₃ eutectique dilué comme fluide de transfert de chaleur dans un échangeur.

4.2.4. Échangeur de chaleur à contact direct

Il se compose de MCP et de HTF qui sont immiscibles pendant le processus de fusion. Steinmann et al. [55] ont mis en évidence cette technique attrayante. En fait, ils ont rapporté que :

- L'échange de la chaleur est plus rapide par rapport à un échangeur à contact indirect grâce à l'augmentation des surfaces de transfert. On peut négliger la résistance thermique s'il n'y a pas une paroi de transfert. Cet échangeur a une simple structure. Le réservoir contient du MCP et permet l'entrée et la sortie de HTF.
- La capacité de stockage est grande et générée par la simplicité de la structure

4.3. Amplification de la surface d'échange

L'intégration du MCP dans un échangeur est une solution pour augmenter le flux de chaleur total transféré [56]. En fait cette méthode est beaucoup plus facile puis qu'elle implique des conceptions d'échangeur et les adapte pour une application spécifique, selon les niveaux de puissance et les densités énergétiques envisagées. Plusieurs techniques actuellement étudiées sont : (a) l'encapsulation MCP qui facilite les échanges dans un échangeur discontinu à lit fixe, (b) l'ajout d'ailettes, soient transversales ou longitudinales, (c) L'installation d'un faisceau de tubes en U, et (d) l'utilisant de structure en nid d'abeilles.

4.3.1. Macro-encapsulation de MCPs

La macro-encapsulation est une solution intéressante pour augmenter la surface d'échange. Elle consiste à recouvrir le MCP dans une capsule conductrice compatible avec le fluide caloporteur et le MCP en même temps. La surface d'échange étendue augmente le flux de chaleur transféré au MCP. Cette technologie réduit les dimensions caractéristiques de transfert et évite la formation de résistances thermiques excessives.

Par exemple, Zhang et al [57-58] ont travaillé sur du béton stockeur de l'énergie thermique en incorporant du MCP dans des agrégats poreux. Le pourcentage maximum de MCP absorbé par les agrégats poreux était de 68%. En outre, il était observé que le MCP macro-encapsulé contient une meilleure capacité de stockage de chaleur et il est largement disponible pour traitement à grande échelle. Parmi les matériaux de revêtement d'agrégats poreux, il a été constaté que le latex est le meilleur choix, avec une performance d'étanchéité environ sept fois supérieure à la pâte du ciment reformée par polymère et 40 fois supérieure à la pâte du ciment normale.

L'implémentation de MCP peut être compliquée par son expansion de volume au cours de la fusion. La Figure 1.10 montre les images des MCPs macro-encapsulés pour l'amélioration du transfert.

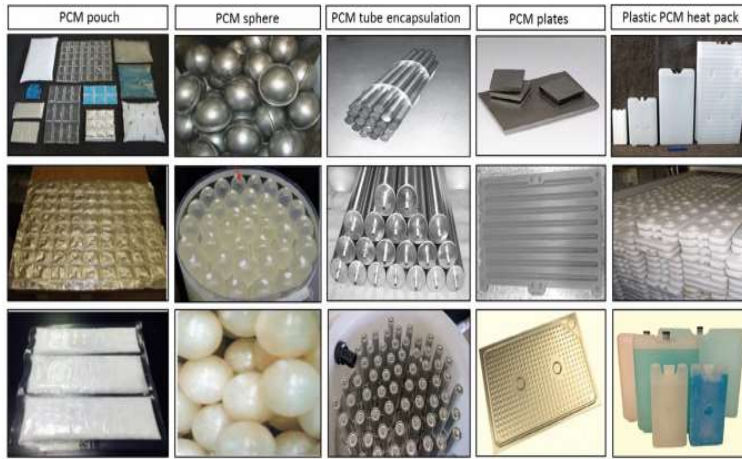


Figure 1.10. Différentes Géométries de matériaux à changement de phase macro-encapsulés (MCP). [59]

4.3.2. Tubes à ailettes

Des études expérimentales significatives et relatives aux échangeurs de chaleur latente avec des ailettes sont disponibles dans la littérature. Différentes configurations d'ailettes intégrées dans le système LHTES sont illustrées sur la **figure 1.11**. La résistance thermique diminue si les ailettes sont fixées au tube, ainsi le MCP liquide peut avoir un meilleur contact thermique avec la surface de transfert de chaleur.

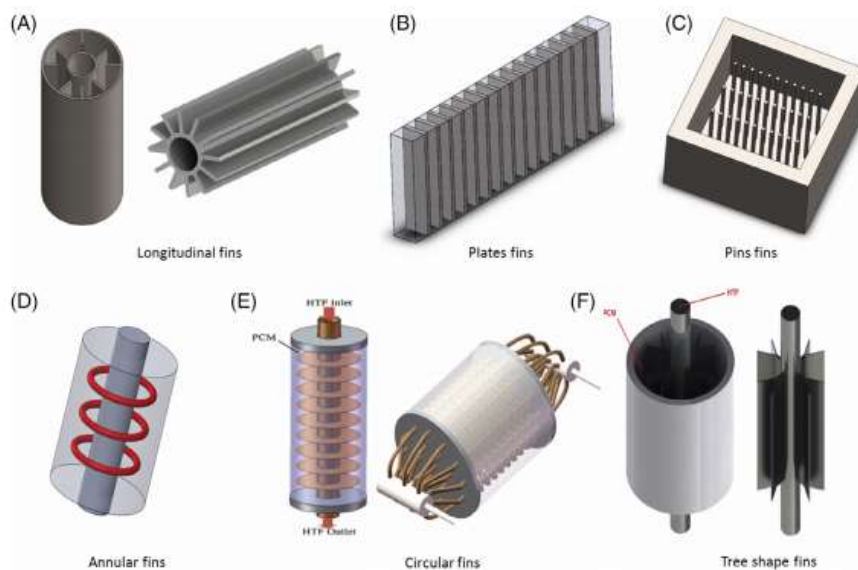


Figure 1.11. Intégration des ailettes aux systèmes LHTES

Castell et al [60] ont noté que l'ajout d'ailettes verticales améliore les performances du système étudié. Lacroix [61] a analysé numériquement l'Unité LHTES. Grâce aux ailettes,

l'impact de la convection naturelle du MCP a été évalué. Les ailettes annulaires ont montré de meilleures performances à basses températures de fluide caloporteur (HTF) et à débit modéré.

Velraj et al [62] ont étudié un tube cylindrique à ailettes contenant du MCP. Ils ont noté que la solidification dépend du nombre d'ailettes « n » de telle manière que le temps de solidification est égal à $1/n$ par rapport à celui sans ailettes. L'obstacle à la mise en place des ailettes dans la chambre à air est l'un des inconvénients potentiels de ce système, limitant l'application de cette configuration. Le refroidissement des appareils électroniques et des cellules PV142 est une utilisation courante lorsque le système LHTES est adopté. Les dissipateurs de chaleur à base de MCP peuvent facilement refroidir la surface en absorbant la chaleur dissipée d'un composant sans utilisation de système mécanique.

4.3.3. Faisceau de tubes et plusieurs caloducs

Afin d'améliorer la surface d'échange, on peut opter pour plusieurs tubes en forme de U. Cette méthode multiplie les passages HTF dans les MCPs et maximise ainsi l'échange en augmentant la vitesse de transfert de la chaleur.

Certains chercheurs ont développé le modèle à l'échelle réelle du dispositif LHTES tels que ceux analysés par Rouault et al [63] pour le refroidissement de l'air dans une application de bâtiment. La cire de paraffine a été utilisée comme MCP de l'air a pu circuler dans un faisceau de tubes horizontaux. Le système de chauffe-eau solaire avec des capsules de paraffine sphériques a été étudié par Regin et al [64]. Les paramètres considérés étaient la température d'entrée, la taille de la capsule et la valeur du débit. D'autres travaux notables dans le cas du système LHTES sont rencontrés dans l'étude de Bellan et al [65] avec de l'huile synthétique comme HTF, et une structure d'échangeur de chaleur à spirale verticale. Généralement, la plupart des MCP courants ont une mauvaise conductivité thermique

4.3.4. Système à structure en nid d'abeille (LHTES)

La structure en nid d'abeilles a été signalée comme étant plus résistante, plus légère et surpassant les structures conventionnelles avec moins de contraintes mécaniques [66]. Cette conception présente également un avantage dans les applications de dissipation de la chaleur, [66 -67] car une plus grande zone d'échange thermique entre la source de chaleur et le MCP peut être obtenue en utilisant cette conception (Figure 1.12.)

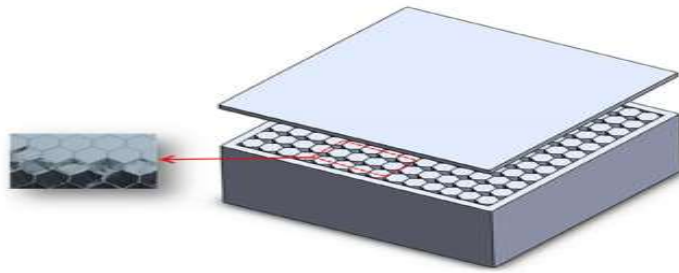


Figure 1.12. Stockage de l'énergie thermique en système à structure en nid d'abeille (LHTES) [68]

Pal et Joshi [69-70] ont étudié la structure du nid d'abeille, de forme hexagonale et chauffé à partir de la surface inférieure. Ils ont utilisé la méthode de la porosité enthalpique pour modéliser le MCP et ont constaté qu'il existe une convection naturelle négligeable dans la structure en nid d'abeille. La simulation numérique et les résultats expérimentaux étaient en accord.

Andreozzi et al [71] ont également effectué une analyse transitoire sur la structure en nid d'abeilles en utilisant des canaux carrés parallèles. Ils ont déterminé que sur un grand nombre de canaux carrés parallèles, les structures en nid d'abeilles peuvent être considérées comme poreuses. Assunta et al [72] ont tenté de combiner les attributs du MCP avec les avantages de la structure en nid d'abeilles pour les applications des systèmes d'énergie solaire. Ils ont remarqué que la conductivité thermique du système a été améliorée par le transfert de chaleur sur le MCP.

4.4. Techniques combinées pour améliorer le transfert de chaleur

Diverses études ont démontré l'efficacité de l'utilisation des techniques combinées pour améliorer les transferts de chaleur dans les systèmes LHTES et par conséquent augmenter leurs performances thermiques globales.

Récemment, la plupart des études ont utilisé les techniques de combinaison suivantes :

- **Palme et caloducs.** [73-74-75]
- **Palme et plusieurs MCP.** [76]
- **Caloducs-feuilles métalliques.** [77]
- **Caloducs-mousse métallique.** [59]
- **Ailerons-mousse métallique.** [78.79]

Ces études ont utilisé une approximation qui consiste à tirer profit de l'utilisation simultanée des méthodes d'intensification du transfert de chaleur, telles que l'extension de la zone de

transfert de chaleur et l'amélioration de la conductivité thermique du MCP. Les revues de la littérature indiquent que cette combinaison de techniques pour les systèmes LHTES est assez nouvelle [80, 81, 82, 31,83-84,85-86]. Par conséquent, l'approche de l'utilisation combinée des surfaces étendues (ailettes, caloduc), des additifs à haute conductivité au MCP ou des échangeurs de chaleur actifs au profit des systèmes LHTES pourraient être innovants pour attirer plus de chercheurs.

Des méthodes établies pour augmenter le transfert de la chaleur dans le système LHTES, de nouvelles méthodes et de nouveaux matériaux doivent être explorés et étudiés pour répondre aux demandes croissantes des applications de stockage de l'énergie thermique. La sélection d'une conception et de matériaux appropriés pour un système LHTES efficace exige toujours de plus amples recherches. Un tableau de topologie résumant les étapes de sélection d'une conception pertinente pour les systèmes LHTES est illustré sur la (Figure 1.13.).

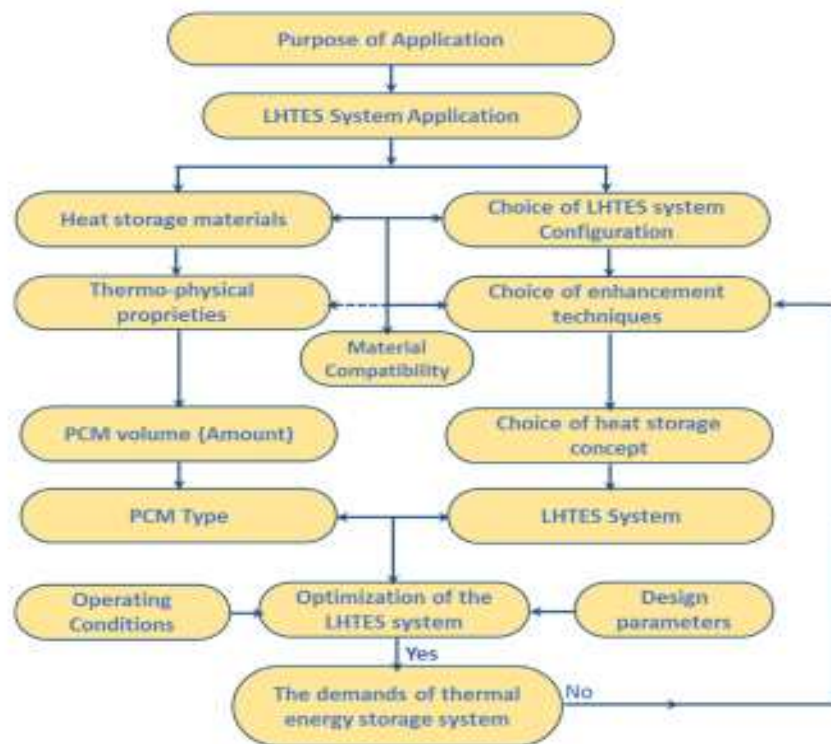


Figure 1.13. Résumé des étapes de sélection d'une conception pertinente pour le stockage de l'énergie thermique à chaleur latente (LHTES) [86]

5. Conclusion

L'utilisation des Matériaux à Changement de Phase (MCPs) comme système de stockage de chaleur latente est considérée comme une technologie prometteuse pour les applications et les développements dans le domaine des sciences et de de l'ingénierie. Cette étude

bibliographique met en évidence les différents matériaux à changement de phase ainsi que leurs avantages et leurs inconvénients. Le choix d'un MCP convenable pour une application de stockage bien déterminée se fait en se basant principalement sur ses propriétés thermo physiques. Cette revue met aussi en évidence les différentes configurations de système LHTES-MCP, leurs divers paramètres de fonctionnement. Une comparaison pour fournir des détails sur les inconvénients des différents systèmes et leurs principaux problèmes a été faite. L'intensification du transfert de chaleur dans les systèmes LHTES peut être obtenue soit en améliorant la conductivité du MCP par l'ajout de structures métalliques, des composites soit en augmentant le flux de chaleur en combinant les MCPs en cascade. De plus, Fournir une convection forcée à l'intérieur des unités MCP est une méthode efficace. L'amélioration du transfert de chaleur dans le MCP peut également être réalisée en augmentant la surface de transfert de chaleur en utilisant des macro-capsules de MCPs, des échangeurs à ailettes ou des échangeurs à nids d'abeilles. Cette étude bibliographique montre un manque de données relatives aux caractéristiques thermo physiques des nano-MCP. On se propose dans le chapitre suivant, d'élaborer et caractériser les nano-MCP utilisés.

Références

- [1] H. Mehling, S. Hiebler, et E. Gunther, "New method to evaluate the heat storage density in latent heat storage for arbitrary temperature ranges", *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, no. 17–18, pp. 2652-2657, Dec.2010.
- [2] M. Dupont et E. Saporà, "The heat recovery potential in the French industry: which opportunities for heat pump systems," 2009, pp. 1115-1123.
- [3] H. Zhang, R. M. J. Van Wissen, S. V. Nedeà, et C. C. M. Rindt, "Characterisation of sugar alcohols as seasonal heat storage media - experimental and theoretical investigations," 2014.
- [4] A. Gil, C. Barreneche, P. Moreno, C. Solé, A. Inés Fernandez, et L. F. Cabeza, "Thermal behaviour of d-mannitol when used as PCM: Comparison of results obtained by DSC and in a thermal energy storage unit at pilot plant scale", *Applied Energy*, vol. 111, pp. 1107-1113, Nov.2013.
- [5] A. Sharma, V. V. Tyagi, C. R. Chen, et D. Buddhi, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, no. 2, pp. 318-345, Feb.2009.
- [6] S. Khare, M. Dell'Amico, C. Knight, et S. McGarry, "Selection of materials for high temperature latent heat energy storage", *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 107, no. 0, pp. 20-27, Dec.2012
- [7] A. Abhat, "Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials", *Sol. Energy*, vol. 30, no. 4, pp. 313-332, 1983.
- [8] NREL, « Survey of thermal storage for parabolic trough power plants » (2000) NREL/SR-550-2727.
- [9] M. Johnson, J. Vogel, M. Hempel, B. Hachmann, et A. J. Dengel, "Design of High Temperature Thermal Energy Storage for High Power Levels," 2015
- [10] M. Hadjieva, S. Kanev, et J. Argirov, « Thermophysical properties of some paraffins applicable to thermal energy storage », *Solar Energy Materials and Solar Cells*, pp.181-187(July 1992).
- [11] S. M. Hasnain, « Review on sustainable thermal energy storage technologies, Part I: Heat storage materials and techniques », *Energy Conversion and Management*, pp.1127-1138(August 1998).

- [12] K. Pielichowska et K. Pelichowski, « Phase change materials for thermal energy storage », *Progress in Materials Science*, pp.67-123. (Aug 2014).
- [13] M. Akgun, O. Aydin, et K. Kaygusuz, « Experimental study on melting /solidification characteristics of a paraffin as MCP », *Energy Conversion and Management*, pp.669-678 (Feb2007).
- [14] Y. Yuan, N. Zhang, W.Tao, X.Cao, et Y.He, « Fatty acids as phase change materials: A review » *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp.482-498. (Jan.2014),
- [15] A. Kaizawa, N. Maruoka, A. Kawai, H. Kamano, T. Jozuka, T. Senda, et T. Akiyama, "Thermophysical and heat transfer properties of phase change material candidate for waste heat transportation system", *Heat Mass Transfer*, vol. 44, no. 7, pp. 763-769. (2008).
- [16] S. Newsletter, « Sugar Alcohol based Materials for Seasonal Storage Applications ».2015.
- [17] A. Gil, C. Barreneche, P. Moreno, C. Solé, A. Ines Fernandez, et L.F. Cabeza, « Thermal behaviour of d-mannitol when used as PCM : Comparaison of results obtained by DSC and in a thermal energy storage unit at pilot plant scale », *Applied Energy*, vol.111,pp.1107-1113. (Nov.2013)
- [18] A.Solé, H. Neumann, S.Niedermaier, I. Martorell, P.Schossig, et L.F.Cabeza, « Stability of Sugar alcohols as MCP for thermal energy storage », *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol.123, no.0, pp.125-134, July 2014.
- [19] J.P. Kotzé, T.W. Von Backström, et P.J.Erens, « A combined latent thermal energy storage and steam generator concept using metallic phase change materials and metallic Heat transfer fluids for concentrated solar power »(2011).
- [20] 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. (May 2013)
- [21] J. Gasia, A. Gutierrez, G. Peiro, L. Miro, M.Grageda, S. Ushak et L.F. Cabeza, « Thermal performance evaluation of bischofite at pilot plant scale » *Applied Energy*, vol.155, pp.826-833. (Oct.2015)

- [22] M.M. Farid, A. M. Khudhair, S. A. Razack, et S. Al-Hallaj. « A review on phase change energy storage: materials and applications » *Energy Conversion and Management*, vol.45, no.9-10, pp.1597-1615. (June 2004)
- [23] A.A. El-Sebaili, S. Al-Heniti, F. Al-Agel, A.A.A.Al-Ghamdi, et F.Al-Marzouki, « One thousand thermal cycles of magnesium chloride hexahydrate as promising MCP for indoor solar cooking » *Energy Conversion and Management*, vol.52, no.4, pp.1771-1777. (Apr 2011)
- [24] D.Hailot, T.Bauer, U. Kroner, et R. Tamme, « Thermal analysis of phase change materials in the temperature range 120-150°C », *Thermochimica Acta*, vol.513, no.1-2, pp.49-59, (Jan 2011).
- [25] L.F. Cabeza, J.Roca, M.Nogues, H.Mehling, et S.Hiebler, « Immersion corrosion tests on metal-salt hydrate pairs used for latent Heat storage in the 48 to 58°C temperature range ». *Materials and Corrosion*, vol.53, no.12, pp.902-907, (Dec.2002).
- [26] M.M. Kenisariyan, « High-temperature phase change materials for thermal energy storage » *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol.14, no.3, pp.955-970. (Apr.2010).
- [27] F.Roget, C. Favotto, et J.Rogez, « Study of the KNO₃-LiNO₃ and KNO₃-NaNO₃-LiNO₃ eutectics as phase change materials for thermal storage in a low temperature solar power plant », *Sol. Energy*, vol.95, no.0, pp.155-169, (Sept 2013).
- [28] Velraj R, Seeniraj R V, Hafner B, Faber C, Schwarzer K. Heat transfer enhancement in latent heat storage system. *Sol. Energy*. 1999; 65:171-180.
- [29] A. Siahpush, J. O' Brien, J. Crepeau, Phase change Heat transfer enhancement using copper porous foam, *J. Heat Transfer*.
- [30] Tian Y. Zhao C. Y., Thermal and exergetic analysis of Metal Foam-enhanced Cascaded Thermal Energy Storage (MF-CTES). *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2013; 58:86-96.
- [31] H. Michels, R. Pitz-Paal, Cascaded latent Heat storage for parabolic trough solar power Plants, *Sol. Energy*. 81 (2007) 829-837.
- [32] I. Sarbu, A. Dorca, Review on Heat transfer analysis in thermal energy storage using latent Heat storage systems and phase change materials, *Int. J. Energy Res.*43 (2019) 29-64.
- [33] X.Xiao, P.Zhang, M.Li, Effective thermal conductivity of open-cell metal foams impregnated with pure paraffin for latent Heat storage, *Int. J. Therm. Sci.*81(2014)94-105.
- [34] Zhang P, Xiao X, Ma Z W. A review of the composite phase change materials: Fabrication, characterization, mathematical modeling and application to performance enhancement. *Applied Energy*.2016; 165:472-510

- [35] H. Nazir, M.Batool, F.J. Bolivar Osorio, M. Isaza-Ruiz, X. Xu, K. Vignarooban, P. Phelan Inamuddin , A. M.Kannan. Recent developments in phase change materials for energy storage applications: A review, *Int. J. Heat Mass Transf.* 129(2019) 491-523.
- [36] Mettawee ES, Assassa GMR. Thermal conductivity enhancement in a latent heat storage system. *Sol Energy.* 2007; 81:839-845.
- [37] A.El gafy, K Lafdi, Effect of carbon nanofiber additives on thermal behavior of phase change materials, *Carbon N.Y.*43 (2005) 3067-3074.
- [38] J.L. Zeng, L.X. Sun, F. Xu , Z.C. Tan , Z.H. Zhang, J.Zhang , T.Zhang, Study of a MCP based energy storage system containing Ag nanoparticles , *J. Therm. Anal Calorim.*87 (2007).371-375.
- [39] J. M. khodadadi, S.F.Hosseinzadeh, Nanoparticle-enhanced phase change materials (NE-MCP) with great potential for improved thermal energy storage, *Int.Communicat. Heat Mass Transf.* 34(2007) 534-543.
- [40] Zhang P, Xiao X, Ma Z W. A review of the composite phase change materials: Fabrication, characterization, mathematical modeling and application to performance enhancement. *Applied Energy.*2016; 165:472-510.
- [41] H. Inaba, C. Dai, A. Horibe, Natural convection Heat transfer in enclosures with microemulsion phase change material slurry, *Heat Mass Transf. Und Stoffuebertragung.*40 (2004).
- [42] Fang M, Chen G. Effects of different multiple PCMs on the performance of a latent thermal energy storage system. *Appl Therm Eng.* 2007; 27:994-1000.
- [43] Mujumdar AS. Transient , Kandasamy R, Wang X-Q cooling of electronics using phase change material (PCM)-based heat sinks. *Appl Therm Eng.* 2008; 28:1047–57.
- [44] Kurnia J C, Sasmito A P, Jangam S V, Mujumdar A S. Improved design for heat transfer performance of a novel phase change material (PCM) thermal energy storage (TES). *Appl. Therm. Eng.* 2013; 50: 896-907.
- [45] Alawadhi Esam M, Alqallaf H. Thermal Analysis of a Building's Roof With Cone Frustum Holes Containing PCM. Conference: ASME 2010 4th International Conference on Energy Sustainability. January 2010.
- [46] Alario J, Kosson R, Haslett R. Active heat exchange system development for latent heat thermal energy storage, Honeywell, INC. ERC Minneapolis, Minnesota 55413 February 1979.

- [47] T. Ma, H. Yang, Y. Zhang, L. Lu, X. Wang, Using phase change materials in photovoltaic systems for thermal regulation and electrical efficiency improvement: A review and outlook, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 43 (2015) 1273-1284.
- [48] R. Kandasamy, X.Q. Wang, A.S. Mujumdar, Transient cooling of electronics using phase change material (MCP)-based Heat sinks, *Appl. Therm. Eng.* 28(2008) 1047-1057.
- [49] Tay N H S, Bruno F, Belusko M. Experimental investigation of dynamic melting in a tube-in-tank PCM system. *Applied Energy.* 2013; 104:137-148.
- [50] Zhang P, Ma Z W, Wang R Z. An overview of phase change material slurries: MPCs and CHS. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2010; 14 (2) :598-614.
- [51] Namwong S, Islam MZ, Noppalit S, Tangboriboonrat P, Chaiyasat P, Chaiyasat A. Encapsulation of octadecane in poly (divinylbenzene-co-methyl methacrylate) using phase inversion emulsification for droplet generation. *J MacromolSci, Part A.* 2016; 53:11-17.
- [52] A.A. Al-Abidi, S. Mat, K. Sopian, M.Y. Sulaiman, A.T. Mohammad, Internal and external fin Heat transfer enhancement technique for latent Heat thermal energy storage in triplex tube Heat exchangers, *Appl. Therm. Eng.* 53(2013) 147-156.
- [53] Wang Y, Chen Z.Q, Ling X. An experimental study of the latent functionally thermal fluid with microencapsulated phase change material particles flowing in microchannels. *Appl. Therm. Eng.* 2016; 105:209-216
- [54] B. Xu, P.Li, C. Chan, Application of phase change materials for thermal energy storage in concentrated solar thermal power plants: A review to recent developments, *App. Energy* 160(2015) 286-307
- [55] Steinmann W D, Tamme R. Latent Heat Storage for Solar Steam Systems. *J. Sol. Energy Eng.* 2008; 130: 011004/1-011004/5.
- [56] N.H.S. Tay, M. Belusko, F. Bruno, Experimental investigation of tubes in a phase change thermal energy storage system, *Appl. Energy.* 90 (2012) 288-297.
- [57] Zhang D, Li Z, Zhou J, Wu K. Development of thermal energy storage concrete. *CemConcr Res.* 2004; 34:927-934
- [58] Zhang D, Zhou J, Wu K, Li Z. Granular phase changing composites for thermal energy storage. *Sol Energy.* 2005; 78:471-480.
- [59] J. Xie, H.M. Lee, J.Xiang, Numerical study of thermal optimized metal structures in a Phase Change Material (MCP) enclosure, *Appl. Therm. Eng.* 148 (2019) 825-837.
- [60] A. Castell, M. Belusko, F. Bruno, and L. F. Cabeza, "Maximisation of heat transfer in a coil in tank PCM cold storage system. *Applied Energy.* 2011; 88:4120-4127.

- [61] Lacroix M. Study of the heat transfer behavior of a latent heat thermal energy storage unit with a finned tube. *Int J Heat Mass Transf.* 1993; 36:2083-2092.
- [62] Velraj R, Seeniraj R V, Hafner B, Faber C, Schwarzer K. Heat transfer enhancement in latent heat storage system. *Sol. Energy.* 1999; 65:171-180.
- [63] Rouault F, Bruneau D, Sébastien P, Lopez J. Experimental investigation and modelling of a low temperature PCM thermal energy exchange and storage system. *Energy Build.* 2014; 83:96-107.
- [64] Regin A F, Solanki S C, Saini J S. Heat transfer characteristics of thermal energy storage system using PCM capsules: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 2008; 12: 2438-2451.
- [65] Bellan S, Gonzalez-Aguilar J, Romero M, Rahman M M, Goswami D Y, Stefanakos E.K. Numerical investigation of PCM-based thermal energy storage system. *Energy Proc.* 2015; 69:758-768.
- [66] M.M. Farid, A.M. Khavari, S.A.K.Razack, S. Al-Hallaj, A review on phase change energy storage: Materials and applications, *Energy Convers. Manag.*45 (2004) 1597-1615.
- [67] J.L. Zeng, Z. Cao, D.W. Yang, L.X. Sun, L. Zhang, Thermal conductivity enhancement of Ag nanowires on organic phase change material, *J. Therm. Anal. Calorim.* 101 (2010). 385-389.
- [68] Y. Cui, Liu, S. Hu, X. Yu, The experimental exploration of carbon nanofiber and carbon nanotube additives on thermal behavior of phase change materials, *Sol. Energy Mater. Sol. Cells* .95 (2011) 1208-1212.
- [69] Pal D, Joshi Y K. Thermal management of an avionics module using solid-liquid phase-change materials. *J. Therm H. Transf.* 1998; 12(2): 256- 262.
- [70] M. Mehrali , S.T. Latibari , M. Mehrali , T. M. Indra Mahila , H.S. Cornelis Metselaar , M.S. Naghavi, E. Sadeghinezhad, A.R. Akhiani, Preparation and characterization of palmitic acid/graphene nanoplatelets composite with remarkable thermal conductivity as a novel shape-stabilized phase change material, *Appl. Therm. Eng* 61(2013) 633-640.
- [71] Andreozzi A, Buonomo B, Manca O, Tamburrino S. Thermal energy storages analysis for high temperature in air solar systems. *Appl. Therm. Eng.* 2014; 71: 130-141.
- [72] Assunta A, Bernardo B, Davide E, Oronzio M. Phase Change Materials (PCMs) in a honeycomb system for solar energy applications. *International journal of heat and technology.* 2017; 35: 472-477.

- [73] W. Wang , X. Yang , Y. Fang , J. Ding , J. Yan , Enhanced thermal conductivity and thermal performance of form stable composite phase change materials by using - Aluminium nitride , *Appl. Energy*.86 (2009) 1196-1200.
- [74] T. Noparoiia , K. Tabuchi , C. Zhu, N. Sheng , S. Wang, T. Akiyama, High thermal conductivity phase change composite with percolating carbon fiber network , *Appl. Energy* 154 (2015) 678-685.
- [75] W. Cui, Y. Yuan , L. Sun , X . Cao, X. Yang , Experimental studies on the supercooling and meeting/freezing characteristics of nano- copper/ sodium acetate ttihydrate composite phase change materials , *Renew. Energy*. 99 (2016) 1029-1037
- [76] M. Amin, N. Putra , E.A . Kosasih , E. Prawiro , R.A. Luanto , T.M.I. Mahlia , Thermal properties of beeswax/graphene phase change material as energy storage for building applications , *Appl. Therm. Eng .* 112 (2017) 273-280.
- [77] H. Tian , L.Du , X. Wei , S. Deng, W.Wang , J. Ding , Enhanced thermal conductivity of ternary carbonate salt phase change material with Mg particles for Solar thermal energy storage , *Appl. Energy .* 204 (2017) 525-530.
- [78] L. Colla, L Fedele, S. Mancin , L.Danza , O. Manca , Nano-MCPs for enhanced energy storage and passive cooling applications , *Appl. Therm. Eng.* 110 (2017) 584-589.
- [79] Q. Zhang, Z. Luo, Q.Guo, G.Wu, Preparation and thermal properties of short carbon fibers/ erythritol phase change materials, *Energy Convers. Manag .*136 (2017) 220-228.
- [80] L. Kalapala, J.K . Devanuri, Influence of operational and design parameters on the performance of a MCP based Heat exchanger for thermal energy storage- Areview , *J.Energy Storage .* 20 (2018) 497-519.
- [81] H.Shmueli G. Ziskind, R. Letan, Melting in a vertical cylindrical tube: Numerical investigation and comparaisn with experiments, *Int. J. Heat Mass Transf.* 53 (2010) 4082-4091.
- [82] T. Watanabe , H. Kikuchi , A. Kanzawa , Enhancement of charging and discharging rates in latent Heat storage system by use of MCP with different melting temperatures. *Heat Recover. Syst. CHP.* 13 (1993) 57-66.
- [83] J. Wang, G. Chen, H. Jiang, Theoretical study on a novel phase change process, *Int. J. Energy Res.* 23 (1999) 287-294.
- [84] H. Inaba , C. Dai , A. Horibe , Natural convection Heat transfer of microemulsion phase change material slurry in rectangular cavities heated from below and cooled from above, *Int. J. Heat Mass transf.* 46 (2003) 4427-4438.

- [85] Z. Liu, H. Wei, B. Tang, S. Xu, Z. Shufen, Novel light driven CF/ PEG/SiO₂ composite phase change materials with high thermal conductivity , Sol. Energy Mater. Sol. Cells. 174 (2018) 538-544.
- [86] A. Nejman, M Cieslak, The impact of the heating / cooling rate on the thermo-regulating properties of textile materials modified with MCP microcapsules, Appl. Therm. Eng.127 (2017) 212-223.

Chapitre 2 : Élaboration et Caractérisation des Propriétés Physiques de Nano-MCP

1. Introduction

D'après les études précédentes, on note l'absence de base de données exhaustive relative à la conductivité thermique des MCPs d'une part et que cette conductivité thermique est faible d'autre part. Ceci a poussé les chercheurs à améliorer les échanges de la chaleur dans les MCPs. Pour améliorer la conductivité thermique de la paraffine, nous avons utilisé une poudre de graphite commerciale du groupe (SGL Carbon Company) en Allemagne et de la cire de paraffine ayant une température de fusion égale à 44°C. Nous avons ensuite mesuré la conductivité thermique du composite graphite-paraffine à différentes concentrations massiques de graphite. Puis, on a recours à la caractérisation des échantillons paraffine, paraffine-Aluminium et paraffine -cuivre à l'aide de la technique DSC (calorimétrie différentielle à balayage) en utilisant une cire de paraffine différente à celle utilisée avec le graphite.

2. État de l'art

La cire de paraffine a été choisie comme MCP car elle possède des propriétés souhaitables telles qu'une chaleur latente de fusion élevée, une basse pression de vapeur, une très faible réactivité chimique, aucune séparation de phases, une stabilité par rapport au cycle thermique, une innocuité et une disponibilité à faible coût. Ces propriétés font tous de la cire de paraffine un excellent MCP pour les applications de stockage de l'énergie thermique (TES) [1-2]. Cependant, la paraffine et d'autres composés organiques souffrent d'un inconvénient commun : la faible conductivité thermique. Par conséquent, les taux de stockage et de libération de chaleur pendant les processus de fusion / solidification sont faibles et leurs domaines d'application se trouvent limités. Le graphite fournit une structure pour soutenir la paraffine solide et liquide et pour améliorer sa conductivité thermique. Ces dernières années, des matériaux en graphite ont été utilisés pour améliorer la conductivité thermique des paraffines.

Par exemple, Mills et al ont réalisé une étude expérimentale relative à l'amélioration de la conductivité thermique de la paraffine (la température de fusion est située entre : (35°C-55°C) à l'aide d'une matrice de graphite poreux. Ils ont aussi évalué les performances d'un système

de gestion thermique passif à l'aide d'un système composite MCP [3]. Sari et karaipekli [4] ont étudié l'effet de l'ajout de graphite expansé (EG) sur les propriétés de la paraffine et ont constaté que la capacité de chaleur latente du MCP diminuait avec l'augmentation de la fraction massique d'EG. De plus, Drzal et al [5.6] ont mélangé les nanoplatelets de graphite exfolié (xGnP) dans la paraffine liquide et les MCP composites paraffine / xGnP résultant des conductivités électriques et thermiques élevées.

Wang et al. [7] ont mesuré la conductivité thermique de composites à base de paraffine contenant des nanotubes de carbone à parois multiples. La conductivité thermique de la paraffine nue (solide) est d'environ 0,25 W / mK. Les résultats ont montré que la conductivité thermique des MCP composites augmente avec le pourcentage de nano graphite.

Plusieurs méthodes ont été proposées pour mesurer la conductivité thermique de la paraffine. La mesure de la conductivité thermique est une mesure dans laquelle beaucoup de précautions doivent être prises afin d'éviter des erreurs pouvant résulter de la présence de transferts de chaleur insoupçonnés et d'inexactitudes de mesure de la température. Il s'agit donc généralement d'une mesure qui nécessite des connaissances techniques spécialisées. L'expérience montre également que la conductivité thermique d'un matériau de référence ne devrait pas différer trop largement de celle du matériau d'essai. Par conséquent, des matériaux ayant des conductivités thermiques connues avec précision sont nécessaires pour couvrir une large gamme de valeurs [8].

Fethi et al. [9] mesure la conductivité thermique du composite paraffine / graphite en utilisant un capteur électrothermique pris en sandwich entre deux composites graphite / paraffine. Le capteur est connecté à un générateur de courant et à une carte d'acquisition. Le signal enregistré provenant de la sortie de la carte est transféré vers un ordinateur à l'aide de l'interface série RS 232. Le capteur est basé sur un pont de Wheatstone. Tant que la température de l'échantillon est uniforme, le pont est intrinsèquement équilibré. Un courant constant traverse le pont pour chauffer les résistances, ce qui entraîne un déséquilibre du pont en raison de la température du fil chaud et donc du changement de résistance. Il a également été démontré [10] que les composés organiques tels que la paraffine, en particulier à des températures élevées, n'étaient pas qualifiés de matériaux de référence en raison de leur faible absorption infrarouge.

Schoedel et Grigull [11] ont montré qu'en raison du rayonnement interne, la conductivité thermique effective du tétrachlorure de carbone, même à température ambiante, peut atteindre

plus du double de la quantité initiale lorsque l'épaisseur de l'échantillon liquide est suffisamment augmentée. Pour éviter de telles difficultés, il a été proposé d'utiliser les données de conductivité thermique des composés à forte absorption infrarouge comme valeurs de référence, car ces valeurs ne dépendent que de manière insignifiante des dispositions expérimentales, comme le montrent les mesures des alcools aliphatiques [12].

Ahmet Sari et al [13] ont utilisé la méthode du fil chaud transitoire afin de mesurer la conductivité thermique de la paraffine / graphite composite. Les composites avec différentes fractions massiques (2%, 4%, 7% et 10%) ont été placés dans un récipient d'échantillon. Une tension constante (1 V) a été appliquée pendant 10 s en faisant circuler le courant (0,8 A) le long du fil de platine. La température a été mesurée par un thermocouple (Pt-RhPt) avec une précision de $\pm 0,1\%$. Les mesures ont été répétées trois fois pour chaque échantillon afin de vérifier la reproductibilité des résultats. La conductivité thermique des échantillons préparés a été calculée à l'aide de l'équation basée sur la méthode des fils chauds transitoires [14, 15].

La conductivité thermique de la paraffine a été augmentée de 35% et 40% lorsqu'elle était mélangée respectivement à des nanotubes de carbone à parois multiples (MWNT) de 1% et 2%, [16]. Une autre étude qui consiste à rajouter 1% des nanotubes de carbone (CNT) dans un matériau à changement de phase à base d'acide, montre que la conductivité thermique a augmenté de 30% [17]. Les chercheurs ont noté une amélioration de 100% lorsque l'époxy est mélangé à une fraction massique de nanotubes de carbone (CNT) à 1,5% [18]. Ainsi, la capacité thermique spécifique (C_p) a été améliorée en se mélangeant avec des nanoparticules.

Des recherches [19, 20] ont observé une diminution de la capacité thermique spécifique des nano fluides aqueux. En revanche, la chaleur massique de la poly-alpha-oléfine (PAO) a été augmentée de 50% lorsqu'elle était mélangée à 0,6% de nanoparticules de graphite [21]. En utilisant des nanoparticules de silice, la chaleur massique C_p du sel eutectique Li₂-Co₃-K₂CO₃ a été augmentée de 26% avec une fraction massique de 1% [22].

3. Objectif du chapitre

Ce travail vise à élaborer des échantillons de paraffines et de composites paraffine- graphite et à mesurer leur conductivité thermique. Pour cette raison, un appareil pour mesurer la conductivité thermique est utilisé. Le principe de mesure de la conductivité thermique consiste à la création d'une différence de température entre le chauffage principal et le refroidisseur.

Cette étude a pour objectif aussi de caractériser les échantillons paraffine-aluminium, et paraffine-cuivre à l'aide de la technique de DSC pour étudier l'effet de l'incorporation de nanoparticules dans la cire de paraffine sur les propriétés thermo physiques de la cire de paraffine. Les résultats sont présentés et discutés à la suite de ce chapitre.

4. Procédés Expérimentaux

4.1. Matériaux Utilisés

4.1.1. Nanoparticules de cuivre

La poudre de cuivre utilisé dans cette étude est un produit commercialisé ayant une masse molaire de 63.54 g/mol, une pureté supérieur à 99% et une structure cristalline cubique à faces centrés.

4.1.2. Le graphite en poudre

Le graphite est le résultat d'une combinaison de deux minéraux : le graphite et le schiste. Cette poudre de couleur gris-noir est composée à 60/70% de carbone. Le graphite utilisé dans notre travail est la poudre de graphite de SGL Carbon Company (Germany) voir **la Figure 2.1**.



Figure 2.1. Poudre de graphite commerciale utilisée par la société de carbone du groupe SGL(Allemagne)

4.1.3. Nanoparticules d'Aluminium

Les nanoparticules d'aluminium sont des métaux malléables, de couleur argentée, qui sont remarquable pour leur résistance à l'oxydation et leur faible densité. Elles sont utilisés pour la

- Fabrication de matériaux de construction
- Fabrication d'alliages
- Pyrotechnie : composant de certains feux d'artifices.

4.1.4. La cire de Paraffine

En chimie du pétrole et dans le langage des raffineurs, le mot paraffine signifie « alcane ». L'hydrocarbure $C_{31}H_{64}$ est un composant typique de **la cire de paraffine**. La cire de Paraffine utilisée avec le graphite dans cette étude a une température de fusion de $44^{\circ}C$. La cire de paraffine utilisée avec les nanoparticules de cuivre et d'aluminium est différente à celle utilisée avec le graphite.

5. Étapes de préparation des échantillons

Le processus de fabrication du composite graphite / paraffine est illustré sur **la Figure 2.2**. La cire de paraffine a été prise dans le bécher en verre et fondue complètement à $75^{\circ}C$. Ensuite, 18 g et 5 g de poudre de graphite de SGL Carbon Company (**Figure 2.1**) ont été ajoutés respectivement dans deux béchers en verre contenant environ 300 ml de cire de paraffine liquide. Dans ce cas, la vitesse d'agitation est un facteur très important pour obtenir une dispersion homogène et éviter une concentration locale du graphite tout en gardant la température à $75^{\circ}C$. Cette méthode implique la dispersion de graphite dans le MCP. En effet la conduction à travers les solides liquides et gazeux se fait par collision de molécules lorsque les molécules de graphite sont disposées dans une position systématique. Du coup, il est plus facile de conduire de la chaleur d'un réseau à l'autre. Ceci est réalisé au-dessus de la température de fusion par dispersion mécanique dans le MCP fondu. Au-dessus de la température de fusion, le composite obtenu peut être coulé dans deux moules inoxydables ayant respectivement deux épaisseurs différentes $D = 9\text{ mm}$ et $d = 6\text{ mm}$ pour obtenir une forme extérieure souhaitée. Deux échantillons de paraffine pure d'épaisseurs différentes ont également été préparés en suivant les mêmes étapes. Les échantillons ont été laissés à sécher pendant une heure à température ambiante. Les différents échantillons préparés sont présentés à la **figure 2.3**.

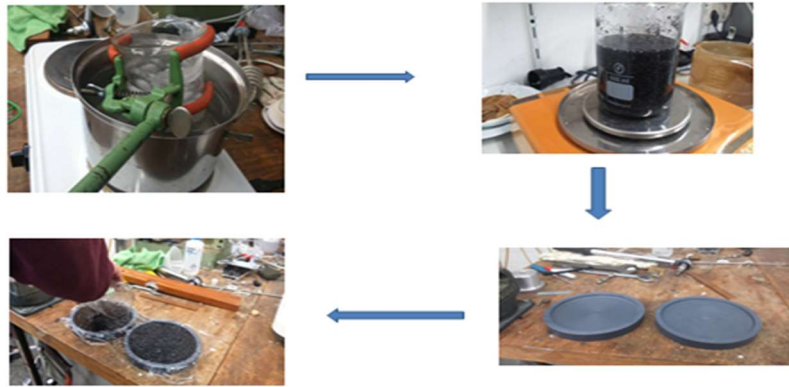


Figure 2.2. Procédé de fabrication du composite paraffine / graphite



Figure 2.3. Les échantillons de composites graphite- paraffinent élaborés

6. Mesure de la conductivité thermique des échantillons préparés

6.1. Appareil utilisé pour la mesure de la conductivité thermique

Le principe de mesure de la conductivité thermique λ se base sur la création d'un gradient ΔT sur les surfaces de l'échantillon. La figure 2.4 montre un schéma synoptique de dispositif utilisé. L'échantillon est placé en sandwich entre un réchauffeur et une plaque de refroidissement. L'ensemble est bien isolé vis-à-vis l'extérieur. La différence de température sur les surfaces de l'échantillon est mesuré par des thermocouples de type K placés sur les faces de l'échantillon.

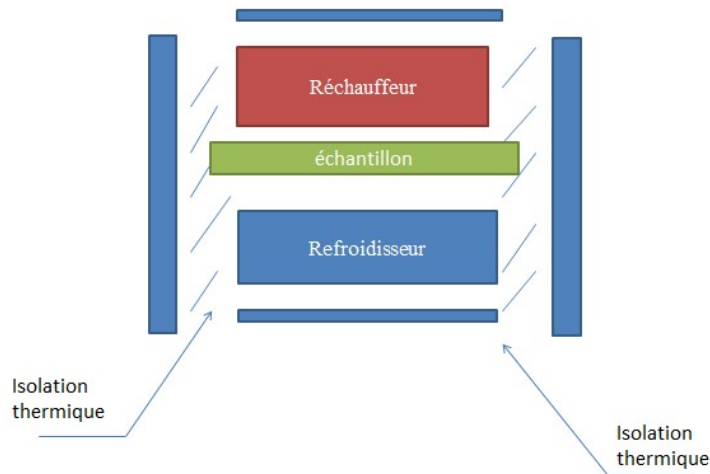


Figure 2.4. Schéma synoptique du dispositif utilisé pour la mesure de la conductivité thermique de l'échantillon

Le réchauffeur est constitué d'une résistance thermique. La puissance dissipée par celui-ci est estimée connaissant la valeur de la résistance électrique et l'intensité de courant qui la traverse. La plaque de refroidissement est formée d'une plaque en cuivre munie d'échangeur dans lequel circule le fluide à une température contrôlée (figure 2.5)



Figure 2.5. Plaque de refroidissement montrant un tube en serpentin

Une vue d'ensemble du dispositif est montré sur la figure 2.6. J'ai utilisé ce dispositif dans le cadre d'un stage effectué au laboratoire de thermodynamique à l'université de Paderborn en Allemagne.

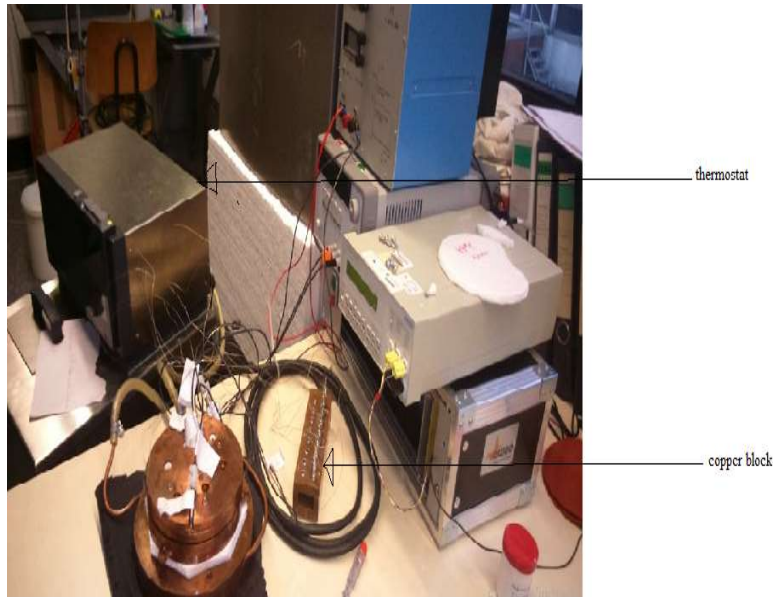


Figure 2.6. Appareil utilisé pour la mesure de la conductivité thermique

7. Technique de mesure de la conductivité thermique

Nous avons commencé par calibrer le dispositif en considérant des échantillons étalons à savoir le téflon et le caoutchouc. Une fois le dispositif est étalonné, on commence tout d'abord par estimer l'ordre de grandeur de la conductivité thermique λ de notre échantillon. Pour cela, on utilise un solveur implanté sous Excel. Le solveur se base sur l'exploitation de l'équation (2.1). Il estime la conductance entre l'échantillon et le réchauffeur –refroidisseur et l'ordre de grandeur de la conductivité thermique de l'échantillon.

$$dT = \frac{P}{A} \times \left(\frac{2}{\alpha_{copper}} + (n-1) \times \frac{1}{\alpha_{sample}} + \frac{n \times d_{sample}}{\lambda_{sample}} \right) \quad (2.1)$$

Pour valider nos résultats expérimentaux, nous utilisons l'équation (2.2) pour calculer analytiquement la conductivité thermique de l'échantillon. Nous considérons dans ce cas les données exactes de glycérine utilisée pour ressembler l'ensemble du système.

$$(2.2)$$

$$dT = \frac{P}{A} \times \left(\frac{2d_1}{\lambda_g} + (n-1) \times \frac{d_2}{\lambda_g} + \frac{n \times d_{sample}}{\lambda_{sample}} \right)$$

Avec n : nombre de couches de l'échantillon

A : surface de l'échantillon (m^2)

α_{Copper} : coefficient de transfert de chaleur du cuivre ($W/m^2 \cdot K$)

P : Puissance (W)

d : épaisseur de l'échantillon (mm)

λ_g : conductivité thermique de glycérine ($W/m.K$)

λ_{sample} : Conductivité thermique de l'échantillon ($W/m.K$).

8. Effet de l'ajout de graphite sur la conductivité thermique de la cire de paraffine

8.1. Effet de la fraction massique du graphite sur la conductivité thermique

La Figure 2.7 montre les résultats de chaque pourcentage d'additifs qui sont respectivement (0,05, 0,1% en poids). La conductivité thermique de la cire de paraffine augmente avec la quantité de graphite ajoutée. En fait, à l'échelle nanométrique les nanoparticules du graphite sont dispersées dans la paraffine. Les nano-graphite distribués améliorent les performances des technologies de stockage d'énergie en termes d'efficacité dans les performances des matériaux à changement de phase. A chaque fois, nous augmentons le pourcentage de graphite dispersé dans la paraffine, la conductivité thermique augmente.

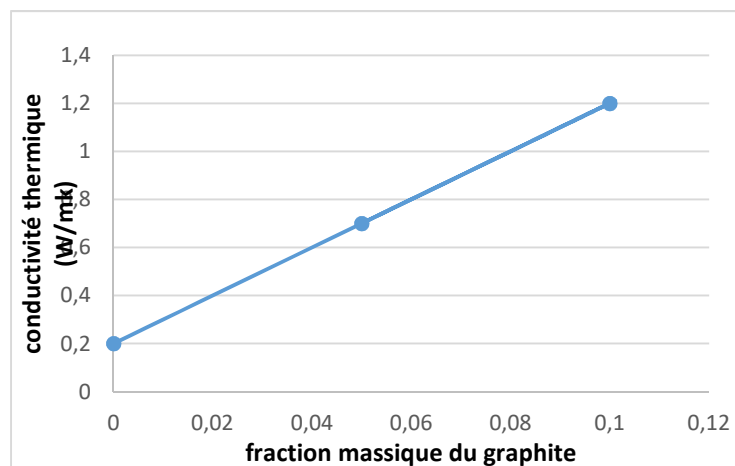


Figure 2.7. Effet de différentes concentrations massiques de graphite sur la conductivité thermique de la cire de paraffine.

8.2. Effet de la taille des grains de nanoparticules de graphite sur la conductivité thermique de la cire de paraffine.

La Figure 2.8 montre l'impact de la variation de la taille des particules de graphite sur la conductivité thermique du MCP. La conductivité thermique de l'échantillon en cire de paraffine-graphite augmente avec la taille des particules de la poudre de graphite. Cela peut s'expliquer par le fait que les particules de graphite contiennent des particules nanométriques métalliques ou d'oxyde, qui présentent une conductivité thermique très élevée. De sorte que la taille détermine largement l'étendue de cette amélioration. Chaque fois que nous augmentons la taille des particules de graphite, nous augmentons la probabilité de contact entre les molécules de paraffine pure et les molécules de graphite.

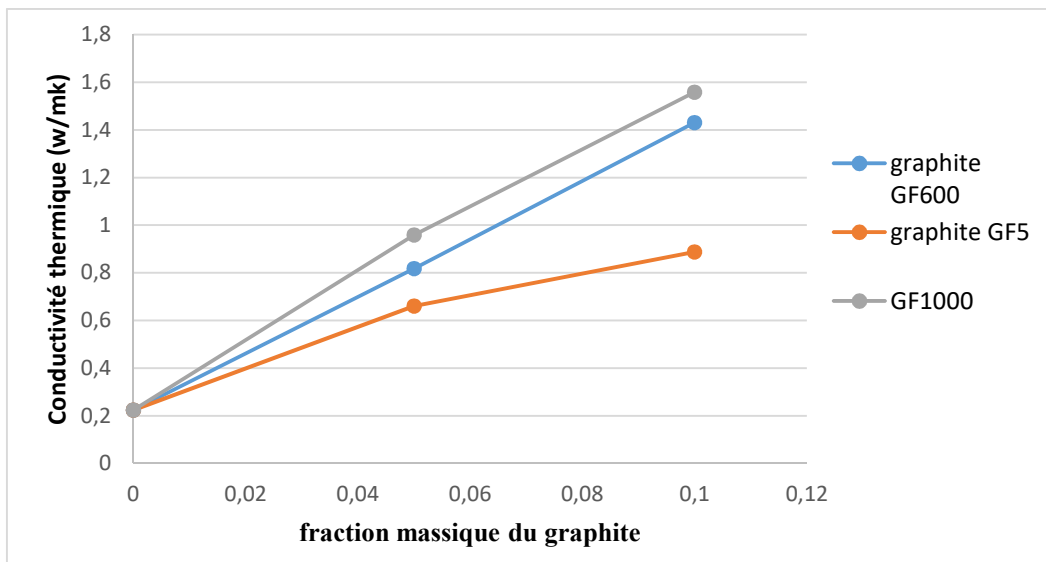


Figure 2.8. Variation de la conductivité thermique du composite paraffine-graphite en fonction de la taille de particules de graphite.

9. Technique de Caractérisation des échantillons

9.1. Analyse thermique par calorimétrie différentielle à balayage DSC

Nous présentons dans cette partie, la calorimétrie différentielle à balayage comme une technique d'analyse thermique.

- **Principe de la méthode**

La calorimétrie différentielle à balayage (DSC) est une technique d'analyse Elle mesure les différences des échanges de la chaleur entre un échantillon à analyser et une référence. Elle aide à déterminer les transitions de phase :

- ✓ la température de la transition vitreuse (T_g) des polymères, des verres métalliques et des liquides ioniques ;
- ✓ les températures de la fusion et de la cristallisation ;
- ✓ les enthalpies de la réaction, pour connaître les taux de la réticulation de certains polymères.

Les analyses sont réalisées sous balayage d'un gaz inerte (Dans notre cas c'est l'azote) pour éviter toute réaction du matériau à étudier avec l'atmosphère du four.

Pour analyser l'évolution d'un échantillon en fonction de la température, il faut bien évidemment placer cet échantillon dans un four.



Figure 2.9. Dispositif du DSC (DSC 4000 PerkinElmer)

Avec l'analyse calorimétrique différentielle à balayage, on cherche la mesure de flux de la chaleur entre le four et l'échantillon. Pour ce but, la paroi externe de la cellule contenant l'échantillon est tapissée par un ensemble de thermocouples montés en série. Cet ensemble de thermocouples fournit un signal électrique proportionnel aux flux de la chaleur totale échangée entre l'échantillon et le four. Concrètement, nous obtenons ici la courbe de la puissance échangée en fonction de la température. Cette courbe comporte des pics, à chaque pic correspond une réaction. De plus, de l'aire du pic nous pouvons déduire directement la chaleur consommée ou dégagée par la transformation.

10. Appareillage

L'appareil DSC utilisé est un équipement du département des sciences physiques de faculté des sciences de Sfax, model DSC 4000 PerkinElmer (Figure 2.9.). Le principe de la mesure est basé sur la méthode des flux de la chaleur et la plage de balayage de la température varie de 20°C à 445°C avec une vitesse de chauffe de 10°C/min.

11. Résultats

L'analyse par calorimétrie différentielle à balayage (DSC) a été menée afin de déterminer les paramètres thermo-physiques (Température de fusion, Température de cristallisation, enthalpie de fusion et enthalpie de cristallisation.). Des différents échantillons ont été caractérisés pour évaluer l'effet de l'incorporation de nanoparticules dans la cire de paraffine. Les courbes de DSC de la cire de paraffine pure et des composites cire de paraffine-Cu et cire de paraffine-Al sont représentées dans les figures 2.10 et 2.11 et les valeurs des différents paramètres thermo-physiques sont rassemblées dans les tableaux 2.1 et 2.2.

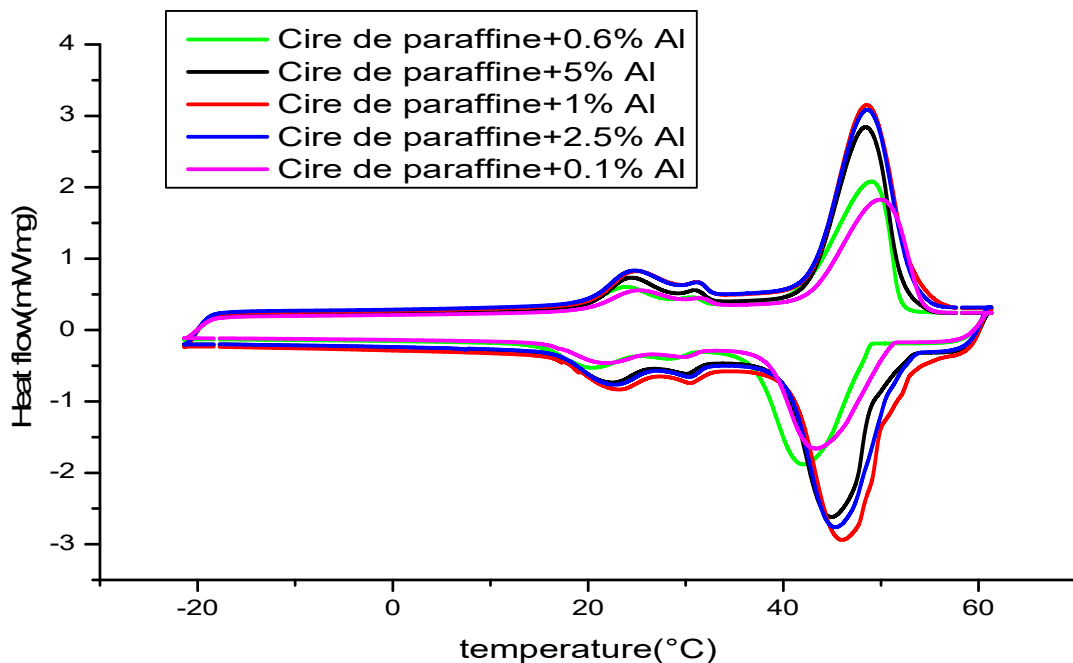


Figure 2.10. Analyses des courbes DSC et démonstration de la caractérisation thermique de composite cire de paraffine- aluminium

Dans le cas des composites cires de paraffine-nanoparticules d'aluminium, nous observons dans le tableau 1.1 que la température de fusion des composites augmente alors que la température de solidification des composites diminue lorsque la teneur en aluminium a été

augmenté de 0,1 à 1%. A des taux d'incorporation d'Al supérieures à 1%, la température de fusion a significativement diminué tandis que la température de solidification a été maintenue pratiquement constante. De plus, les valeurs des enthalpies de fusion et de solidification des composites cire-Aluminium augmentent avec l'augmentation de la teneur en aluminium jusqu'à 1% en poids d'Al puis diminue au-delà de cette proportion. L'augmentation respective de la température de fusion et des enthalpies de fusion, de solidification pourrait être due à l'établissement de forte interaction entre les nanoparticules d'aluminium, ayant une surface spécifique élevée, et la cire de paraffine. Au-delà d'une valeur seuil égale à 1%, la chute progressive des paramètres thermo physiques susmentionnés est probablement due à la forte agglomération des nanoparticules d'aluminium et à l'affaiblissement des interactions établies entre les deux composants de la matrice. De plus, la chute de la température de fusion peut être également associée au fait que l'aluminium peut jouer le rôle de catalyseur en accélérant le processus de fusion.

Propriétés thermo physiques	Enthalpie de fusion ΔH_f (KJ/Kg)	Enthalpie de solidification ΔH_s (KJ/kg)	Température de fusion T_f (°C)	Température de solidification T_s (°C)
Cire de paraffine pure	117.513	126.247	51.56	40.951
Cire de paraffine +0.1% Al	145.06	148.629	52,05341	40.71280
Cire de paraffine +0.6% Al	194.327	195.769	52.728744	40.709435
Cire de paraffine + 1% Al	228.775	222.948	52.890826	40.708992
Cire de paraffine +2.5% Al	221.805	217.621	48.967465	45.072497
Cire de paraffine +5%	136.216	138.764	48.099963	43.316107

Tableau 2.1. Tableau des propriétés thermo physiques de cire de paraffine-Al

Le tableau 2.2 regroupe les valeurs des enthalpies de fusion et de solidification de la paraffine pure et des échantillons contenant différentes teneurs en cuivre. L'enthalpie des échantillons analysés a été déterminée en intégrant la zone sous la courbe DSC. Les données rassemblées dans le tableau 2.2 montrent également que les enthalpies de fusion et de solidification augmentent avec l'augmentation de la teneur en cuivre de 0% à 1% pour atteindre 133,54 et 134,90 KJ/Kg, respectivement. Ceci dit que plus la teneur en cuivre augmente, plus le stockage et la libération de chaleur sont élevés pendant le processus de changement de phase. Dans les cas des échantillons contenant 2.5% de Cu et 5% Cu (figure 2.11), la diminution des enthalpies de fusion et de solidification est probablement associée au phénomène d'agglomération du cuivre et d'une éventuelle séparation de phase entre la phase minérale (Cuivre) et la phase organique (cire). Donc on peut déduire que 1% est la valeur optimale du

pourcentage massique de l'incorporation de nanoparticules de cuivre dans la cire de paraffine pour en obtenir de meilleures propriétés thermo physiques.

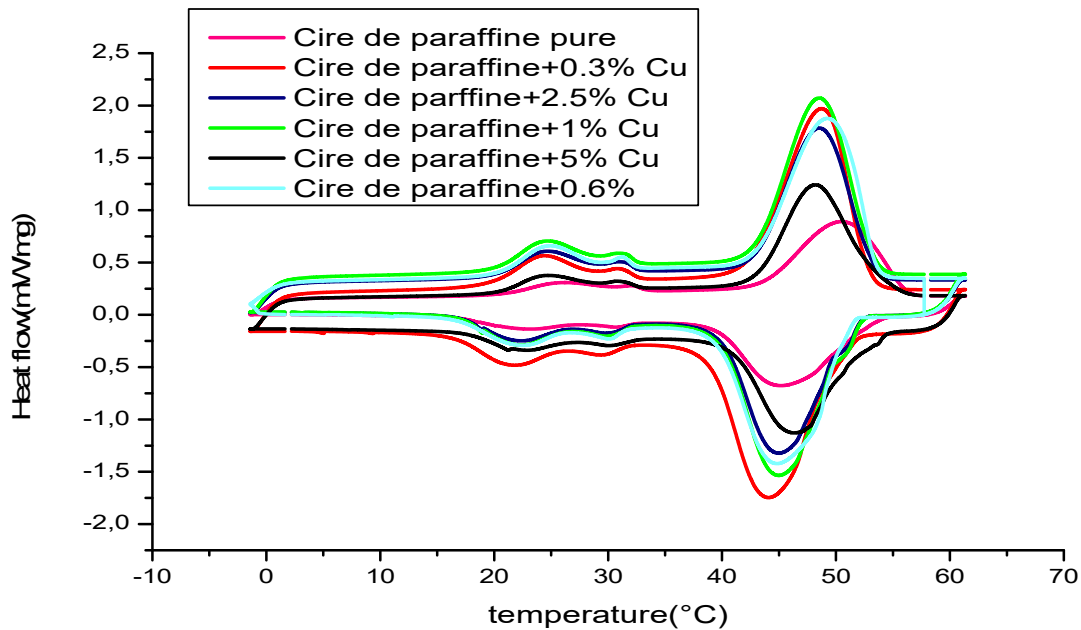


Figure 2.11. Analyses des courbes DSC et démonstration de la caractérisation thermique de composite cire de paraffine- Cuivre

Propriétés thermophysiques	Enthalpie de fusion ΔH_f (KJ/Kg)	Enthalpie de solidification ΔH_s (KJ/kg)	Température de fusion T_f (°C)	Température de solidification T_s (°C)
Cire de paraffine pure	117.513	126.247	51.56	40.951
Cire de paraffine +0.3% Cu	120.716	127.706	48,891	44.024
Cire de paraffine +0.6% Cu	132.736	134.451	48.781	44.11
Cire de paraffine + 1% Cu	133.54	134.9086	49.212	44.185
Cire de paraffine +2.5% Cu	122.085	125.395	48.646	44.9
Cire de paraffine +5% Cu	118.22	120.497	49.303	44.965

Tableau 2.2. Propriétés thermo physiques de cire paraffine-Cu

12. Conclusion

- La conductivité thermique des matériaux à changement de phase tels que la cire de paraffine peut être augmentée en ajoutant des particules de graphite. En effet l'ajout de 5 % en poids de nanoparticules de graphite et de 10% en poids de nanoparticules de graphite a amélioré la

conductivité thermique de la cire de paraffine. La conductivité thermique est 0.7 W/m.K et 1.2W/m.K respectivement pour les concentrations en poids 5% et 10%.

- Dans cette partie de l'étude, nous avons réussi à mettre en évidence le défi de mesurer la conductivité thermique de la cire de paraffine et du composite graphite-paraffine dans une gamme où le transfert de chaleur entre l'air ainsi que les matériaux est si élevé.
- D'après cette étude aussi on peut déduire que l'incorporation de nanoparticules de cuivre et d'aluminium améliore les propriétés thermo physiques de la cire de paraffine qui est un matériau de stockage utilisés dans divers applications.
- 1% de Cu et d'Al est une valeur de concentration massique optimale au-delà de laquelle l'ajout de nanoparticule a un effet négatif sur l'amélioration de propriétés thermiques de la matrice (cire de paraffine).

References

- [1] A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, Review on thermal energy storage with phase change materials and applications, *Renew. Sust. Energy Rev.* 13 (2009) 318–345.
- [2] M.M. Farid, A.M. Khudhair, S.A.K. Razack, S. Al-Hallaj, A review on phase change energy storage: materials and applications, *Energy Convers. Manag.* 45 (2004) 1597–1615.
- [3] Mills A, Farid M, Selman JR, Al-Hallaj S. Thermal conductivity enhancement of phase change materials using a graphite matrix. *Appl Therm Eng* (2006); 26(14):1652–61.
- [4] Sari A, Karaipekli A. Thermal conductivity and latent heat thermal energy storage characteristics of paraffin/expanded graphite composite as phase change material. *Appl Therm Eng* (2007); 27(8):1271–7.
- [5] Kim S, Drzal LT. High latent heat storage and high thermal conductive phase change materials using exfoliated graphite nanoplatelets. *Sol Energ Mat Sol C* (2009); 93(1):136–42.
- [6] Xiang J, Drzal LT. Investigation of exfoliated graphite nanoplatelets (xGnP) in improving thermal conductivity of paraffin wax-based phase change material. *Sol Energ Mat Sol C* (2011); 95(7):1811–8.
- [7] Wang JF, Xie HQ, Xin Z. Thermal properties of paraffin based composites containing multi-walled carbon nanotubes. *Thermochim Acta* (2009); 488(1):39–42.
- [8] R. W. Powell , C.Y.Ho and P.E.Liley , Thermal conductivity of selected materials , NSRDS-NBS 8 , U.S. Government Printing Office , Washinngton , D.C. (Novemeber, 1966)
- [9] Albouchi F, Lachheb M, Kadri M, Ben ameur T, Ben Nasrallah S. Investigation of a graphite /paraffin phase change composite.
- [10] H. Poltz, Die Wärmeleitfähigkeit, von Flüssigkeiten: Abhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit von der Schichtdicke bei organischen Flüssigkeiten, *Int. J. Heat Mass transfer* 8 (1965)
- [11] W. JAEGER and H. Diesselhorst, Thermal conductivity, electrical conductivity, heat capacity and thermal power of several metals. *Wiss. Abh. Phys- Tech Reichsanst.* 3. 269(1900)
- [12] C. H. LEES, Bakerian Lecture, The effect of temperature and pressure on the thermal conductivities of solids. Part II. The effect of low temperature on the thermal and electrical

conductivities of certain approximately pure metals and alloys, *Phil. Trans. R. Soc. A* 381 (1908).

[13] Ahmet Sari, Ali Karaipekli Thermal conductivity and latent heat thermal energy storage characteristics of paraffin/expanded graphite composite as phase change material.

[14] F. Frusteri, V. Leonardi, S. Vasta, G. Restuccia, Thermal conductivity measurement of a MCP based storage system containing carbon fibers, *Appl. Therm. Eng.* 25 (2005) 1623–1633.

[15] K. Kaygusuz, The viability of thermal energy storage, *Energy Sour.* 21 (1999) 745–756.

[16] J. Wang, H. Xie, Z. Xin, Y. Li and L. Chen: Thermal Properties of Paraffin Based Composites Containing Multi-Walled Carbon Nanotubes. *Thermochimica Acta* 488 (2009), 39 – 42.

[17] J. Wang, H. Xie, Z. Xin, Y. Li and L. Chen: Enhancing Thermal Conductivity of Palmitic Acid based Phase Change Materials with Carbon Nanotubes as Fillers. *Solar Energy* 84 (2010), 339 – 344.

[18] Y. S. Song and J. R. Youn: Influence of Dispersion States Carbon Nanotubes on Physical Properties of Epoxy Nanocomposites, *Carbon*, 43 (2005), 1378 – 1385.

[19] S. Zhou and R. Ni: Measurement of Specific Heat Capacity of Water Based AIO nanofluid, *Appl. Physic. Lett.* 92 (2005), 0093123

[20] R. S. Vajjha and D. K. Das: Specific Heat Measurement of Three Nanofluids and Development of New Correlation. *J. Heat Transfer* 131 (2009), 071601.

[21] I. C. Nelson, D. Banerjee and R. Ponnapan: Flow Loop Experiments using polyalphaolefin nanofluids, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer* 23 (2009), 752-761.

[22] D. Shin and D. Banerjee: Enhanced Specific Heat of Silica nanofluid, *J. Heat Transfer* 133 (2011), 0245

Chapitre 3 : Etude Expérimentale et Numérique d'un Réfrigérateur Domestique Intégrant un Echangeur de Chaleur à Base de MCP

1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présenterons la conception d'un réfrigérateur domestique intégrant le matériau à changement de phase comme système de stockage de la chaleur. Le modèle mathématique qui décrit le phénomène physique de stockage de la chaleur dans ce type de système a été présenté. Par la suite ce modèle sera validé par des résultats expérimentaux. L'influence de ce type de stockage sur l'efficacité de réfrigérateur domestique est mise en évidence.

2. État de l'art

Les réfrigérateurs et les congélateurs domestiques sont parmi les appareils les plus énergivores en raison de leur fonctionnement continu [1]. Dans le monde, on estime qu'il y a environ un milliard de réfrigérateurs domestiques en service [2]. Bien que leurs émissions directes de gaz à effet de serre aient été considérablement réduites par l'utilisation de fluides frigorigènes à base d'hydrocarbures, leurs émissions indirectes restent très élevées en raison de la consommation électrique toujours croissante de ces appareils. Une conscience environnementale mondiale croissante et une augmentation rapide du coût de l'énergie électrique exigent une solution viable pour économiser de l'énergie.

Jusqu'à présent, les solutions les plus courantes pour réduire la consommation de l'énergie électrique des réfrigérateurs domestiques sont les suivantes: l'amélioration de l'isolation thermique des compartiments du réfrigérateur, l'utilisation d'un compresseur à haut rendement [3], et l'amélioration du transfert de chaleur dans l'évaporateur et le condenseur en étendant la zone de transfert de chaleur ou en ajoutant des ventilateurs [4].

Une autre option novatrice consiste à utiliser le stockage par chaleur latente thermique en intégrant des matériaux à changement de phase (MCPs) dans les compartiments du

réfrigérateur. L'intégration des MCPs est considérée comme un moyen efficace pour améliorer l'efficacité des réfrigérateurs domestiques en réduisant le nombre de cycles de fonctionnement du compresseur. Cette technique peut être plus expliquée en détail comme suit : (i) lorsqu'un MCP est utilisé à l'intérieur de l'armoire frigorifique, il absorbe la chaleur en changeant sa phase de solide en liquide, (ii) la température à l'intérieur de l'armoire frigorifique reste constante jusqu'à la fin du processus de fusion, ce qui prolonge à son tour le cycle d'arrêt du compresseur. Par conséquent, cela réduira la consommation de l'énergie électrique du réfrigérateur. De nombreux travaux de recherche [5-17] ont été consacrés pour étudier numériquement et expérimentalement des réfrigérateurs domestiques intégrant des matériaux à changement de phase.

Wang et al [6-8] ont étudié expérimentalement et numériquement l'influence de l'ajout d'un MCP entre le compresseur et le condenseur dans un système de refroidissement. Ils ont trouvé une amélioration de l'efficacité du système de 6 à 8%. De plus, Azouz et al [9,10] ont démontré expérimentalement qu'en intégrant un système de stockage de chaleur latente dans les réfrigérateurs domestiques, le coefficient de performance (COP) peut être augmenté de 5 à 15%.

Lu et al [11] ont proposé une nouvelle configuration des racks combinée utilisant des caloducs et des MCPs. Leurs résultats expérimentaux ont indiqué une amélioration de la distribution de la température dans les armoires frigorifiques, mais sans réduire notablement la consommation de l'énergie. Cependant, l'étude de Gin et al [12] prouve que la présence de MCP pendant le dégivrage et les ouvertures de porte peuvent réduire la consommation d'énergie.

Des études similaires, visant à améliorer l'efficacité des réfrigérateurs domestiques, ont été menées en intégrant le MCP dans l'évaporateur ou dans le condenseur [13, 14, 15,16]. Récemment, Sonnenrein et al [17] ont évalué l'influence du système de stockage de chaleur latente sur la température d'un condenseur à fil et à tube standard équipé de différents MCPs (eau, paraffine ou composé copolymère). Ces résultats ont également indiqué que l'application de MCP peut baisser la température du condenseur et peut aussi réduire la consommation d'énergie. D'autres recherches aussi [5-29] ont été réalisées afin de réduire la consommation de l'énergie des réfrigérateurs domestiques en intégrant des MCPs.

La plupart de ces études, à propos de l'amélioration des performances des réfrigérateurs, ont porté principalement sur des configurations simples d'échangeurs de chaleur à MCP. D'après

la littérature, il n'existe pas beaucoup de recherches qui mettent en évidence les effets du MCP et de ses emplacements à l'intérieur du réfrigérateur pour améliorer sa stabilité thermique et son efficacité. Cette étude présente un réfrigérateur domestique équipé d'un nouvel échangeur de chaleur à MCP. Les effets de ce nouvel échangeur de chaleur sur la consommation électrique du réfrigérateur domestique ont été étudiés expérimentalement. En plus, divers cas de compartiments de réfrigérateur avec MCP ont été simulés pour identifier la conception la plus performante qui stabilise rapidement la température dans l'armoire frigorifique tout en augmentant le temps d'arrêt du compresseur et en minimisant ainsi la consommation de l'énergie du réfrigérateur.

3. Objectif du travail

Une étude expérimentale est présentée pour améliorer l'efficacité énergétique d'un réfrigérateur domestique en intégrant un matériau à changement de phase (MCP) pour accumuler l'énergie thermique et pour stabiliser la température de consigne dans le compartiment réfrigérateur. Une nouvelle conception d'échangeur de chaleur MCP est proposée dans cette enquête. Les résultats expérimentaux indiquent qu'en intégrant ce nouvel échangeur de chaleur à MCP, la consommation électrique est réduite de 12% et le coefficient de performance (COP) est augmenté de 8% par rapport au réfrigérateur sans MCP.

Afin d'identifier les conceptions les plus performantes parmi les diverses configurations de réfrigérateur intégrant de MCP, des simulations 2D en CFD en régime transitoire ont été réalisées. Les différents cas proposés du réfrigérateur domestique sont simulés pour étudier l'influence de la présence du MCP sur les champs de température et de vitesse. Les résultats ont indiqué que l'emplacement de MCP soit sur l'évaporateur, soit au niveau de la paroi verticale soit dans les racks des compartiments du réfrigérateur a une influence significative sur la stabilisation et l'homogénéisation de la température (on notera une amélioration de 86,66% par rapport à la configuration de base). Une couverture qui est supérieure à 75% de MCP dans les racks n'entraîne aucune amélioration significative.

4. Étude Expérimentale

4.1. Banc d'essai expérimental

Un réfrigérateur domestique à compression de vapeur et d'une capacité de 136 litres a été choisi comme prototype pour l'expérience. Le réfrigérateur à base de MCP a une seule armoire frigorifique d'évaporateur avec une seule porte comme montre la (Figure. 3.1a). Une conception détaillée de l'échangeur de chaleur à MCP est représentée sur la Figure 1b. Cet échangeur de chaleur est un réseau de douze tubes en U occupant tout l'évaporateur et recouvert d'un MCP Plus-ICE ayant une température de changement de phase égale à 4°C.

Les propriétés thermo physiques du MCP sont présentées dans le tableau 3.1

Les diamètres de chaque tube, interne et externe sont respectivement 0.007m et 0.008m. Leur longueur linéaire est 0.66m. Le matériau des tubes de l'échangeur de chaleur est du cuivre commercial. En effet, il est en contact avec l'air dans l'armoire frigorifique du réfrigérateur. L'emplacement de l'échangeur de chaleur MCP est visible sur la Figure 1a.

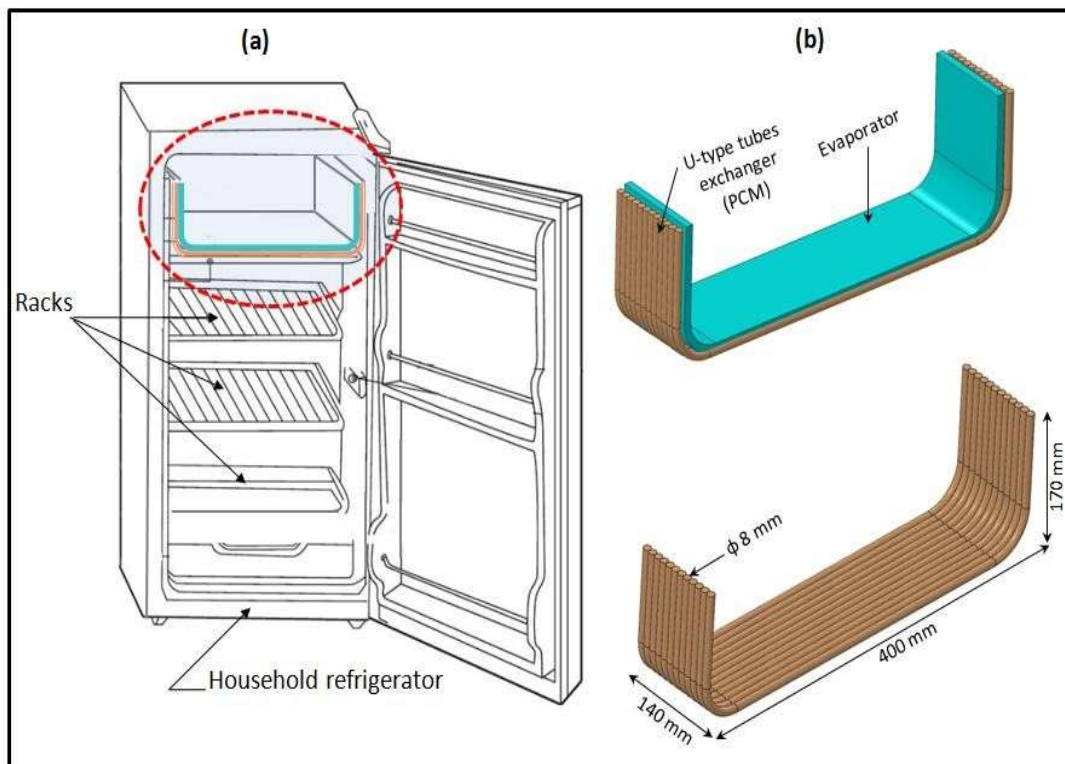


Figure 3.1. (a) Modèle de réfrigérateur domestique utilisé et (b) Conception de l'échangeur de chaleur MCP utilisé

Type de MCP	Température de fusion (°C)	Chaleur Latente (KJ/kg)	Masse volumique ρ (kg/m ³)	Conductivité thermique (W/mK)	Chaleur spécifique Cp (kJ/kgK)
A4 PluseICE	4	200	766	0.21	2.18

Tableau 3.1. Propriétés thermo physiques de matériau à changement de phase utilisé

Le montage expérimental comprend un réfrigérateur conventionnel, le nouvel échangeur de chaleur à MCP, deux manomètres, cinq thermocouples, un système d'acquisition de données, un enregistreur d'énergie et une caméra thermique. Le circuit du réfrigérateur a été modifié pour intégrer deux manomètres. La **figure 3.2** montre le circuit détaillé du montage et l'emplacement des manomètres qui sont utilisés pour mesurer la pression d'évaporation et de condensation à l'entrée et à la sortie du compresseur.

A divers endroits (évaporateur, condenseur, compresseur et armoire frigorifique) comme indiqué sur la **figure 3.2.**, la température est mesurée à l'aide des thermocouples de type K de diamètre 0.5mm. L'historique de la consommation d'énergie est enregistré à l'aide d'un enregistreur d'énergie interfacé par ordinateur. Ce compteur d'énergie est de type Voltcraft Energy-Logger 4000 avec une gamme de puissance allant de 0,1W à 3500 W. L'erreur de mesure relative de l'enregistreur d'énergie considéré est d'environ de 1%. Pour la visualisation de la distribution de température dans les compartiments du réfrigérateur, une caméra thermique a été utilisée. La caméra a une résolution de 32 136 pixels pour détecter une température allant de -40°C à 330°C.

4.2. Procédure expérimentale

Le réfrigérateur conventionnel et le réfrigérateur avec MCP ont été testés dans les mêmes conditions de fonctionnement. Les expériences ont été réalisées dans une salle d'essai où la température et l'humidité étaient maintenues constantes. Un système de climatisation a été utilisé afin de maintenir la température de l'air ambiant à 22 ° C et une humidité relative de 50%. L'alimentation, la consommation d'énergie, les températures du réfrigérateur ont été mesurées à l'aide de systèmes d'acquisition de données. Pour évaluer les caractéristiques de fonctionnement, la température médiane de l'évaporateur, la température de sortie du condenseur et la température de sortie du compresseur ont également été mesurées. Toutes ces acquisitions d'avoir une idée sur le comportement du réfrigérateur durant son fonctionnement.



Figure 3.2. Photo de matériels expérimentaux utilisés (le réfrigérateur domestique avec l'échangeur de chaleur à MCP.

5. Étude numérique

5.1. Divers emplacements de l'échangeur de chaleur MCP dans le compartiment du réfrigérateur

Dans ce travail, l'effet de l'échangeur de chaleur à MCP a été étudié en le plaçant dans différents emplacements dans le réfrigérateur. Quatre configurations ont été identifiées pour évaluer l'efficacité du réfrigérateur à l'aide de simulations numériques. Ces différentes configurations sont les suivantes.

Configuration 1 : L'échangeur de chaleur à MCP couvre l'ensemble de l'évaporateur comme illustré sur la Figure .3. 3a. Dans ce cas, un contact direct entre l'air à l'intérieur du compartiment et le MCP est assuré afin que la chaleur à l'intérieur du compartiment puisse être stockée dans le MCP.

Configuration 2 : Dans cette configuration, l'échangeur de chaleur à MCP est similaire à celle de la première configuration, à laquelle est rajouté un conteneur parallélépipède rectangulaire rempli de MCP placé verticalement. Le schéma de cette configuration est illustré sur la figure 3. 3b.

Configuration 3: L'échangeur de chaleur à MCP de cette configuration est similaire à celui du premier cas. En plus trois racks sont également créés horizontalement dans le

compartiment et sont recouverts de MCP. L'échangeur de chaleur à MCP représente 90% des surfaces des racks pour permettre la circulation de l'air près de la paroi latérale (Figure 3.3c).

Configuration 4 : Dans cette configuration l'échangeur de chaleur MCP est une combinaison de la 2ème et de la 3ème configuration. Elle est illustrée sur la figure 3.3d.

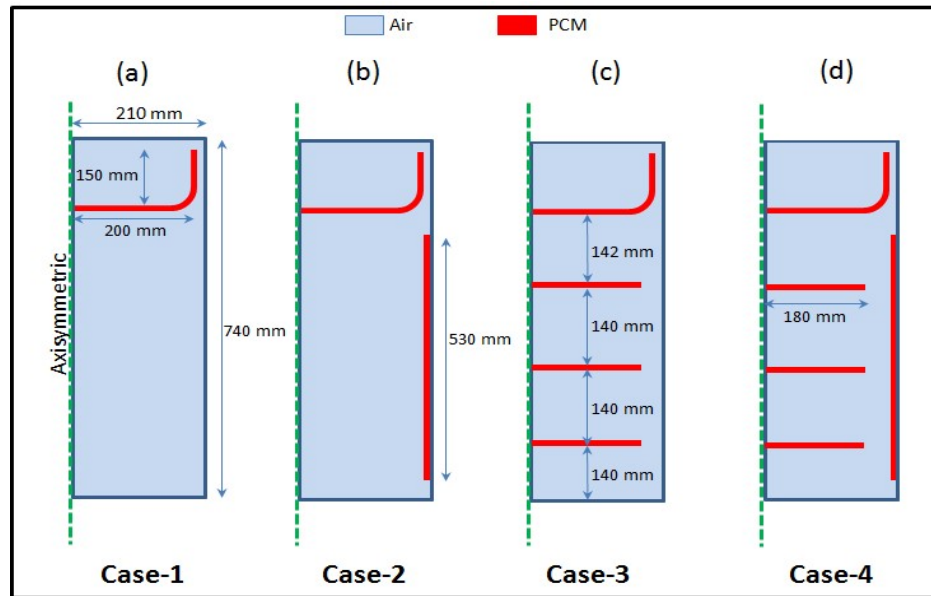


Figure 3.3. Les différentes configurations simulées du compartiment réfrigérateur

5.2. Présentation du modèle mathématique

Pour simplifier l'étude de simulation, seule la moitié de la section transversale du domaine physique est simulée ; (dimensions internes : 0,74 × 0,21 m). On suppose que l'étude est symétrique. Cette étude repose sur les hypothèses suivantes :

- ✓ Les propriétés physiques du milieu (air), à l'exception de la masse volumique, sont supposées constantes.
- ✓ La masse volumique de l'air dépend de la température selon l'approximation de Boussinesq comme montre l'équation suivante

$$\rho = \rho_0(1 - \beta(T_{amb} - T))$$

- ✓ Le travail de compression et la dissipation visqueuse de l'énergie sont supposés négligeables.

- ✓ L'air est considéré comme un milieu transparent avec une absorption et une diffusion du rayonnement négligeables.
- ✓ L'écoulement est supposé incompressible.
- ✓ Le processus fusion et de solidification du MCP n'a pas été inclus dans la simulation, mais le MCP a été modélisé avec une condition aux limites thermiques de température constante, correspondant à la température de fusion du MCP
- ✓ La surface externe de la paroi latérale recouverte de MCP est supposée adiabatique.

Compte tenu de ces hypothèses, les équations régissant le transfert de chaleur et la dynamique des fluides dans le compartiment réfrigérateur sont données comme suit :

5.2. 1. Équation de continuité

L'équation de conservation de la masse pour un écoulement incompressible plan est donnée par :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.1)$$

Où u et v sont respectivement la vitesse dans la direction x et dans la direction y .

5.2.2. Equation de quantité de mouvement

5.2.2.1. Équation suivant x

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} + \rho_0 u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho_0 v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (3.2)$$

Où ρ_0 et μ sont respectivement la masse volumique en kgm^{-3} et la viscosité dynamique de l'air en Pa.s

5.2.2.2. Équation suivant y

$$\rho_0 \frac{\partial v}{\partial t} + \rho_0 u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho_0 v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \rho_0 \beta (T - T_0) g \quad (3.3)$$

Où P , β , T , T_0 et g sont respectivement la pression en (Pa), le coefficient de dilatation thermique en (K^{-1}), la température (K), la température ambiante (K) et l'accélération due à la gravité ($9,81 ms^{-2}$).

5.2.3. Équation de l'énergie

$$\rho_0 C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) - \nabla \cdot q^R \quad (3.4)$$

Où C_p, T, λ, q^R sont respectivement la capacité thermique qui s'exprime en $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$, la température qui s'exprime en Kelvin (K), la conductivité thermique de l'air en $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ et la densité de flux de chaleur radiatif (Wm^{-2}).

5.2.4. L'équation de transfert radiatif

Afin de comprendre les phénomènes se produisant dans les compartiments du réfrigérateur, il est nécessaire de considérer les échanges radiatifs dans la simulation, car ces échanges ainsi que celles par convection naturelle ont un effet significatif et sont de même ordre de grandeur dans les compartiments du réfrigérateur [18]. Un modèle à base des ordonnées discrètes a été utilisé pour modéliser les échanges radiatifs entre les surfaces à l'intérieur du compartiment du réfrigérateur. L'air à l'intérieur du réfrigérateur est supposé transparent et l'absorption et la diffusion du rayonnement par l'air sont négligeables.

L'équation de transfert de chaleur par rayonnement dans la direction \vec{S} est donnée comme suit :

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{S}), \vec{S}) = 0 \quad (3.5)$$

Où $I(\vec{r}, \vec{S})$ est l'intensité radiative dans la direction \vec{S} et à la position \vec{r}

Le flux de chaleur radiatif sortant des parois du réfrigérateur est donné comme suit

$$q_{out} = (1 - \varepsilon_w) q_{int} + \varepsilon_w \sigma T_w^4 \quad (3.6)$$

Où ε_w , σ et T_w sont respectivement l'émissivité de la paroi, la constante de Stefan-Boltzmann et T_w est la température de la paroi.

Le flux de chaleur radiatif incident à chacune des parois du réfrigérateur est calculé à l'aide de cette équation :

$$q_{\text{int}} = \int_{\substack{\vec{s} \cdot \vec{n} > 0 \\ \text{flux INCIDENT}}} I_{in} \vec{s} \cdot \vec{n} \cdot d\Omega \quad (3.7)$$

Où I_{in} est l'intensité du rayonnement incident dans la direction à la position \vec{r} , \vec{n} est le vecteur normal et Ω est l'angle solide.

5.3. Conditions initiales et Conditions aux limites

5.3.1. Conditions initiales

Initialement, la température de l'air est supposée uniforme à 25 ° C dans le compartiment réfrigérateur.

5.3.2. Conditions aux limites

Initialement la température dans le réfrigérateur est uniforme et égale à 25°C

Les conditions aux limites sont définies comme suit :

- (1) L'étude est supposée symétrique ; elle nous a permet d'écrire l'équation suivante.

$$(-\lambda \nabla T + q^R) \vec{n} = 0; u = v = 0$$

Où \vec{n} est le vecteur normal à la paroi correspondante.

- (2) Les conditions aux limites supposées pour les parois du réfrigérateur sont les suivantes

- La quantité de mouvement : paroi stationnaire ; pas de cisaillement
- Pour la thermique : le coefficient de transfert convectif est à l'ordre de 3W/m² k
- Pour le rayonnement : les parois sont opaques avec une fraction de diffusivité à l'ordre de 1 et l'émissivité interne des parois est supposée à l'ordre de 0,9.

- (3) À l'interface entre l'air et le MCP, le transfert de chaleur conjugué est mis en considération et les conditions antidérapantes pour les vitesses et la température couplée sont spécifiées. De plus, l'émissivité est supposée à l'ordre de 0,15 [13].

5.4. Procédure de calcul et validation du modèle

Nous avons utilisé Gambit pour générer le maillage, fixer des conditions aux limites et déterminer le domaine de calcul. Les équations susmentionnées sont résolues en régime

transitoire à l'aide de Fluent 6.3.26. Pour tous les cas étudiés, le nombre de Rayleigh $Ra < 10^9$. Par conséquent, on a supposé un écoulement laminaire. Un modèle d'écoulement laminaire visqueux approprié a été sélectionné dans Fluent. Les équations régissant l'écoulement et les transferts (masse, quantité de mouvement, énergie et rayonnement) ont été résolues en utilisant une discrétisation de second ordre (upwind discretization.)

Les résultats du modèle numérique ont été validés par rapport aux données expérimentales recueillies auprès du banc d'essai présenté précédemment. La figure 3. 4a montre les contours de température prévus dans le compartiment réfrigérateur et la Figure 3.4b montre des images infrarouges du compartiment réfrigérateur.

Ces images infrarouges sont prises à une température ambiante de 20 ° C et elles indiquent la distribution de température à différents stades de l'expérience. La Figure .3.4c montre des images infrarouges de la face en arrière du réfrigérateur, indiquant la distribution de température du condenseur à différentes étapes du cycle : immédiatement après le démarrage du compresseur et avant la fin de la durée de fonctionnement du compresseur lorsque la température maximale est atteinte. En comparant la Figure 3. 4a et la Figure 3. 4b, on observe un accord qualitatif entre les résultats prévus et les résultats mesurés.

6. Résultats expérimentaux

6.1. Évolution de la température moyenne de l'évaporateur

Pour mettre en évidence l'effet de l'utilisation du MCP, la température moyenne de l'évaporateur du réfrigérateur avec et sans MCP ont été comparés. Comme l'indique la figure 3.5a, pour le réfrigérateur sans MCP, la température de l'évaporateur variait de -16°C à -3,5 °C et la température moyenne de l'évaporateur était de -10 °C au cours du cycle. De plus, pour le réfrigérateur avec MCP, la température de l'évaporateur était de -12°C à -3,5 °C et la température moyenne de l'évaporateur était -8 ° C. Evidemment, la température de l'évaporateur du réfrigérateur avec MCP a varié dans une courte gamme. Cela indique que la température de l'évaporateur la plus basse et la température moyenne du réfrigérateur avec MCP sont respectivement plus élevées d'environ 4°C et 2°C que celles du réfrigérateur sans MCP. Cela peut s'expliquer par le fait que lorsque le MCP est ajouté sur l'évaporateur, il absorbe la chaleur du compartiment et ensuite la chaleur est transférée à l'évaporateur. Par conséquent, la charge de dissipation thermique de l'évaporateur pendant le temps de fonctionnement pourrait être considérablement réduit, ce qui permettrait au réfrigérateur de

fonctionner sous une température d'évaporation plus élevée et une pression d'évaporation plus élevée que dans le cas sans MCP. Compte tenu de la relation entre la température de l'évaporateur et la température d'évaporation, une température de l'évaporateur plus élevée peut correspondre à une température d'évaporation plus élevée. Ainsi, le coefficient de performance du système de refroidissement de réfrigérateur est amélioré en augmentant la température d'évaporation.

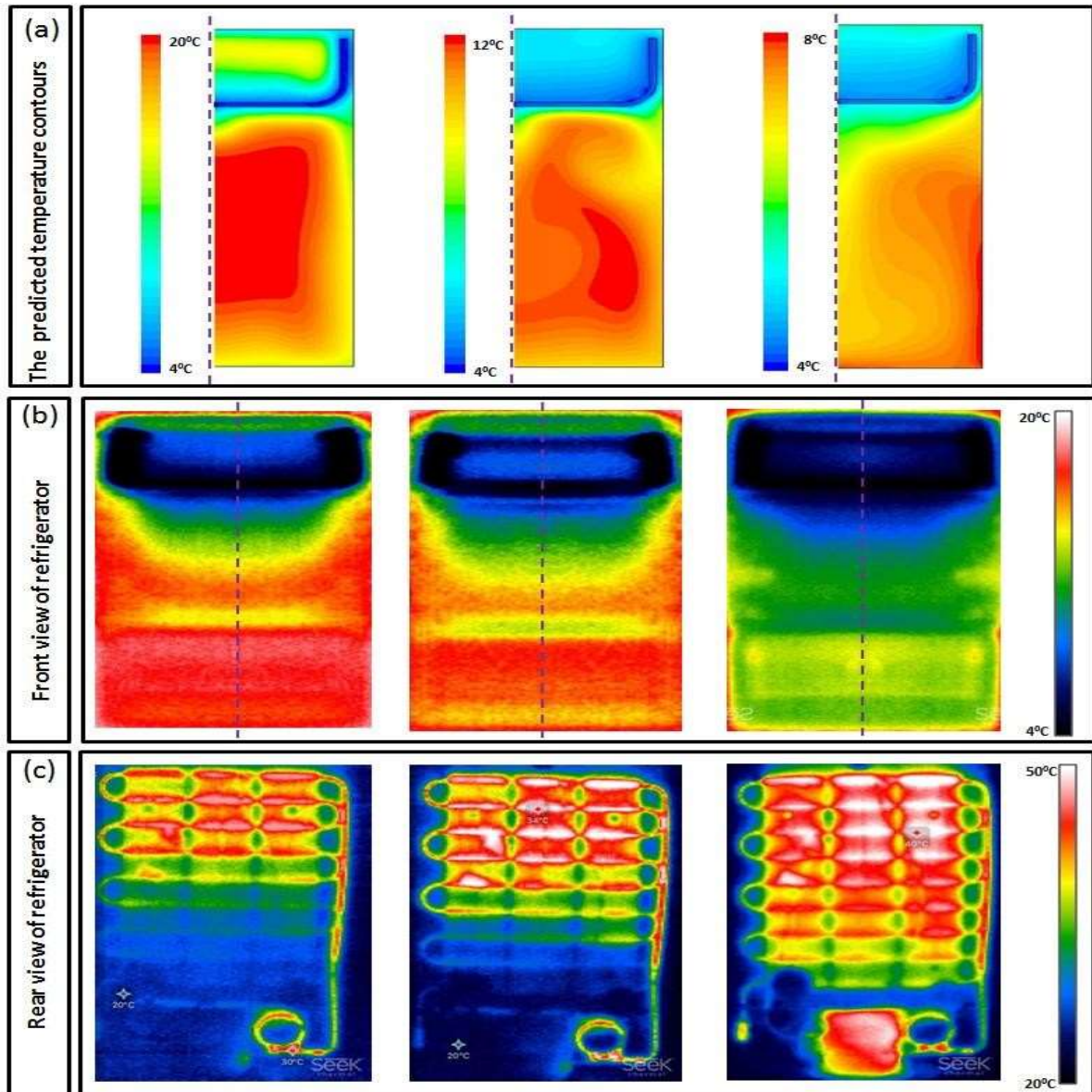


Figure 3. 4. (a) Les contours de la température à l'intérieur du compartiment réfrigérateur, (b) les images infrarouges de la répartition de la température et (c) la vue en arrière du réfrigérateur

6.2. Évolution de la température de sortie du condenseur

La comparaison entre les températures de sortie du condenseur pour différents cas est illustrée sur la Figure 3. 5b. Pour le réfrigérateur sans MCP, la température de sortie du condenseur a augmenté progressivement pendant que le compresseur fonctionnait jusqu'à atteindre une température de sortie la plus élevée (environ 32,2 °C) et jusqu'à l'arrêt du compresseur. Pour le réfrigérateur avec MCP, la température de sortie du condenseur était supérieure de 1,8 °C par rapport à la température ambiante ; ce qui indique qu'un maximum de chaleur de condensation a été libéré dans l'environnement pendant le cycle de repos. Par conséquent, la charge de dissipation thermique des condenseurs pendant le cycle de fonctionnement pourrait être considérablement réduite, indiquant que le réfrigérateur pourrait fonctionner sous une température et une pression de condensation plus faibles.

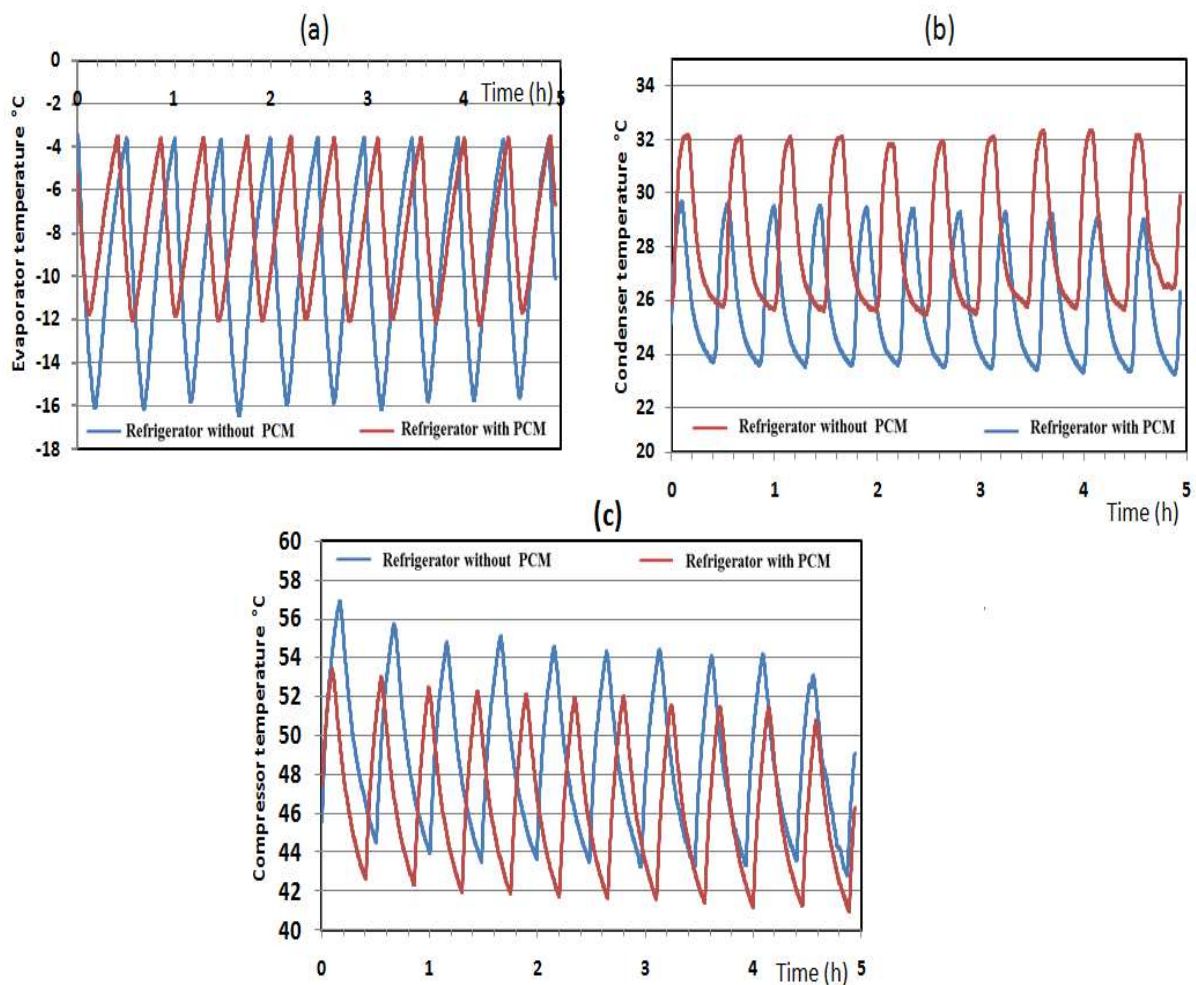


Figure 3. 5(a) Evolution de la température moyenne de l'évaporateur, (b) Evolution de la température de sortie du condenseur et (c) Evolution de la température de sortie du compresseur.

6.3 Évolution de la température de sortie du Compresseur

La comparaison entre les températures de sortie du compresseur pour différents cas est illustrée sur la figure 3.5c. Pour le réfrigérateur sans MCP, quand le compresseur est en état de repos, sa température de sortie diminue et atteint une valeur de 45°C en raison de la chute de pression à l'intérieur des condenseurs. Pendant le cycle de fonctionnement, la température a augmenté progressivement jusqu'à 57°C. Cette température était beaucoup plus élevée que la température ambiante en raison des influences de l'environnement et de la capacité thermique de l'armoire frigorifique. Pour le réfrigérateur avec MCP, le compresseur était en cycle de repos. Le réfrigérant dans les condenseurs est maintenu à une température plus élevée que la température ambiante en raison de l'effet de la capacité thermique de l'échangeur MCP.

Lorsque le compresseur est en fonctionnement, le réfrigérant circule dans le condenseur ; ce qui augmente sa température de sortie de façon rapide à une valeur maximale d'environ de 53°C. Ce pic de température de sortie a progressivement diminué à une valeur d'environ 43°C pendant le cycle de repos. De plus, à partir de cette comparaison, il a été noté que la période du cycle était réduite pour le réfrigérateur avec MCP ; ce qui révèle l'effet de l'intégration de MCP sur la consommation d'énergie.

6.4. L'effet du MCP sur la consommation d'énergie du réfrigérateur

La comparaison de la consommation de l'énergie entre les différents cas est illustrée sur la Figure 3.6. On observe que la consommation de l'énergie maximale du réfrigérateur avec MCP est inférieure à celle du réfrigérateur sans MCP. De plus, à partir de la figure 3.6, on voit que le temps de cycle total est de 0,5 h et le rapport du temps de cycle de fonctionnement au temps total de cycle pour le réfrigérateur sans MCP est de 0,4. Cependant, les valeurs correspondantes pour le réfrigérateur avec MCP sont respectivement de 0,4 h et 0,37. En outre, on peut remarquer que le temps de cycle total et le rapport du temps de cycle de fonctionnement au temps de cycle total pour le réfrigérateur avec MCP est moins élevé.

Cela peut être expliqué comme suit : le réfrigérateur avec MCP fonctionnait sous une température de condensation plus basse, une température d'évaporation plus élevée et un degré de sous-refroidissement plus élevé ce qui minimise la consommation de l'énergie. Ainsi la différence entre les températures à l'intérieur et à l'extérieur des compartiments du réfrigérateur avec MCP étaient inférieures à celles du réfrigérateur sans MCP en raison de

l'effet de stockage de chaleur de l'échangeur de chaleur MCP. Par conséquent, la chaleur perdue à travers le compartiment réfrigérateur est réduite, ce qui réduit le temps de cycle de fonctionnement. Par conséquent, on peut déduire que le réfrigérateur avec MCP avait un COP plus élevé. Le COP est calculé en utilisant le cycle tracé dans le diagramme P-h du réfrigérant R134a (Figure 3.7) .

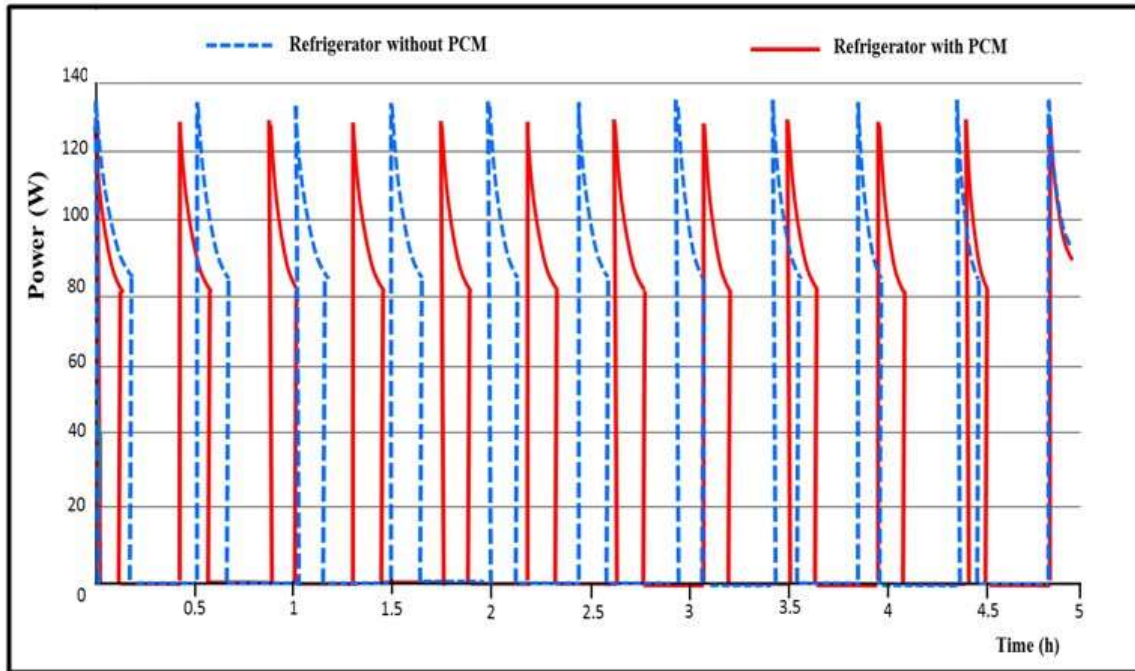


Figure 3.6. L'effet du MCP sur la consommation d'énergie du réfrigérateur

$$COP_{SANS MCP} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = 3.48$$

$$COP_{Avec MCP} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = 3.75$$

Par conséquent, le coefficient de performance (COP) du réfrigérateur est amélioré de 8% dans les conditions de fonctionnement présentées dans cette étude en utilisant le MCP comme échangeur de chaleur. Un COP plus élevé peut être atteint en augmentant la quantité de MCP dans les compartiments du réfrigérateur ou par une mise en place appropriée du MCP.

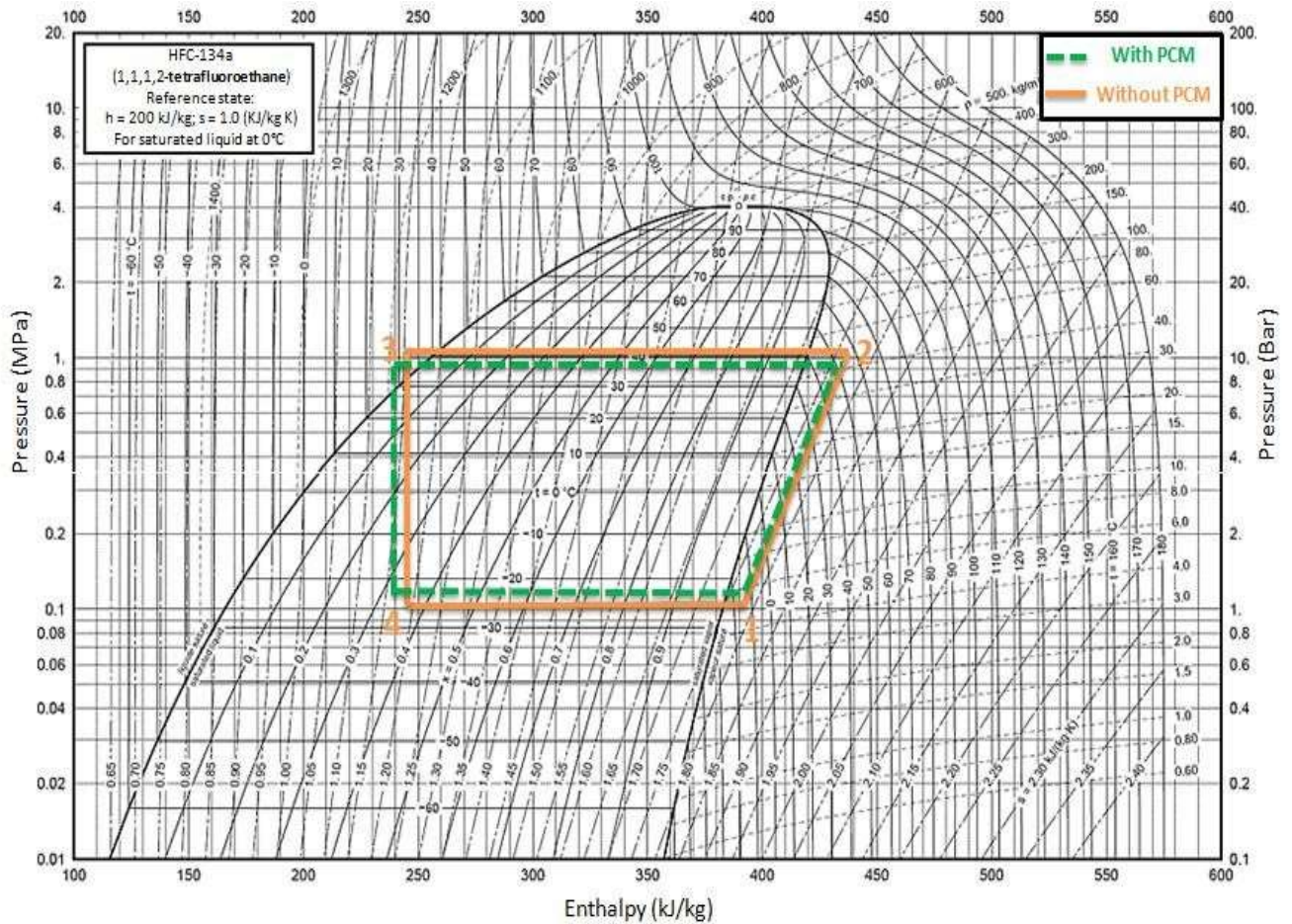


Figure 3.7. Le cycle de réfrigération du réfrigérateur domestique.

6.5. L'effet du MCP sur le temps de fonctionnement du compresseur à différentes charges thermiques

La charge thermique à l'intérieur des compartiments du réfrigérateur a été modifiée en modifiant la quantité de l'eau chaude dans une bouteille placée à l'intérieur des compartiments du réfrigérateur. Le pourcentage moyen du temps de fonctionnement du compresseur par cycle à différentes charges thermiques est illustré sur la figure 3.8. Cette dernière montre aussi que :

- Le système de stockage MCP réduit considérablement le temps moyen de fonctionnement du compresseur par cycle, ce qui à son tour réduit la consommation d'énergie
- Le temps moyen de fonctionnement du compresseur par cycle est réduit de 2,5 à 5% par rapport au cas sans MCP, qui dépend de différentes charges thermiques.

- Le pourcentage moyen du temps de fonctionnement par cycle du compresseur est proportionnel aux charges thermiques dans les deux cas, cependant la pente de la courbe se trouve plus faible pour le réfrigérateur avec échangeur de chaleur MCP.

Cela peut s'expliquer par le fait que lorsque le MCP est ajouté sur l'évaporateur, il absorbe la chaleur du compartiment et ensuite la chaleur est transférée à l'évaporateur. Par conséquent, la charge de dissipation de l'évaporateur pendant la période de fonctionnement pourrait être considérablement réduite.

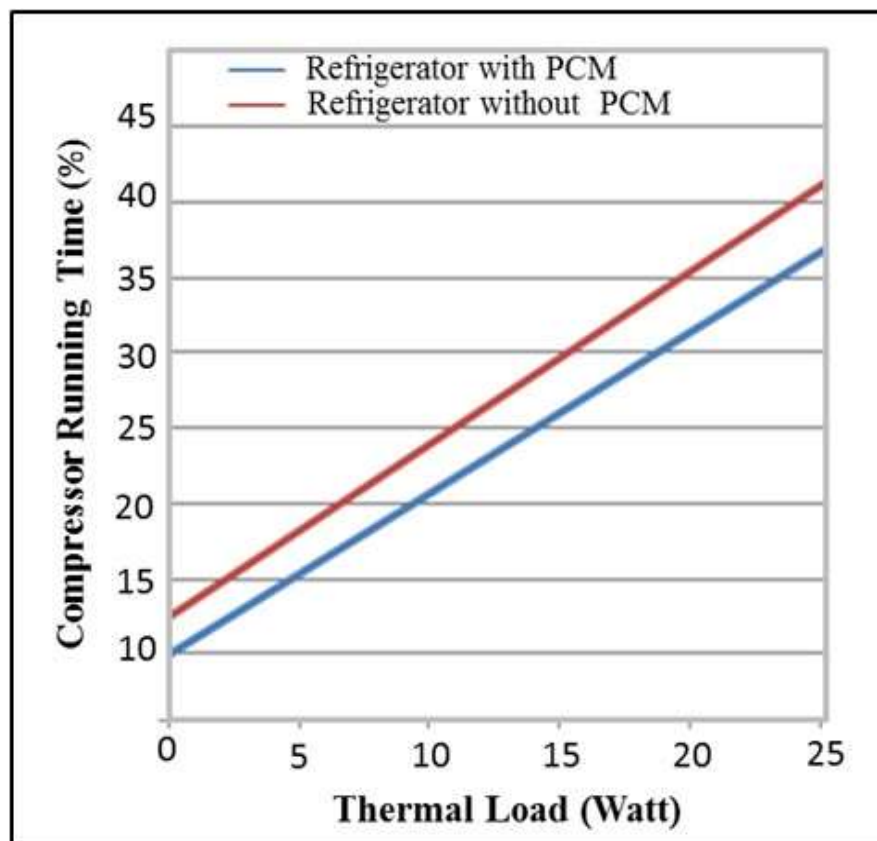


Figure 3. 8. L'effet du MCP sur le temps de fonctionnement du compresseur à différentes charges thermiques

7. Résultats numériques

7.1. L'effet de l'emplacement des échangeurs de chaleur MCP à l'intérieur du réfrigérateur

L'efficacité de l'intégration d'un système de stockage de chaleur thermique dans un réfrigérateur domestique a été évaluée en comparant les quatre cas l'emplacement de l'échangeur de chaleur MCP dans le compartiment réfrigérateur (Figure 3.9). Afin de trouver le meilleur emplacement qui fait stabiliser rapidement la température dans le compartiment

réfrigérateur, des expériences de modélisation et de simulation sont effectuées. Les distributions de température de l'air prévues et les contours des vecteurs de vitesse à différents instants (60, 240 et 600s) dans les compartiments du réfrigérateur sont analysés pour chaque cas.

7.1.1. Étude du premier cas : première configuration

Les distributions de la température de l'air et les vecteurs de vitesse sont obtenues à partir de la simulation pour le premier cas. Elles sont illustrées sur la Figure 3.9. On note que l'échangeur de chaleur MCP mis sur l'évaporateur a indiqué un profil de température stratifié avec une zone froide en haut et une zone chaude en bas du compartiment réfrigérateur. Après 600 s la température maximale atteint une valeur de 12°C et elle est prévue pour le coin inférieur droit. La température moyenne dans le réfrigérateur du compartiment est environ 9°C.

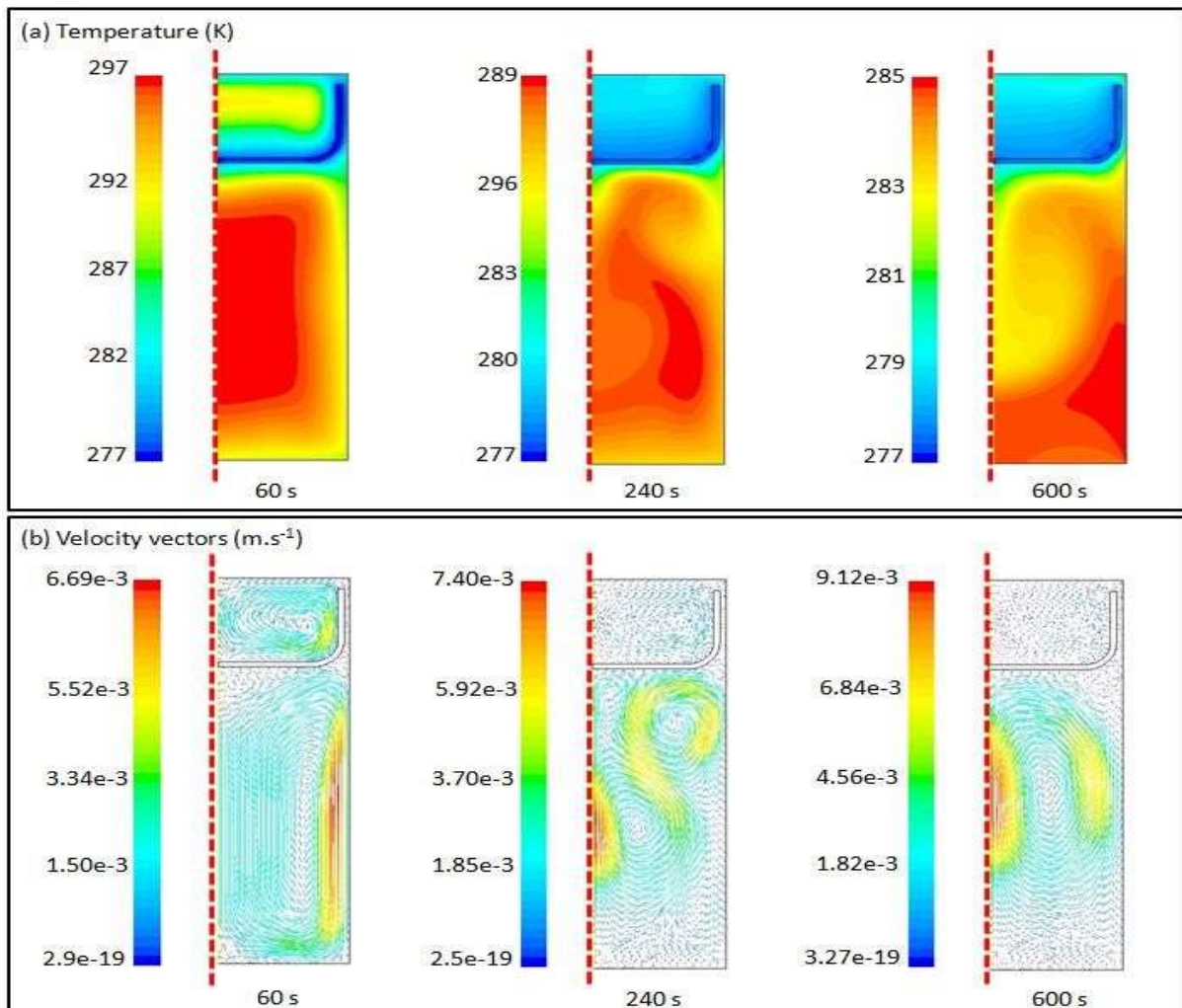


Figure 3.9. (a) Cartographie de la température à l'intérieur du réfrigérateur (b) Cartographie de vecteurs vitesse (1^{ère} configuration)

7.1.2. Étude du deuxième cas : 2ème configuration

Les contours des températures et les vecteurs de vitesse à différents instants (60 s, 240 s et 600 s) dans les compartiments du réfrigérateur pour la 2^{ème} configuration sont présentés sur la Figure 3.10. Le champ de température est influencé par la présence de MCP mis verticalement à l'intérieur du compartiment réfrigérateur. Une température plus basse est observée au fond et au milieu du compartiment réfrigérateur par rapport à celle du premier cas. Ceci est dû au fait que lorsque l'échangeur de chaleur MCP est mis verticalement, il accélère la circulation de l'air dans la zone centrale du compartiment du réfrigérateur. De plus, on peut noter que la présence du MCP crée un flux d'air circulaire qui est observé dans le compartiment réfrigérateur. L'air froid s'écoule vers le bas avec une augmentation de magnitude le long de la paroi verticale du MCP et atteint une valeur maximale en s'approchant du fond du compartiment. De plus, l'air circule avec une amplitude décroissante vers le haut le long du plan de symétrie à la surface du MCP mis sur l'évaporateur puis il s'écoule horizontalement vers la paroi verticale du MCP. L'air est presque stagnant en haut de l'armoire frigorifique du réfrigérateur.

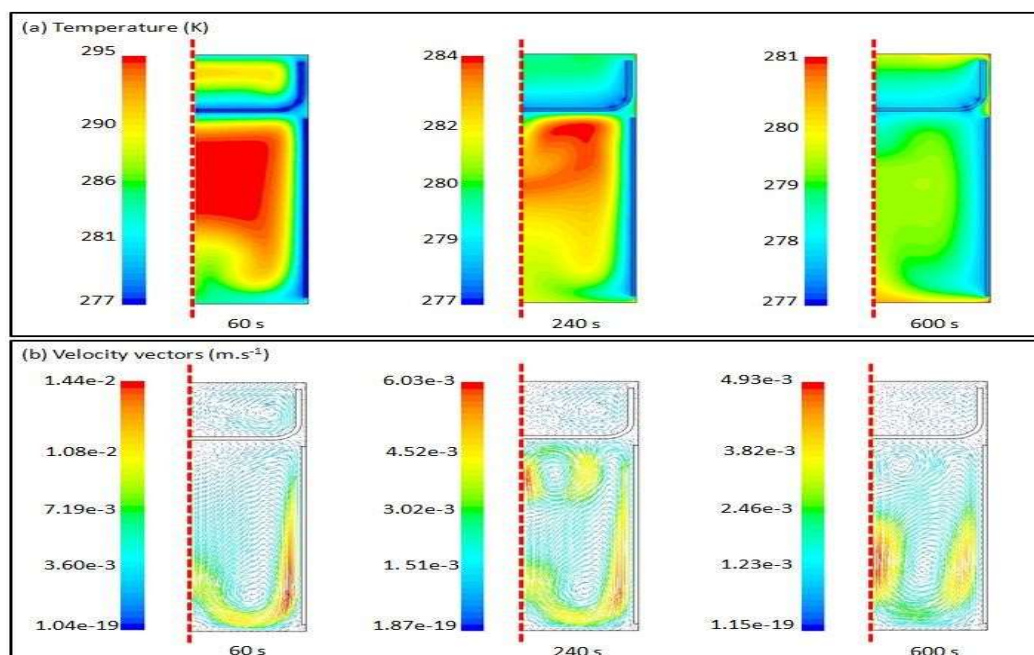


Figure 3.10. (a) Cartographies de la température à l'intérieur du réfrigérateur ; (b) Cartographies de vecteurs de vitesse (2ème configuration).

7.1.3. Étude du 3^{ème} cas : 3^{ème} configuration

Les contours des températures et des vecteurs de vitesse à différents instants (60, 240 et 600) dans les compartiments du réfrigérateur pour le 3^{ème} cas sont présentés sur la Figure 3.11. Par rapport au 2^{ème} cas, la distribution de la température est presque uniforme. De plus, la valeur de la température moyenne dans le compartiment est de 4°C inférieure à celle du 2^{ème} cas. Les vecteurs de vitesse pour le 3^{ème} cas, montrent de petites boucles de recirculation d'air entre les racks recouvertes de MCP. À travers l'espace de chaque support, l'air s'écoule vers le bas le long de la paroi verticale avec une vitesse croissante et atteint une valeur maximale dans la cavité inférieure. En même temps, dans la cavité inférieure, deux tourbillons qui circulent dans des directions opposées sont observés en raison de la différence de température en haut et en bas. Cette observation est en accord avec les contours de température de l'air dans le compartiment réfrigérateur comme illustré sur la figure 3.11.

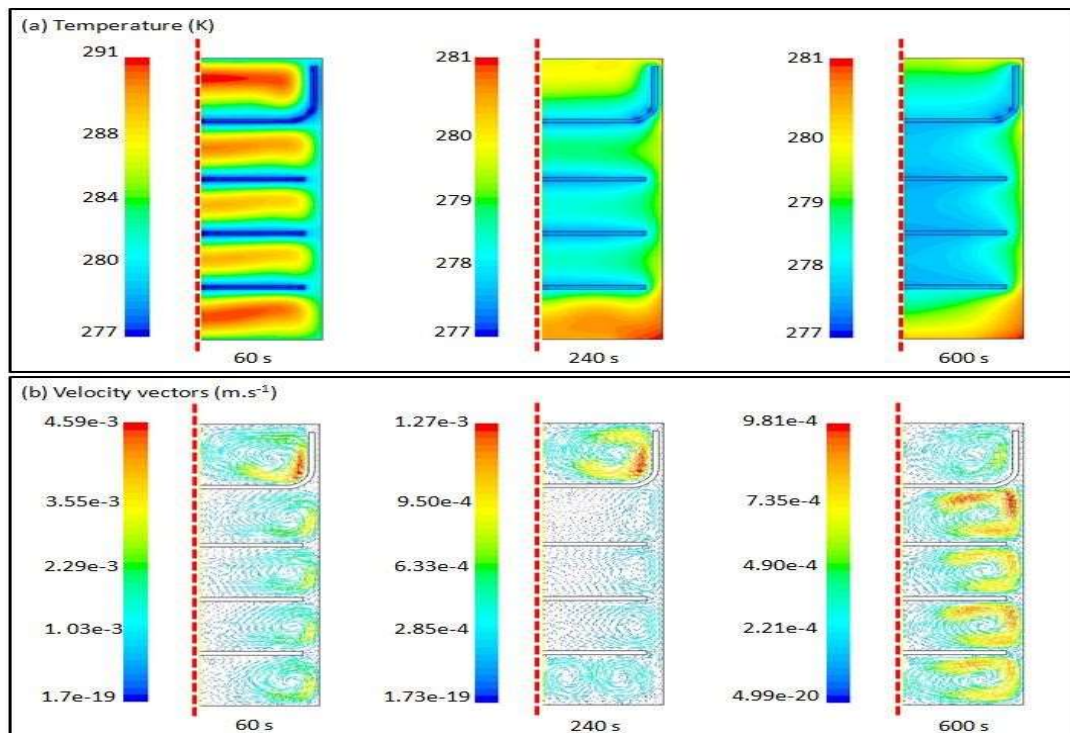


Figure 3.11. (a) Cartographies de la température à l'intérieur du réfrigérateur ; (b) Cartographies de vecteurs de vitesse (3^{ème} configuration).

7.1.4. Étude du 4^{ème} cas : 4^{ème} configuration

La distribution de la température pour le 4^{ème} cas (le compartiment est équipé de racks de MCP et d'une paroi verticale chargée de MCP) semble être très uniforme par rapport aux autres cas, comme le montre la Figure 3.12. En plus de la stratification thermique globale

dans le compartiment, la stratification est également observée entre les racks en raison d'un débit d'air négligeable.

Les contours de vitesse indiquent que le flux d'air est une combinaison des contours de 2^{ème} et 3^{ème} cas. Initialement, le flux d'air entre les racks recouverts de MCP a un comportement similaire à celui observé en 3^{ème} cas. Après quelques instants, de petites boucles d'air circulant entre les racks de MCP apparaissent. La vitesse du flux d'air diminue progressivement et se stabilise dans les cavités qui sont au milieu du compartiment.

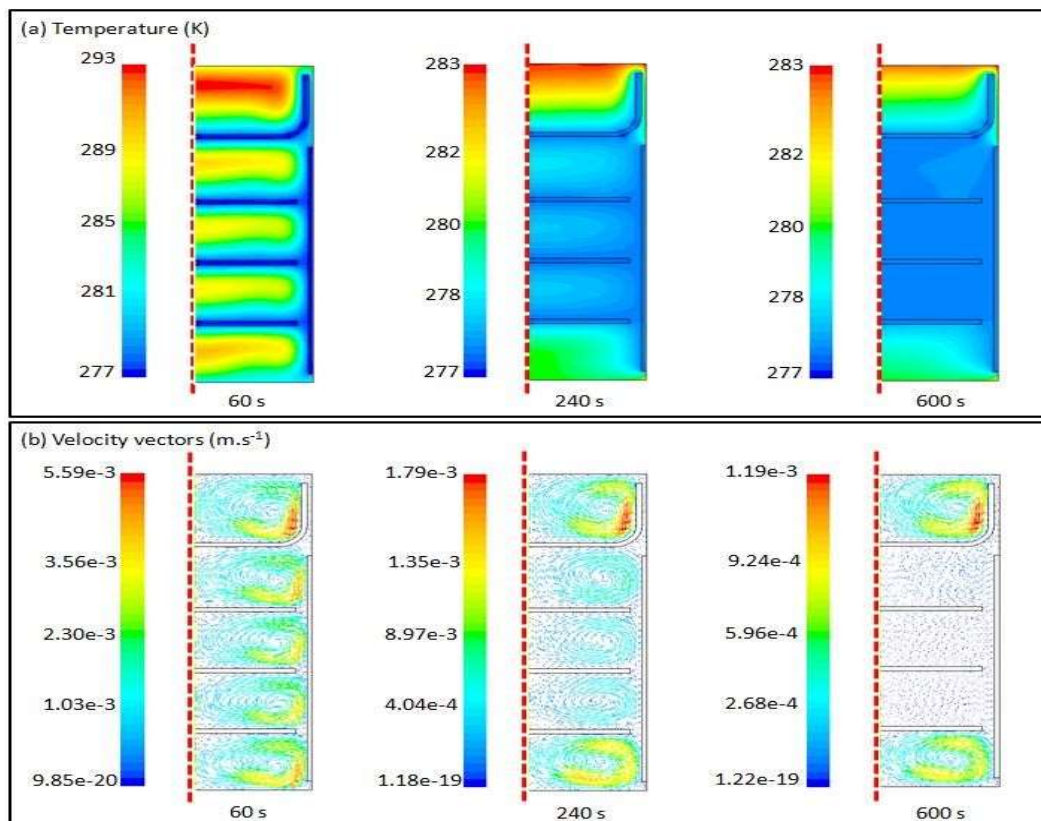


Figure 3.12. (a) Cartographies de la température à l'intérieur du réfrigérateur (b) Cartographies de vecteurs de vitesse (4ème configuration)

Ces cavités ont montré un meilleur mélange d'air en raison de la présence d'une paroi MCP verticale froide du réfrigérateur. Cependant, une circulation d'air est observée dans la cavité inférieure en raison de l'air chaud situé près de la paroi inférieure non adiabatique. Pour résumer, d'après les cas étudiés, la paroi verticale chargée de MCP affecte principalement le flux d'air en augmentant sa vitesse. Les racks recouverts de MCP améliorent considérablement le mélange d'air dans les cavités du compartiment réfrigérateur.

7.2. Comparaison entre les différents cas

Les performances des réfrigérateurs à différents emplacements de MCP à l'intérieur du compartiment réfrigérateur sont comparées pour identifier la conception la plus performante qui stabilise rapidement la température à l'intérieur du compartiment. L'évolution de la température moyenne et de la vitesse moyenne de l'air pour les quatre cas est présentée sur les Figures 13a et 13b. La stabilisation de la température de l'air est contrôlée par le taux de transfert de chaleur de l'air vers le MCP.

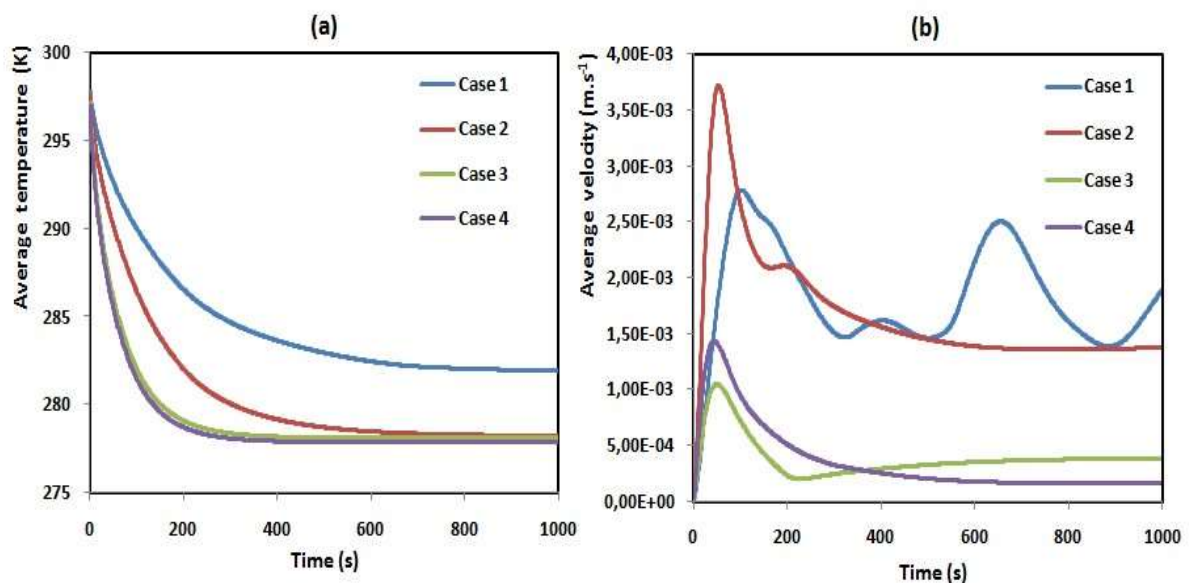


Figure 3.13. (a) Evolution de la température moyenne de l'air ; (b) Evolution de la vitesse moyenne de l'air pour les quatre cas étudiés.

La figure 3.13(a) montre que, pour le premier cas, un long temps (600 s) est pris pour réduire la température, par rapport au 2^{ème}, 3^{ème} et 4^{ème}. Une comparaison des trois nouveaux cas (2^{ème} cas, 3^{ème} cas et 4^{ème}) avec la configuration de base a indiqué une réduction de la durée de l'arrêt du compresseur respectivement de 67,5%, 85% et 86,66%. Par conséquent, le 4^{ème} cas est le plus favorable pour de meilleures performances de transfert de chaleur et pour atteindre la température de stabilisation à l'intérieur du compartiment, ce qui réduit à son tour la consommation de l'énergie.

D'après la figure 3.13 (b), on remarque que la vitesse moyenne de l'air prend plus du temps pour se réduire par rapport aux autres cas. Le quatrième cas présente une vitesse qui diminue rapidement. Cette diminution de la vitesse moyenne réduit la consommation de l'énergie.

7.3. Effet de la couverture des racks en MCP

On se propose de considérer, le 4^{ème} cas pour évaluer l'effet du pourcentage de couverture des racks en MCP sur la stabilité de la température de l'air dans le compartiment réfrigérateur. Pour cela, des simulations sont faites pour différents pourcentage de couverture en MCP dans les racks (10%, 50%, 75% et 90%). Les mêmes conditions initiales et aux limites sont utilisées. Les contours de la température et de la vitesse de l'air dans le compartiment après 240s à différents pourcentages de couverture en MCP sont illustrés sur la figure 3.14.

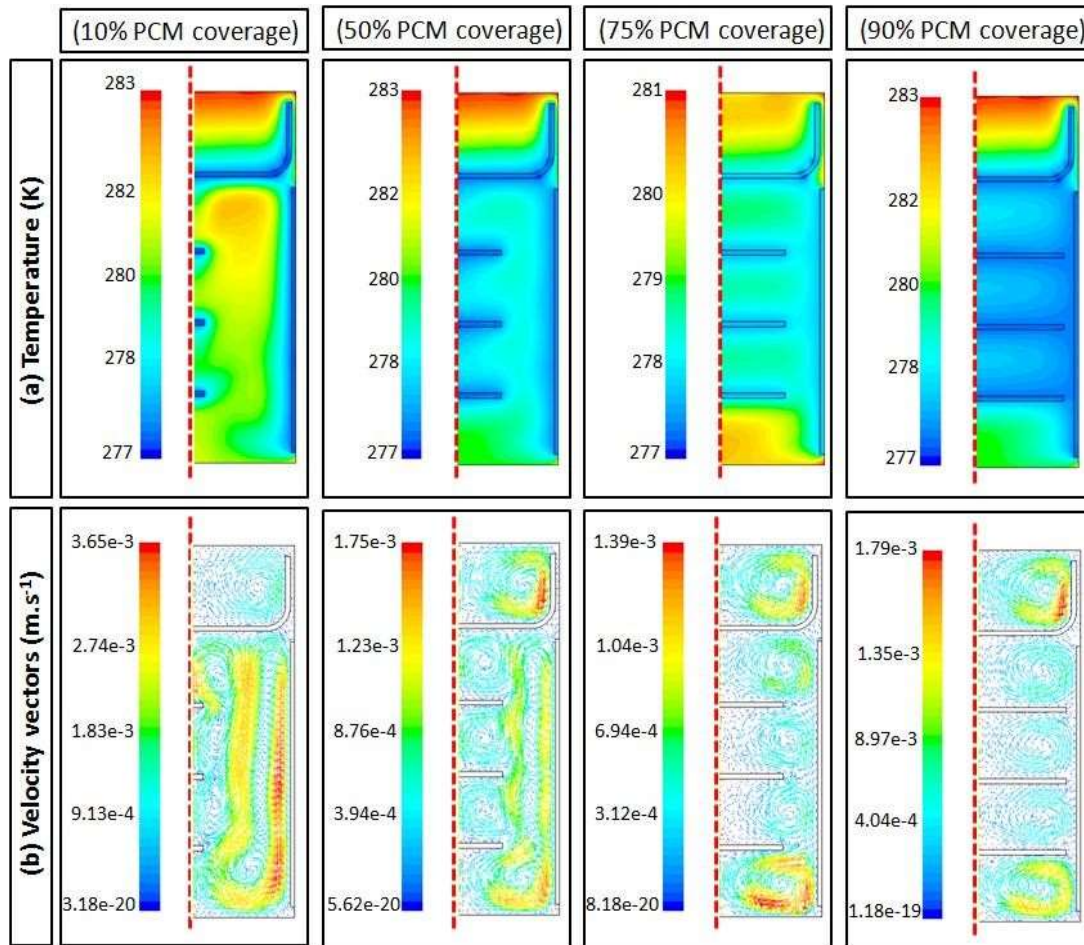


Figure 3. 14. Cartographies de la température et de vecteurs de vitesse aux différents pourcentages de couverture de racks en MCP.

Pour tous les cas, une stratification thermique est observée avec une zone froide au milieu du compartiment réfrigérateur et une zone chaude en haut et en bas. De plus, une zone froide est également observée le long de la paroi verticale du MCP. Lorsque la couverture en MCP augmente, la température de l'air entre deux racks est plus basse que celle de la cavité inférieure. En haut du compartiment, la température est relativement uniforme dans tous les cas. Le champ de température est considérablement affecté par la couverture en MCP à l'intérieur des racks. Pour les racks avec 10% de couverture en MCP, on observe une

température légèrement plus basse au fond et une température légèrement plus élevée au milieu par rapport à tous les autres cas. D'après la **Figure 3.15**, on observe que la présence des racks a un effet sur la circulation de l'air. Cependant, cet effet est important pour 10% et 50% de couverture en MCP. Cela peut s'expliquer par la présence de l'écart accru entre les racks et la paroi verticale de MCP qui facilite la circulation de l'air.

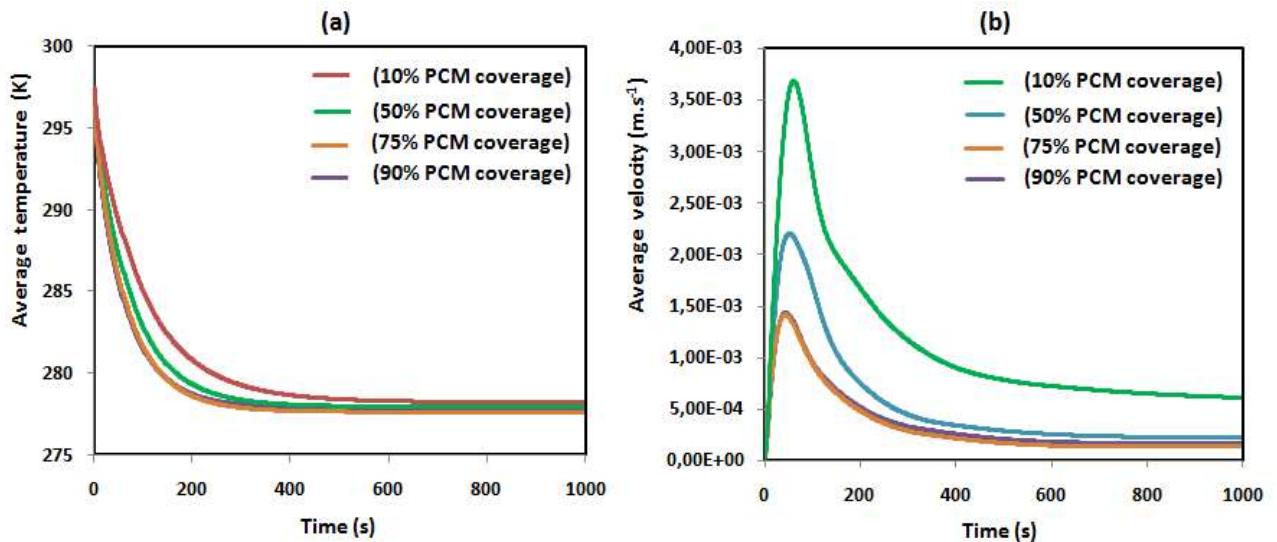


Figure 3.15. (a) Evolution de la température moyenne de l'air aux différents pourcentages de couverture de racks en MCP.

On peut donc noter que les racks en MCP doivent être placés loin de la paroi verticale de MCP, afin d'améliorer la circulation de l'air à l'intérieur du compartiment. La variation de la température moyenne et de la vitesse de l'air dans le compartiment réfrigérateur est illustrée sur la **figure 3. 15**. En l'examinant, on note que l'augmentation de la couverture des racks en MCP de 10% à 50% réduit l'intervalle de temps de 42%. La température moyenne de l'air a aussi diminué de 25 °C à 5 °C).

Par contre, lorsque la couverture des racks en MCP est passée de 75% à 90%, il n'y a pas eu de changement significatif dans l'intervalle de temps. En outre, il est observé que la vitesse du flux d'air peut être diminuée en augmentant la couverture des racks en MCP à une valeur particulière (75%). Ainsi, si le compartiment avec un transfert de chaleur plus efficace est souhaitable, l'augmentation de la couverture des racks en MCP au-delà de cette valeur n'a aucun effet significatif.

Cela peut s'expliquer par le fait que le nombre de Raleigh diminue avec l'augmentation de la couverture en MCP, et l'échange de chaleur convectif entre l'air et le MCP diminue. En

revanche, lorsque la couverture MCP augmente, l'air échange de la chaleur avec une grande surface maintenue à la température de changement de phase. Ces deux phénomènes opposés expliquent l'effet négligeable de la couverture MCP lorsqu'elle est augmentée de plus de 75%

8. Conclusion

Dans ce travail, une nouvelle conception d'un échangeur de chaleur MCP a été réalisée. Sur la base de cette conception, un banc d'essai expérimental a été développé pour mener une série d'études expérimentales afin de minimiser la consommation d'énergie du réfrigérateur domestique. Les résultats expérimentaux montrent que, dans les conditions d'essai standard, la consommation du réfrigérateur domestique avec l'échangeur de chaleur MCP est réduite de 12% et le coefficient de performance (COP) a augmenté de 8% par rapport au réfrigérateur sans MCP. De plus, afin d'étudier l'effet de l'emplacement du MCP sur les champs de température et de vitesse, quatre configurations ont été simulées numériquement. Les conclusions suivantes peuvent être considérées :

- Pour intégrer efficacement un échangeur de chaleur MCP dans un compartiment réfrigérateur, il est nécessaire d'utiliser des emplacements différents de MCP dans l'évaporateur, les parois et les grilles du compartiment, ce qui permet de stabiliser et d'homogénéiser rapidement la température. Cela augmente le temps de l'arrêt du compresseur et minimise ainsi la consommation d'énergie du réfrigérateur.
- Une comparaison des trois nouveaux cas (2^{ème} cas, 3^{ème} et 4^{ème} cas) avec la configuration de base (1^{er} cas) a indiqué une réduction de la durée de l'arrêt du compresseur respectivement de 67,5%, 85% et 86,66%. Par conséquent, le 4^{ème} cas est plus favorable. Il présente de meilleures performances de transfert de chaleur et permet d'atteindre rapidement la température de stabilisation à l'intérieur du compartiment réfrigérateur
- On constate que, pour le 4^{ème} cas, une véritable optimisation de la couverture en MCP dans les racks est nécessaire pour assurer le stockage thermique. Les racks avec une couverture en MCP plus élevée ont des performances plus favorables pour atteindre la température de stabilisation à l'intérieur du compartiment. Cependant, il existe une limite au-delà de laquelle l'augmentation de la couverture en MCP dans les racks de plus de 75% n'entraîne pas de réduction significative du temps pour atteindre la température de consigne.

□ La simulation CFD développée dans l'étude a pour objectif de mettre en évidence l'effet des conditions de fonctionnement sur les champs de température et de vitesse. Il est prévu que l'utilisation de variables telles que la température de l'évaporateur (paramètre lié au réglage du thermostat par le consommateur), les dimensions de l'évaporateur (paramètre lié à la conception), l'emplacement de la charge thermique à l'intérieur du compartiment réfrigérateur, etc., dans les études de simulation contribueront beaucoup à comprendre l'utilisation de MCP pour les réfrigérateurs domestiques.

Références

- [1] A.P. Simard, M Lacroix, Study of the thermal behaviour of a latent Heat cold storage unit operating under frosting conditions, *Energy Convers. Mana.* 44 (2003) 1605-1624.
- [2] S. Ben Amara, O. Laguerre, M-C. Charrier Mojtabi, B. Lartigue, D. Flick, PIV measurement of the flow field in a domestic refrigerator model: Comparison with 3D simulations, *Int. J. of Refrigeration* 31 (2008) 1328-1340.
- [3] P. Binneberg , E. kraus , H. Quack , Reduction in power consumption of household refrigerators by using variable speed compressors, *Int. Refrigeration and Air Conditioning Conference* (2002). Paper 615. Available from: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc>.
- [4] P. Roth, energy saving on the High Pressure Side of a Refrigerating Plant. KI 03/2008, pp.30-35.
- [5] D. Onyejekw, Cold storage using eutectic mixture of NaCl/H₂O : an application to photovoltaic Compressor Vapours freezers, *Sol. Wind Tecg.* , 6 (1989)11-8.
- [6] F. Wang, G.Maidment, J.Missenden, R. Tozer, The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 1: experimental invesigation, *Appl.Therm.Eng.*27 (2007)2893-2901.
- [7] F.Wang, G. Maidment, J. Missenden, R. Tozer, The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 2: dynamic simulation model for the combined system, *App.Therm.Eng.*27 (2005)2902-2910.
- [8] F.Wang, G.Maidment, J. Missenden, R. Tozer, The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 3: MCP for control and energy savings, *Appl.Therm.Eng.*27(2007)2911-2918.
- [9] K. Azzouz, D. Leducq, D.Gobin, Performance enhancement of a household refrigerator by addition of latent Heat storage, *Int.J.Refrigeration* 31(2008)892-901.
- [10] K. Azzouz, D. Leducq, D.Gobin, Enhancing the performance of household refrigerators with latent Heat storage: an experimental investigation, *Int. J.Refrigeration* 32(2009)1634-1644.

- [11] Y.L.Lu, W.H.Zhang, P. Yuan, M.D. Xue, Z.G. Qu, W.Q. Tao, Experimental study of Heat transfer intensification by using a novel combined shelf in food refrigerated display cabinets (Experimental study of a novel cabinets), *Appl. Therm.Eng.*30(2010) 85-91.
- [12] B. Gin, M.M. Farid, P.K.Bansal, Effect of door opening and defrost cycle on a freezer with phase change panels, *Energy Convers. And Manag.* 51(2010)2698-2706.
- [13] Y.T. Ge, S.A. Tassou, A. Hadawey, Simulation of multi-deck medium temperature display cabinets with the integration of CFD and cooling coil models, *App.En.*87(2010)3178-3188.
- [14] E. Oro, L. Miro, M.M. Farid, L.F. Cabeza, Improving thermal performance of freezers using phase change materials, *Int. J. Refrigeration* 35(2012) 984-991.
- [15] Wen- Long Cheng, Bao-Jun Mei, Yi-Ning Liu, Yong-Hua Huang, Xu- Dong Yun, A novel household refrigerator with shape-stabilized MCP (Phase Change Material) Heat storage condensers : An experimental investigation, *Energy* 36(2011) 5797-5804.
- [16] MD.Imran Hossen Khan Hasan M.M. Afroz, Effect of phase change material on compressor on-off cycling of a household refrigerator, *Sc. Tech. Built Env.* 21(2015) 462-468.
- [17] G. Sonnernrein , A. Elsner , E. Baumhogger , A. Morbach , K. Fieback, J. Vrabec, Reducing the power consumption of household refrigerators through the integration of latent Heat storage elements in wire-and-tube condensers, *Int. J. of refrigeration* 51(2015) 154-160.
- [18] O.Laguerre, D.Flick, Heat transfer by natural convection in household refrigerators, *J Food Eng.* 62(2004) 79-88.
- [19] V.T. Lacerda, C. Melo , J.R. Barbosa , P.O.O. Duarte , Measurements of the air flow field in the freezer compartment of a top-mount no-frost refrigerator : the effect of temperature, *Int. J. of Refrigeration* 28(2005) 774-783.
- [20] O. Laguerre, S. Ben Amara , J. Moureh , D. Flick , Numerical simulation of air flow and Heat transfer in domestic refrigerators , *J. of Food Eng.* 81 (2007) 144-156.
- [21] I.S. Lee, S.J. Beak, M.k. Chung, D. Rhee, A study of air flow characteristics in the refrigerator using PIV and computational simulation, *J. Flow Visual. Im.Pro.*6 (1999)333-342.
- [22] M. Cheralathan, R.Velraj, S. Renganarayanan, Performance analysis on industrial refrigeration system integrated with encapsulated PCM-base cool thermal energy storage system, *Int.J.Energy Res* 31 (2007) 1398-1413.

- [23] I. Marchi Neto, A. Padilha, V.L. Scalon, Refrigerator COP thermal storage, *Appl. Therm. Eng.* 29 (2009) 2358-2364.
- [24] B. Gin, M.M. Farid, The use of PCM panels to improve storage condition of frozen food. *J. Food Eng.* 100 (2010) 372-376.
- [25] A.C. Marques, G.F. Davies, J.A. Evans, G.G. Maidment, I.D. Wood, Theoretical modeling and experimental investigation of a thermal energy storage refrigerator, *Energy* 55(2013)457-465.
- [26] M.M. Joybari, F. Haghighat, J. Moffat, S. Paul, Heat and cold storage using phase change materials in domestic refrigeration systems : The state of the art review, *J. Energy and buildings*, 106(2015) 111-124.
- [27] M.I.H. Khan, H.M. Afroz, Diminution of temperature fluctuation inside the cabinet of a household refrigerator using phase change material, *Recent Adv. Mech. Eng. (IJMECH)* (2014) 43-52.
- [28] M. Berdja, B. Abbad, M. Laidi, F. Yahi, M. Ouali, Numerical simulation of a phase change material (PCM) in a domestic refrigerator powered by photovoltaic energy , *ICHMT Digital Library Online* (2012).
- [29] W. Cheng, M. Ding, X. Yuan , B. Han, Analysis of energy saving performance for household refrigerator with thermal storage of condenser and evaporator. *J. Energy Con. Manag.* 132(2017) 180-188.

Chapitre 4 : Étude Numérique d'Un Capteur Solaire à Tube Sous Vide Intégrant Un Nano-MCP Comme Système de Stockage Latent

1. Introduction

L'énergie solaire thermique est la plus intéressante parmi les autres sources d'énergie renouvelable, en raison de sa propreté et de son abondance dans de nombreuses régions du monde. Le capteur thermique solaire est le composant principal de toute application solaire thermique. Il absorbe le rayonnement solaire provenant du soleil, le convertit en chaleur et transfère la chaleur au fluide caloporteur (généralement de l'air, de l'eau ou de l'huile) qui le traverse.

Le chauffage solaire n'est pas une nouvelle technologie, mais des techniques avancées, pour augmenter l'absorption des rayonnements solaires et la plage de température de sortie, sont récemment mises en évidence. Dans ce chapitre nous présentons un modèle numérique d'un capteur solaire à tube sous vide intégrant un Nano-MCP et utilisant des ailettes métalliques.

2. État de l'art

Récemment, différents types de capteurs solaires sont utilisés dans le chauffage au moyen de l'énergie solaire thermique. Les capteurs solaires à tube sous vide sont classés en deux groupes ; les tube sous vide en verre simple et les tube Dewar [1]. Ces deux groupes de capteurs solaires à tube sous vide présentent de nombreuses configurations telles que la disposition des tubes en forme de U, le caloduc ou le contact direct avec le liquide.

Le stockage de l'énergie thermique peut atténuer l'inadéquation temporaire entre l'offre et la demande [2]. En effet, les matériaux à changement de phase (MCPs) sont largement utilisés pour le stockage de l'énergie thermique en raison de leur excellente capacité de stockage de l'énergie [3-4-5]. Cependant, certains MCPs, comme la paraffine, présentent l'inconvénient d'une faible conductivité thermique. Pour renforcer les performances de transfert de chaleur des MCP, le stockage de l'énergie thermique utilisant des MCPs et des ailettes a attiré une attention croissante des chercheurs [6,7].

Kabeel et al. [8] ont mené une expérience pour étudier les performances des aérothermes solaires plats et à plaques ondulées en V en utilisant de la paraffine comme MCP. Ils ont

montré que la température de sortie de l'air était considérablement améliorée et que l'efficacité quotidienne était 12% plus élevée lorsque le MCP était utilisé.

La première étude, où un stockage compact utilisant du MCP est intégré avec un capteur à tube sous vide, a été publiée en 2006 par Riffat et al [9]. Ensuite, de nombreuses études relatives aux tubes sous vide intégrant le MCP ont été rapportées. Selon ces études, l'intégration se fait de deux manières. La première consiste à placer du MCP dans le collecteur du capteur en contact direct avec un caloduc [10]. La deuxième méthode d'intégration du MCP au collecteur solaire à tube sous vide consiste à maintenir le MCP avec la structure du tube du capteur [11,12].

Raed Set al [13] ont présenté un modèle numérique de capteur solaire à tube sous vide en utilisant la cire de paraffine comme matériau à changement de phase pour bénéficier de l'énergie stockée dans ce matériau. Ensuite, la chaleur stockée est transférée à l'eau. Les résultats ont prouvé qu'avec et sans charge, les performances thermiques du système sont supérieures à celles sans MCP. Selon ce système, il est constaté que l'eau avec une température supérieure à 35 ° C peut être fournie pendant la nuit ou en l'absence de source de flux de chaleur.

Papadimitratos et al. [14] ont présenté des matériaux à changement de phase intégrés (MCP) avec des capteurs solaires à tubes sous vide pour le chauffage de l'eau. Dans ce cas, le caloduc a été immergé à l'intérieur du MCP, qui est contenu dans le tube de verre intérieur. Le MCP absorbe et stocke de l'énergie thermique du caloduc pendant le cycle de charge. Ils ont utilisé deux MCP, qui sont le tritriacontane et l'érythritol, avec des températures de fusion de 345 K et 391 K, respectivement. Les résultats ont trouvé que l'efficacité du système s'est améliorée de 26% pour le fonctionnement normal par rapport aux chauffe-eau solaires standard sans matériaux à changement de phase (MCP).

Eslamnezhad et al. [15] ont étudié le transfert de chaleur pour les MCP dans un capteur solaire à tube en U sous vide avec des dispositions sélectionnées d'ailettes. Les résultats ont montré que les ailettes raccourcissaient efficacement le temps de fusion de MCP.

Lorenzini et al. [16] ont réalisé une optimisation géométrique de l'assemblage d'ailettes en forme de Y en utilisant une conception constructive. La résistance thermique globale optimale est déterminée à partir d'une étude paramétrique. En outre, de nombreuses recherches [17-18-19] ont été menées pour étudier numériquement l'effet d'un caloduc à ailettes sur le processus

de stockage/déstockage de l'énergie thermique. Les résultats ont indiqué que, bien que la capacité de stockage d'énergie ait diminué avec l'immersion du caloduc à ailettes, l'amélioration du transfert de chaleur était plus attrayante.

Mohamed et al [20] ont étudié expérimentalement l'effet d'une couche de cire de paraffine externe sur les performances du capteur solaire à tube sous vide. Cette couche de cire a agi comme un MCP de stockage thermique. De plus, il était considéré comme un isolant thermique pendant la nuit, en raison de sa faible conductivité thermique. Ils ont noté une amélioration de l'énergie captée lors de la couverture du collecteur la nuit. L'amélioration est due à la diminution des pertes de chaleur par convection de la couche MCP. L'efficacité instantanée de ce système se situait entre 22% et 80%.

Les chercheurs ont tenté aussi d'intégrer des nanoparticules au lieu de matériaux à changement de phase au capteur solaire à tube sous vide. Par exemple, Liangdong Ma et al. [21] ont étudié les caractéristiques de transfert de chaleur d'un tube de capteur solaire à tube en U sous vide. Ils ont utilisé le graphite comme nanoparticules en différentes quantités. Les résultats ont montré qu'avec l'utilisation du graphite comme nanoparticule, le gain de chaleur total du système a été augmenté

Narayanan et al [22] ont étudié expérimentalement un chauffe-eau solaire passif. Un nano-composite MCP- graphite a été utilisé comme matériau de stockage d'énergie thermique. Le MCP nano composite a été rempli dans un bloc de cuivre entouré d'un tube de cuivre enroulé pour assurer la circulation de l'eau dans des fins de chauffage. Les bobines de cuivre ont ensuite été isolées avec une isolation multicouche pour éviter la perte de chaleur dans l'environnement. Il a été signalé que l'utilisation de nano-composites MCP dans le système de chauffage solaire de l'eau a produit une amélioration du taux de charge et une diminution du taux de décharge, ce qui a entraîné une augmentation de l'efficacité globale du système de chauffage solaire de l'eau.

Liu et al [23] ont présenté une étude numérique concernant les capteurs solaires directs et à haute température en utilisant le graphène comme nano fluide. Le modèle a montré que l'efficacité du récepteur augmente avec l'augmentation de la concentration solaire et avec la concentration du graphène sous l'intensité solaire incidente. Dans cette étude, ils ont mis en évidence l'effet de la combinaison des trois paramètres : l'intégration de MCP, des nanoparticules et de l'utilisation des ailettes.

3. Objectif du travail

Dans ce travail, un nouveau capteur solaire à tube sous vide intégrant un Nano-MCP avec des ailettes métalliques est présenté et étudié numériquement. Le modèle mathématique numérique de transfert de chaleur à changement de phase est mis en évidence. L'effet de l'ajout de nanoparticules de Cu à la cire de paraffine sur les performances du système a été étudié. Le transfert de chaleur pendant le processus de stockage d'énergie est simulé à l'aide du logiciel Fluent. En outre les caractéristiques de changement de phase solide-liquide de la paraffine à l'intérieur du système sont analysées. En plus, une analyse d'optimisation des paramètres de structures telles que les ailettes (épaisseur des ailettes et espacement des ailettes) est effectuée. Les résultats ont montré que l'ailette métallique a un grand effet sur le transfert de chaleur à changement de phase de la paraffine dans le capteur solaire à tube sous vide et que l'ajout du Nano-MCP dans le capteur solaire à tube sous vide augmente son efficacité.

4. Présentation du modèle physique

Le capteur solaire est composé d'un tube sous vide en verre, d'un tube en cuivre placé à l'intérieur du tube sous vide, d'un composant MCP thermique et d'ailettes métalliques comme illustré sur **la Figure 4.1**. Le fluide caloporteur s'écoule (huile) à travers le tube qui est à l'intérieur du tube à sous vide. Pour améliorer l'efficacité du transfert de chaleur, les ailettes métalliques sont uniformément réparties à l'extérieur de ce tube.

La paraffine dont les propriétés thermo physiques mentionnées dans le tableau 4.1 est utilisée comme matériau à changement de phase et elle est remplie dans le tube sous vide. La longueur du tube sous vide est de 571mm. Son diamètre est de 58 mm. Le tube en cuivre placé à l'intérieur du tube en verre sous vide est coaxial avec le tube solaire sous vide. Son diamètre intérieur est 4mm).

Pour étudier l'effet des caractéristiques de changement de phase sur le capteur solaire à tube sous vide, la structure du capteur est simplifiée. L'épaisseur du tube à l'intérieur est négligée en raison de la conductivité relativement élevée du matériau (cuivre).

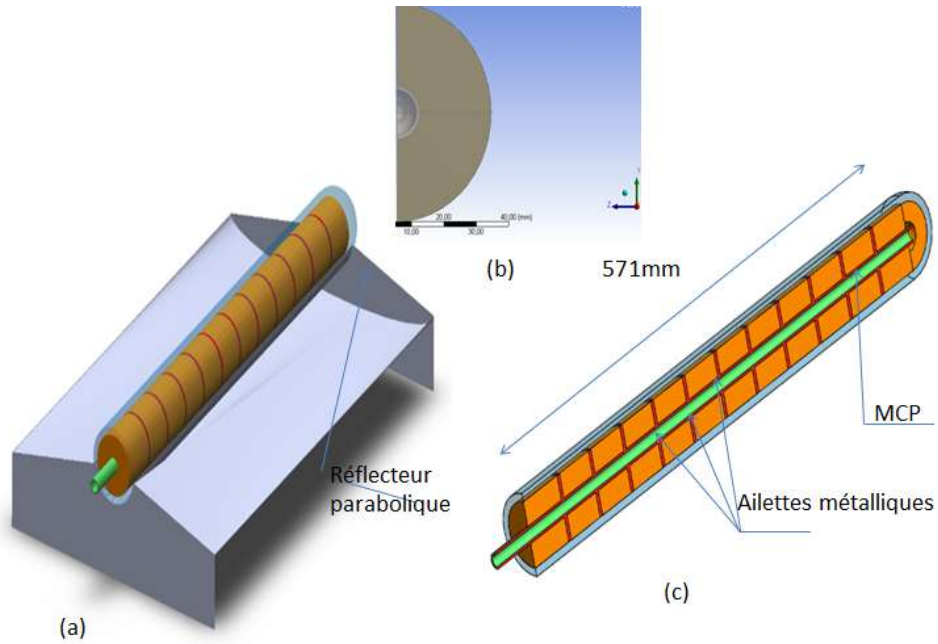


Figure 4.1. Modèle physique proposé ; (a) : Géométrie 3D du capteur solaire à tube sous vide en verre ; (b) : coupe transversale du capteur à tube sous vide (c) coupe longitudinale du capteur solaire à tube sous vide.

Matériaux	Cire de paraffine pure	Cire de paraffine + 1%Nano-Cu	Cire de paraffine + 2% Nano-Cu
Échantillons	Échantillon 1	Échantillon 2	Échantillon 3
Température de solidification (°C)	58.84	58.52	57.82
Masse volumique ρ (kg/m ³)	908.6	922	932
Conductivité thermique λ (W/m°C)	0.172	0.196	0.226
Chaleur spécifique C_p (J/kgK)	2981	2924	2864
Chaleur latent (kJ/kg)	166.7	160.3	172.2

Tableau. 4.1. Propriétés thermo physiques des MCP et Nano-MCP utilisés [24]

Masse volumique ρ (kg/m ³)	836
Chaleur spécifique C_p (J/kgK)	2250
Conductivité thermique λ (W/mK)	0.136
Viscosité dynamique (kg/ms)	0.014

Tableau 4.2 propriétés thermo physiques de fluide caloporteur (huile)

5. Modélisation mathématique du problème

Un modèle numérique basé sur des modèles d'enthalpie-porosité et de fusion / solidification a été établi pour décrire le processus de changement de phase du Nano-MCP. Ce modèle considère les hypothèses simplificatrices suivantes :

- (1) Le MCP est homogène et isotrope
- (2) Le changement de phase se produit dans une plage de température spécifiée
- (3) Le processus de transfert de chaleur tient compte de la conduction thermique et de la convection naturelle, (supposée laminaire)
- (4) La résistance thermique des tubes en cuivre est négligée.
- (5) L'écoulement est supposé laminaire. Le fluide caloporteur (l'huile) est newtonien, incompressible avec des propriétés thermo physiques constantes
- (6) Les propriétés thermiques du MCP utilisé sont constantes
- (7) L'énergie solaire transférée au fluide caloporteur est considérée comme égale à la différence entre le rayonnement solaire incident et la perte thermique à travers le tube de verre. Dans la présente étude, pour simplifier les calculs sans perte de précision significative, le gain de chaleur net est considéré comme égal à 80% du rayonnement solaire incident.

5.1. Équations régissant le modèle de fusion et de solidification du MCP et nano-MCP

Les équations régissant l'analyse transitoire de la fusion du Nano-MCP et de la chaleur transférée au fluide caloporteur (HTF) pendant le processus de charge et de décharge (équations de continuité, quantité de mouvement et de l'énergie) sont données comme suit

Équation de continuité

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (4.1)$$

Ou ρ et \vec{V} sont respectivement la masse volumique et la vitesse du MCP fondu.

Équation de quantité de mouvement

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \rho \vec{V} \cdot \nabla (\vec{V}) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} + \rho \vec{g} (T - T_{ref}) + \vec{S} \quad (4.2)$$

Où p est la pression, μ est la viscosité dynamique du MCP liquide, \vec{g} est le vecteur de gravité, T_{ref} est la température de référence, S est le terme source.

Équation de l'énergie

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \cdot h) = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (4.3)$$

Où h et k sont respectivement l'enthalpie et la conductivité thermique du milieu. L'enthalpie, h est exprimée par l'Eq suivante :

$$h = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T C_p dT + fL \quad (4.4)$$

Où h_{ref} et L sont respectivement l'enthalpie à la température de référence T_{ref} et la chaleur latente de changement de phase.

Pour le cas du Nano-MCP, la masse volumique, la conductivité thermique et la chaleur spécifique du Nano- MCP sont reportées dans le tableau 4.1.

La fraction liquide f du MCP est définie comme suit

$$f = \begin{cases} 0 & \text{si } T < T_{solidus} \\ \frac{T - T_S}{T_S - T_l} & \text{si } T_{solidus} < T < T_{liquidus} \\ 1 & \text{si } T_{liquidus} < T \end{cases} \quad (4.5)$$

6.Efficacité horaire

Le gain de la chaleur utile s'écrit comme suit

$$Q_u = \dot{m}_{huile} C_{phuille} \Delta T_{huile} \quad (4.6)$$

Avec \dot{m} est le débit massique du fluide caloporteur, $C_{p(huile)}$ est la chaleur spécifique de l'huile et ΔT_{huile} est la différence de température de l'huile.

Lorsqu'on ajoute des nanoparticules de cuivre dans le MCP, le gain en puissance utile peut être exprimé en trois parties qui tiennent compte de la chaleur sensible (dans les phases liquides et solides) et de la chaleur latente (lors de changement de phase).

- Le gain en puissance lorsque le MCP est à l'état solide est écrit comme suit :

$$Q_u = \frac{m_{MCP} C_{Ps(MCP)} \Delta T_{S,MCP}}{3600} \quad (4.6)$$

Avec m_{MCP} est la masse du MCP et C_{Ps} est la chaleur spécifique du MCP à l'état solide et $\Delta T_{S,MCP}$ est la différence de température du MCP.

- Le gain en puissance durant le changement de phase

$$Q_u = \frac{m_{MCP} L_{MCP}}{3600} \quad (4.7)$$

Avec L_{MCP} est la chaleur latente du MCP

- Le gain en puissance lorsque le MCP est à l'état liquide est écrit comme suit :

$$Q_u = \frac{m_{MCP} C_{PL(MCP)} \Delta T_{L,MCP}}{3600} \quad (4.8)$$

Avec C_{PL} est la chaleur spécifique du MCP à l'état liquide et $\Delta T_{L,MCP}$ est la différence de température du MCP

6.1. Efficacité durant le jour et la nuit sans MCP

$$\eta = \frac{Q_u}{SG_T} = \frac{\dot{m}_{water} C_{p_{water}} \Delta T_{water}}{SG_T} \quad (4.9)$$

6.2. Efficacité Durant le jour et la nuit avec MCP

$$\eta = \frac{\dot{m}_{water} C_{p_{water}} \Delta T_{water}}{SG_T + \frac{m_{PCM} C_{p_{PCM}} \Delta T_{PCM}}{3600} + \frac{m_{PCM} L_{PCM}}{3600}} \quad (4.10)$$

7. Méthode de résolution numérique

Pour résoudre le problème numériquement, un logiciel commercial CFD (FLUENT 16.2) basé sur l'approximation de volume fini a été utilisé. Des mailles tétraédriques non structurées sont utilisées pour générer les éléments discrets pour tous les domaines du capteur solaire à tube sous vide en supposant que le problème est symétrique. (Figure 4.2)

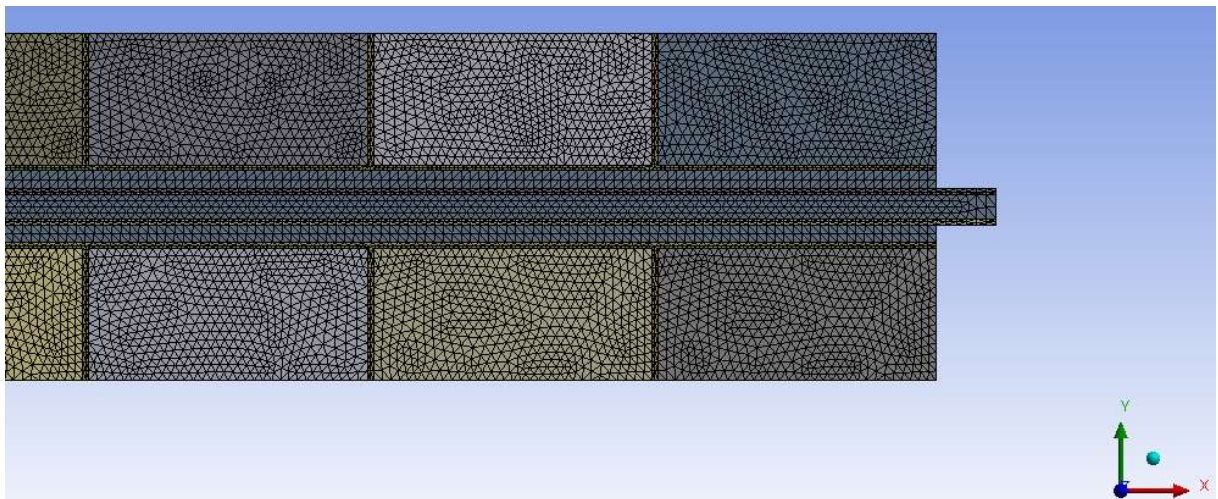


Figure 4.2. Le diagramme schématique de maillage de la géométrie 2D(en zoom)

8. Conditions initiales et aux limites

8.1. Conditions initiales

Initialement, les températures du MCP, du Nano-MCP et du fluide caloporteur (huile) sont supposées uniformes à travers le capteur solaire à tube sous vide ; elles sont fixées à 25 ° C

8.2. Conditions aux limites

- La paroi du tube en cuivre placé à l'intérieur du capteur solaire est définie comme couplée (paroi de couplage fluide-solide).

- A l'interface huile (fluide caloporteur) -eau

$$\lambda_{eau} \frac{\partial T}{\partial r}(r, z, t) = \lambda_{huile} \frac{\partial T}{\partial r}(r, z, t)$$

- La symétrie axiale($r=0$) permet d'écrire

$$\frac{\partial T}{\partial r}(0, z, t) = 0$$

- La paroi extérieure du capteur solaire à tube sous vide est adiabatique.

- Le flux du rayonnement solaire est variable durant toute la journée ; il est importé dans FLUENT par la méthode UDF (USER DEFINED FUNCTION). L'équation du flux en fonction du temps est un polynôme d'ordre 10.

- Le flux incident sur la surface supérieure du tube égale à 80% du rayonnement solaire et le flux incident sur la partie inférieure du tube est égal à 75 % du flux incident sur la surface supérieure du tube.

9. Résultats et discussions

La Figure 4.3 montre que seulement 80% de l'irradiance solaire est incidente sur la partie supérieure du tube sous vide [25]. En effet, l'énergie solaire absorbée par le revêtement absorbant sélectif est égale au rayonnement solaire incident, réduit par les pertes optiques. L'énergie solaire transférée au fluide caloporteur est estimée à 75% du rayonnement solaire incident [26]. Le flux incident, variable pendant toute la journée, atteint sa valeur maximale vers midi puis s'annule à 18h.00 (heure du coucher de soleil).

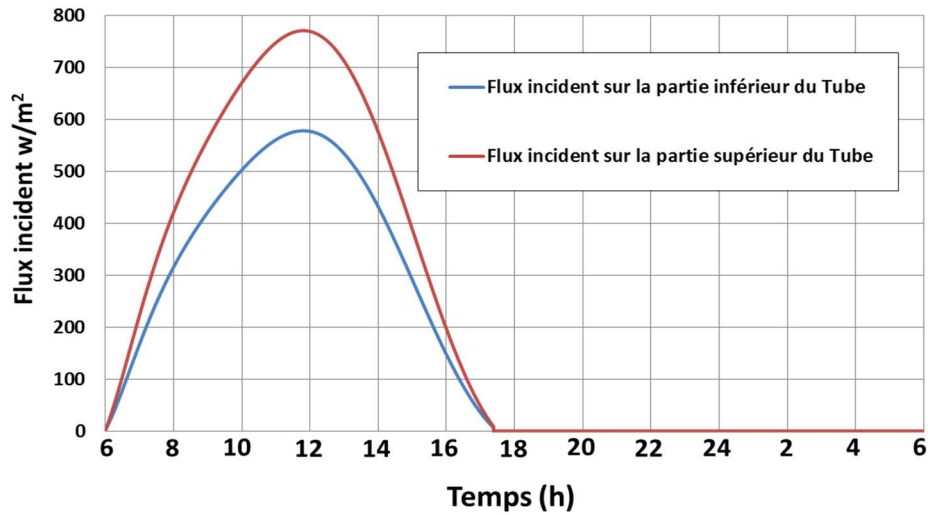


Figure 4.3.Évolution du flux surfacique incident sur la partie inférieure et la partie supérieure du tube sous vide durant une journée.

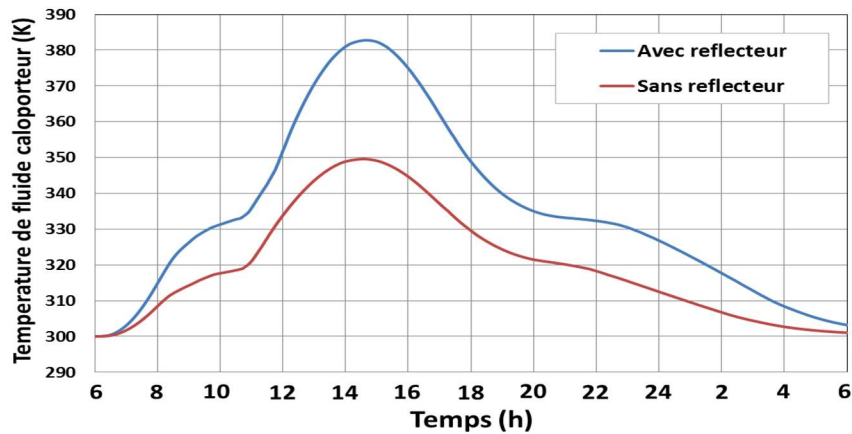


Figure 4. 4. Effet du réflecteur sur la température de sortie de fluide caloporteur

D'après la figure 4.4., on note que la température de sortie de fluide caloporteur évolue d'une façon plus importante dans le cas avec réflecteur que dans le cas sans réflecteur. En effet pour le premier cas la température de sortie atteint une valeur maximale qui de l'ordre de 383K à 15h.00 par contre pour le deuxième cas (sans réflecteur), la température de sortie de fluide caloporteur atteint une valeur maximale égale à 350 K à 15h.00 aussi.

9.1. Étude paramétriques

9.1.1. Effet l'intégration de MCP sur la température de sortie de fluide caloporteur

La figure 4.9 illustre l'évolution de la température de sortie du fluide caloporteur (huile) dans le capteur solaire à tube sous vide avec et sans MCP pour un cycle de stockage/déstockage en fonction du temps. Nous constatons d'abord que les deux cas présentent la même allure de courbes. Nous observons aussi que les deux profils montrent un déphasage (celui correspondant au cas de la température avec MCP atteint une valeur maximale (382 K) à peu près à 15h.00, alors que la température du deuxième cas (sans MCP) atteint son maximum (422K) à peu près à 12h.00. En effet, pendant la journée, la température du fluide caloporteur pour le cas avec MCP augmente d'une façon moins importante que la température du fluide caloporteur pour le cas sans MCP. Cela est dû au rayonnement solaire qui contribue à faire fondre le MCP qui à son tour stocke de la chaleur latente. Donc, la différence entre les deux maximums de température pour les deux cas est liée à la quantité de chaleur stockée. Pendant la nuit, on constate que la courbe de la température avec MCP est en dessus de celle sans MCP, cela indique que le MCP était capable de fournir la même quantité de chaleur déjà stockée pendant la journée.

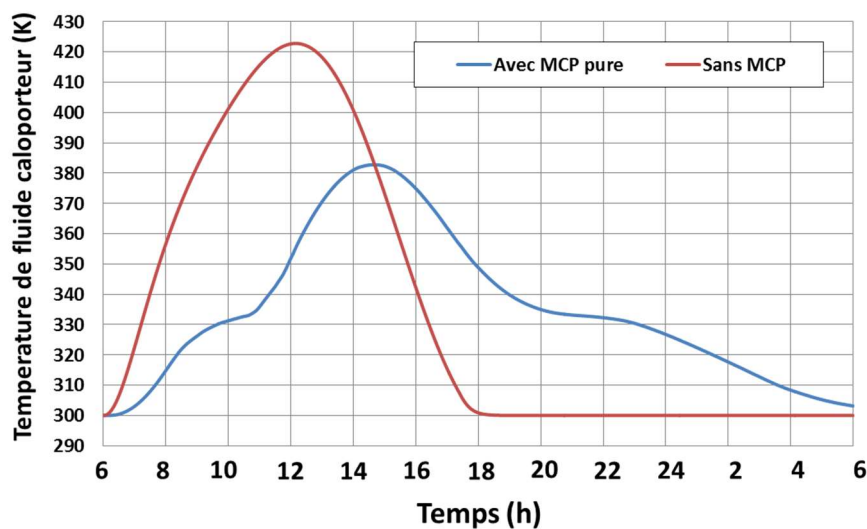


Figure 4.5. Évolution de la température de sortie de fluide caloporteur avec MCP et sans MCP durant une journée.

9.1.2. Effet de l'ajout de nanoparticules de Cu à la cire de paraffine sur la température de sortie de fluide caloporteur

L'effet de l'ajout de nanoparticules de Cu au MCP à deux concentrations massiques (1% de Cu et 2% de Cu) sur la température de l'huile (fluide caloporteur) est étudié et comparé au cas où le capteur solaire à tube sous vide est rempli de MCP uniquement. Les résultats montrent que l'augmentation de la quantité de nanoparticules de Cu dans le MCP par rapport au cas avec seulement du MCP fait augmenter également la température de sortie de fluide caloporteur. En effet un ajout de 1% de la teneur de Cu à la cire de paraffine fait augmenter la température de sortie de fluide caloporteur d'environ 2K. Le matin, les nanoparticules stockent plus d'énergie thermique que le MCP sans nanoparticules et permettent une récupération rapide de l'énergie stockée après le coucher du soleil.

En fait, une température plus élevée du Cu-MCP est atteinte pendant une durée courte. En ajoutant des nanoparticules de Cu au MCP, le transfert de chaleur par conduction du tube vers le fluide caloporteur (HTF : l'huile) augmente. Cela peut s'expliquer par le fait que lorsque le rayonnement solaire atteint un maximum, le capteur solaire à tube sous vide rempli de Cu-MCP présente un meilleur stockage de l'énergie pendant le processus de la charge et, par conséquent, cela fournit une plus longue période d'approvisionnement en huile chaude pendant le processus de décharge. Ainsi, l'intégration de Cu-MCP à l'intérieur du capteur solaire à tube sous vide permet de stocker plus de chaleur pendant le processus de charge. Le MCP-Cu stocke plus d'énergie thermique que le MCP sans nanoparticules en raison de l'amélioration de la conductivité thermique du MCP. Cependant, cette augmentation de la quantité de nanoparticules en MCP peut diminuer la température de sortie de fluide caloporteur. En effet, la teneur de 2% en poids de Cu ajoutée au MCP diminue la température de l'huile à la sortie. Par conséquent, nous pouvons dire que l'ajout de nanoparticules de Cu au MCP n'est pas aléatoire et que 1% de Cu est une concentration massique optimale au-delà de laquelle l'ajout de nanoparticule de Cu n'a pas d'effet.

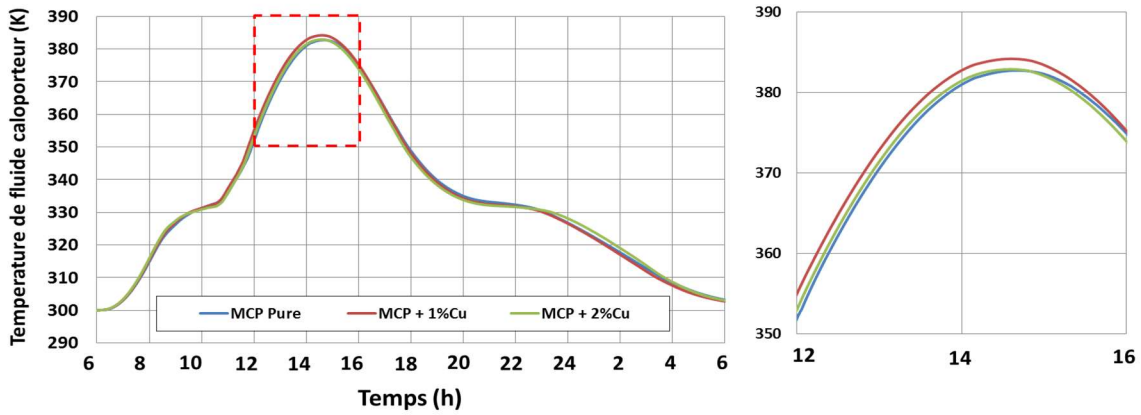


Figure 4.6. Effet de l'ajout de nanoparticules de Cu sur la température de sortie de fluide caloporteur

9.1.3. Effet de l'ajout de nanoparticules de Cu au MCP sur la fraction liquide

D'après la figure 4.7, on constate que dans une première étape (de 6h00 à 8h00 du matin), la fraction liquide du MCP pur, du MCP+1% Cu et du MCP+2%Cu est maintenue nulle. En effet, la paraffine est en phase solide à ce moment. L'énergie stockée dans la paraffine est sensible. Lorsque la température moyenne de la paraffine augmente, une partie de la paraffine commence à fondre. Pendant le processus de fusion, la chaleur sensible et la chaleur latente coexistent. Pendant le processus de changement de phase, la température varie très lentement et la fraction liquide varie avec le temps. Après 14h00, la fraction liquide de la paraffine est proche de 1, indiquant que la paraffine est complètement fondue. Par conséquent, le processus de stockage de chaleur est un stockage de chaleur sensible pur. Au cours du processus de déstockage (pendant la nuit) la cire de paraffine se solidifie et puis l'équilibre thermique et de nouveau atteint. A partir de la courbe on remarque que l'ajout de 1% de Cu à la cire de paraffine a accéléré légèrement le processus de stockage par contre l'ajout de 2% de Cu n'a aucun effet sur ce processus. Par contre au cours de déstockage, on constate que l'ajout de 2% Cu a accéléré ce processus. En effet ; lorsqu'il y en a assez de particules de Cu, le phénomène de nucléation sera amorcé ce qui accélère le phénomène de solidification.

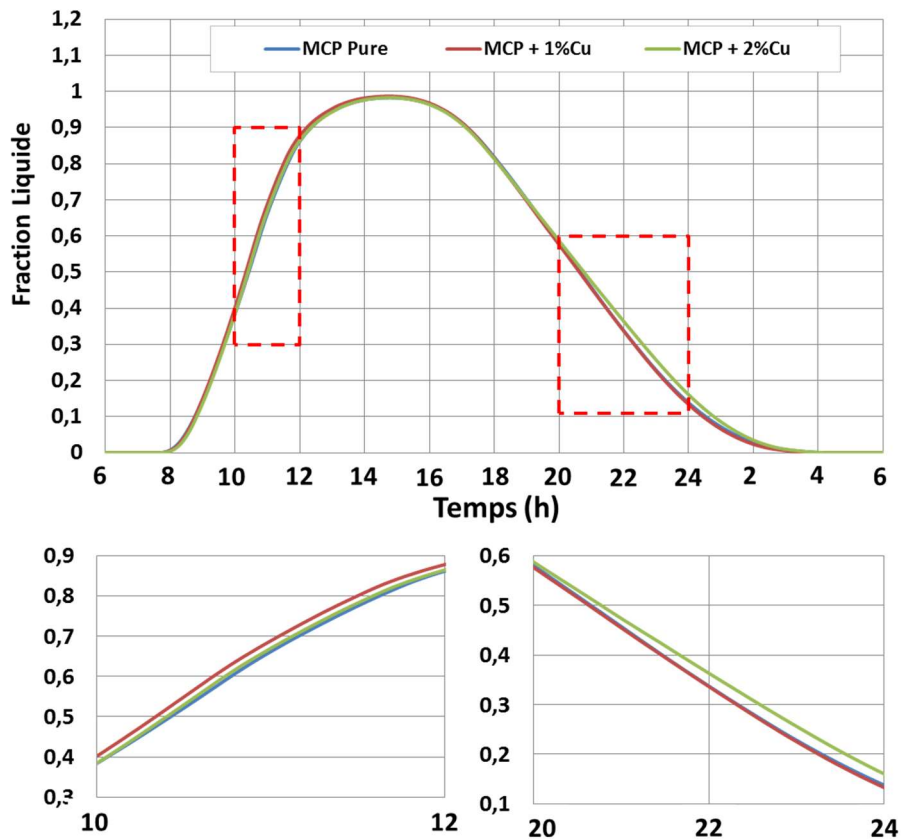


Figure 4.7. Effet de l'ajout nanoparticules sur la fraction liquide du MCP .

9.1.4. Effet du débit massique sur la température de sortie de fluide caloporteur et sur la fraction liquide du MCP.

L'effet du débit massique du fluide caloporteur sur la température de sortie et sur la fraction liquide du MCP est illustré sur **la figure 4.8**. On remarque que cet effet n'est pas important au début (de 6.00 h à 8.00h) mais il devient de plus en plus important vers midi. À la fin de la journée, l'effet diminue. De plus, la variation du débit massique du fluide caloporteur aux valeurs inférieures à 0,01 kg/s fait augmenter la température de sortie du fluide caloporteur. Cette variation accélère aussi la fusion du MCP pendant le stockage et sa solidification pendant le processus de déstockage. A partir de cette figure, on note aussi que le débit massique optimal que nous pouvons utiliser, dans ce cas, est de 0,003 kg / s. Il s'agit du débit maximal permettant de faire fondre toute la masse du MCP mise en place.

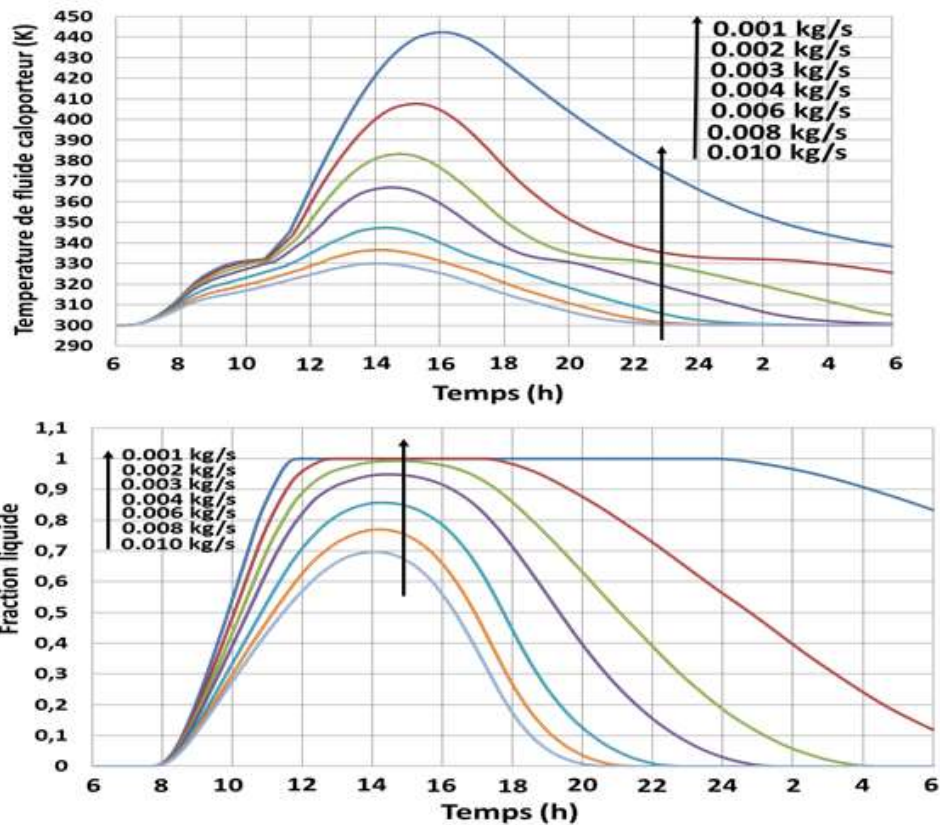


Figure 4.8. Effet de débit massique sur la température de sortie de fluide caloporteur et sur la fraction liquide du MCP.

9.1.5. Effet de l'insertion des ailettes (épaisseur, espacement et nombre) sur la température de sortie de fluide caloporteur et la fraction liquide du MCP

En considérant le même volume d'ailettes et de MCP, la combinaison de l'épaisseur d'ailettes, et de l'espacement entre les ailettes et du nombre d'ailettes insérées est mise en évidence. En effet, la figure 4.9 montre l'évolution de la température de sortie du fluide caloporteur et de la fraction liquide de la paraffine dans le capteur solaire à tube sous vide. Cinq cas sont étudiés(1) 12 ailettes à 1mm d'épaisseur et 46,58 mm d'espacement, (2) 6 ailettes à 2 mm d'épaisseur et 93,16 mm d'espacement, (3) 4 ailettes à 3 mm d'épaisseur et 139,75 mm d'espacement (4) 3 ailettes à 4 mm d'épaisseur et 186.33 mm d'espacement et (5) 2 ailettes à 6mm d'épaisseur et 279.5mm d'espacement. On remarque que lors de l'insertion de 12 ailettes métalliques moins épaisses et au cours du processus de stockage thermique, la température de sortie de fluide caloporteur augmente plus rapidement et le temps de fusion de la paraffine diminue. Par contre pendant le processus déstockage la température de fluide caloporteur est plus élevée dans le cas avec 2 ailettes d'épaisseur 6mm et le MCP prend plus

du temps pour se solidifier (à peu près 2h de différence par rapport au cas avec 12 ailettes de 1mm). Donc on peut conclure que plus la paraffine est proche des ailettes, et plus l'épaisseur des ailettes est petite plus la température de la paraffine est uniforme et elle fond plus rapidement. Par contre la fusion de la paraffine diminue avec l'augmentation de l'épaisseur des ailettes.

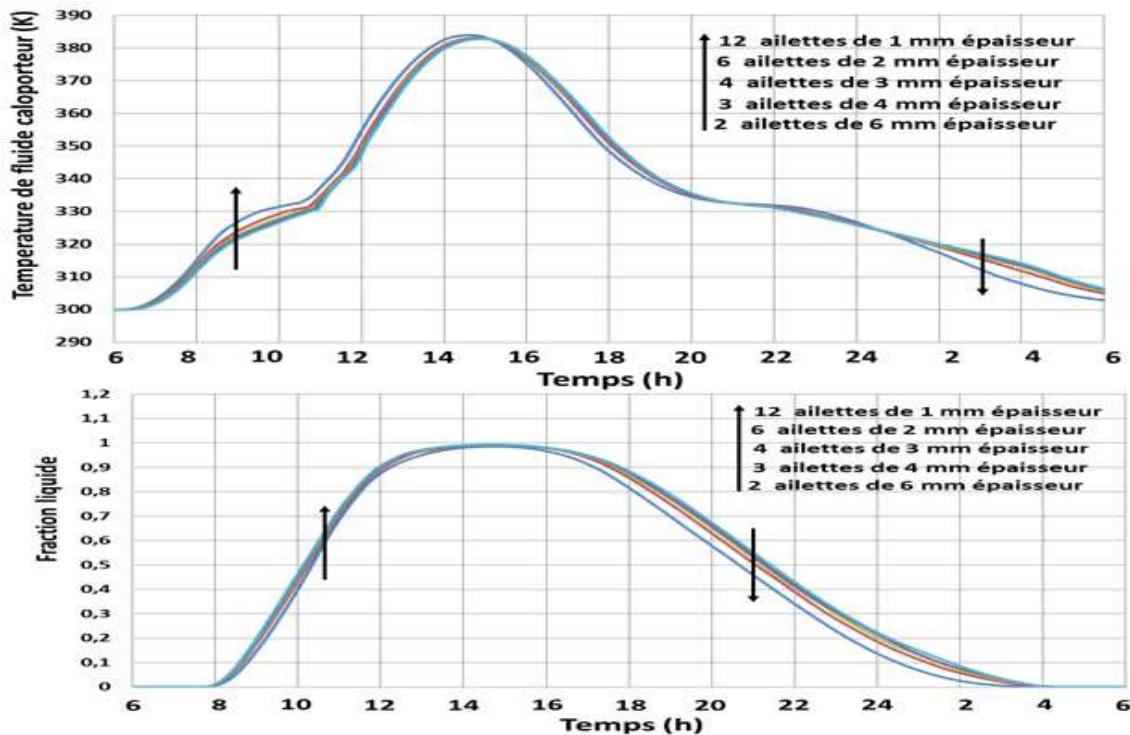


Figure 4.9. Effet de l'épaisseur des ailettes sur la température de sortie de fluide caloporteur et sur fraction liquide du MCP.

10. Conclusion

Dans ce chapitre, un nouveau type du capteur solaire à tube sous vide avec stockage d'énergie sous forme de chaleur latente. Le processus de transfert de chaleur à l'intérieur du système pendant le processus de stockage d'énergie est simulé. Dans le but de stocker l'énergie et d'améliorer l'efficacité de transfert de chaleur, du Nano-MCP a été intégré et des ailettes métalliques ont été utilisées. Les résultats ont permis de tirer les conclusions suivantes :

- L'intégration du MCP à un capteur solaire à tube sous vide améliore l'efficacité du système.
- L'ajout de 1 % de nanoparticules de Cu au MCP fait augmenter la température de fluide caloporteur de 2K. Une teneur massique de 2 % Cu fait diminuer la température de sortie de

fluide caloporteur. Les résultats obtenus montrent que l'ajout de 1 % de nanoparticules de Cu dans le MCP représente la concentration massique optimale.

- Lorsque la paraffine obtient de la chaleur pendant la journée, elle subit un processus allant de la phase solide à la phase liquide. Pendant cette période, la température de la paraffine augmente durant la journée. En bi phase solide-liquide, la température de la paraffine augmente légèrement car le stockage de chaleur latente joue un rôle important pendant le changement de phase.

-L'ailette métallique a un grand effet sur le processus de transfert de chaleur à changement de phase de la paraffine dans le capteur solaire à tube sous vide. Plus la paraffine est proche des ailettes, plus la température de la paraffine est uniforme et plus la paraffine fond rapidement

- La structure et la disposition des ailettes métalliques sont des facteurs importants qui affectent le temps de fusion de la paraffine.

- Le temps de la fusion de la paraffine diminue avec l'augmentation de l'épaisseur des ailettes. Pour un volume d'ailette constant, il est préférable de choisir une épaisseur d'ailette plus petite et un espacement d'ailette plus petit aussi.

- 0,003 kg / s est une valeur optimale de débit massique valable pour la masse du MCP utilisée peut être prise pour fournir un fluide caloporteur chaud.

- Le réflecteur parabolique fait augmenter la température de sortie de fluide caloporteur.

Références:

- [1] Malvi, C.S., Dixon-Hardy, D.W., Crook, R. Energy balance model of combined photovoltaic solar-thermal system incorporating phase change material. *Sol. Energy* (2011); 85: 1440–1446.
- [2] Yin, Z. Development of solar thermal systems in China. *Sol. Energy Mater. Sol. Cells* **2005**, 86, 427–442.
- [3] Farid, M.M.; Khudhair, A.M.; Razack, S.A.K.; Al-Hallaj, S. A review on phase change energy storage: Materials and applications. *Energy Convers. Manag.* **2004**, 45, 1597–1615.
- [4] Oró, E.; de Gracia, A.; Castell, A.; Farid, M.M.; Cabeza, L.F. Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications. *Appl. Energy* **2012**, 99, 513–533.
- [5] Xiao, X.; Zhang, P.; Li, M. Experimental and numerical study of heat transfer performance of nitrate/expanded graphite composite PCM for solar energy storage. *Energy Convers. Manag.* **2015**, 105, 272–284.
- [6] Mahdi, J.M.; Nsofor, E.C. Solidification enhancement of PCM in a triplex-tube thermal energy storage system with nanoparticles and fins. *Appl. Energy* **2018**, 211, 975–986.
- [7] Pizzolato, A.; Sharma, A.; Maute, K.; Sciacovelli, A.; Verda, V. Design of effective fins for fast PCM melting and solidification in shell-and-tube latent heat thermal energy storage through topology optimization. *Appl. Energy* **2017**, 208, 210–227.
- [8] Kabeel, A.E.; Khalil, A.; Shalaby, S.M.; Zayed, M.E. Experimental investigation of thermal performance of flat and v-corrugated plate solar air heaters with and without PCM as thermal energy storage. *Energy Convers. Manag.* **2016**, 113, 264–272.
- [9] Riffat, S., Jiang, L., Zhu, J., Gan, G. Experimental investigation of energy storage for an evacuated solar collector. *Int. J. Low Carbon Technol.* 1, (2006).139–148
- [10] Naghavi, M.S., Ong, K.S., Badruddin, I.A., Mehrali, M., Silakhori, M., Metselaar, H.S.C., 2015. Theoretical model of an evacuated tube heat pipe solar collector integrated with phase change material. *Energy*. (2015); 91:911–924.
- [11] Abokersh, M.H., El-Morsi, M., Sharaf, O., Abdelrahman, W.a. On-demand operation of a compact solar water heater based on U-pipe evacuated tube solar collector combined with phase change material. *Sol. Energy* (2017); 155:1130–1147.

- [12] Xue, H.S. Experimental investigation of a domestic solar water heater with solar collector coupled phase-change energy storage. *Renew. Energy.* (2016); 96: 257–261.
- [13] Raed Saraswat, Rajdeep Bhattacharjee, Ankit Verma, Malay K. Das, Sameer Khandekar Investigation of diffusional transport of heat and its enhancement in phase-change thermal energy storage systems. *Applied Thermal engineering* (2017); 111:1611-1621
- [14] Papadimitratos, A., Sobhansarbandi, S., Pozdin V. Evacuated tube solar collectors integrated with phase change materials. *Sol. Energy* (2016); 129: 10–19.
- [15] Eslamnezhad, H.; Rahimi, A.B. Enhance heat transfer for phase-change materials in triplex tube Heat exchanger with selected arrangements of fins. *Appl. Therm. Eng.* **2017**, 113, 813–821.
- [16] Lorenzini, G.; Rocha, L.A.O. Constructal design of Y-shaped assembly of fins. *Int. J. Heat Mass Transf.* **2006**, 49, 4552–4557.
- [17] Tiari, S.; Qiu, S.; Mahdavi, M. Discharging process of a finned heat pipe–assisted thermal energy storage system with high temperature phase change material. *Energy Convers. Manag.* **2016**, 118, 426–437.
- [18] Lohrasbi, S.; Miry, S.Z.; Gorji-Bandpy, M.; Ganji, D.D. Performance enhancement of finned heat pipe assisted latent heat thermal energy storage system in the presence of nano-enhanced H₂O as phase change material. *Int. J. Hydrogen Energy* **2017**, 42, 6526–6546.
- [19] . Tiari, S.; Qiu, S.; Mahdavi, M. Numerical study of finned heat pipe-assisted thermal energy storage system with high temperature phase change material. *Energy Convers. Manag.* **2015**, 89, 833–842.
- [20] Mohamed A, Essa, Nabil H, Mostafa, Mostafa M, Ibrahim. An experimental investigation of the phase change process effects on the system performance for the evacuated tube solar collectors integrated with MCPs. *Energy Conversion and Management* (2018) ; 177 :1-10
- [21] Liangdong Ma, Tianyi Zhao, Jili Zhang, Dan Zhao. Numerical study on the heat transfer characteristics of filled-type solar collector with U-tube. *App. Thermal Engineering* (2016) ; 107:642-652
- [22] Ceng, J.L., Sun, L.X., Xu, F., Tan, Z.C., Zhang, T. Study of a MCP based storage system containing metal nanoparticles. In: 4th International and 6th Japan-China Joint Symposium on Calorimetry and Thermal Analysis. Japan. 2005

[23] Q.F. Zhou, Q.Q. Zhang, J.X. Zhang, L.Y. Zhang, X. Yao. Preparation and optical properties of TiO₂ nanocrystalline particles dispersed in SiO₂ nano-composites *Materials Letters* (1997) ; 31 : 39-42

[24] Saw Chun Lin, Hussain H. Al-Kayiem. Thermophysical Properties of Nanoparticles-Phase Change Material Compositions for Thermal Energy Storage.

[25] Liangdong Ma, Zhen Lu, Jili Zhang, Ruobing Liang. Thermal performance analysis of the glass evacuated tube solar collector with U-tube *Building and Environment* 45 (2010) 1959-1967.

[26] Y. Marif, M. Zerrouki, M. Belhadj et H. Ben Moussa. Etude de l'efficacité optique et thermique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique

Chapitre 5 : Étude Numérique d'un Réservoir à Hydrure Métallique Intégrant Un Nano-MCP Comme Système de Stockage Latent

1. Introduction

Les hydrures métalliques (MH) ont reçu une grande attention en tant que matériaux à l'état solide qui facilitent le stockage de l'hydrogène en formant une liaison physique / chimique. En effet, un réservoir à hydrure métallique (MH) est un récipient fermé qui a plusieurs lits remplis de poudres de métal en vrac ou d'un composé intermétallique. Le processus d'absorption dans ces réservoirs nécessite un flux d'hydrogène gazeux compressible à travers les poudres et suit une réaction exothermique. Afin d'accélérer cette réaction, la chaleur de réaction libérée du réservoir doit être évacuée du lit (MH) pendant la charge. Inversement, pendant le processus de désorption, l'hydrogène est récupéré du lit MH en fournissant de la chaleur à la poudre. Les caractéristiques telles que la réversibilité des processus et la densité volumique élevée dans le stockage de l'hydrogène font des hydrures métalliques (MH) une technique prometteuse adaptée aux applications de stockage thermique.

2. État de l'art

L'énergie issue de l'exploitation de l'hydrogène est l'une des alternatives prometteuses pour une future alimentation électrique qui répond aux objectifs fixés par la société. Elle répond à la demande croissante d'énergie avec un minimum de dommages environnementaux [1, 2]. Afin d'utiliser l'hydrogène comme vecteur d'énergie propre, il doit être produit, transporté et stocké efficacement [3]. L'hydrogène est généralement stocké en utilisant des méthodes établies telles que la compression et la liquéfaction. Récemment, les hydrures métalliques sont apparus comme un moyen efficace pour stocker l'hydrogène [4]. Cependant, chacune de ces méthodes a ses propres avantages et ses propres limites et pose quelques défis pour l'utiliser dans des applications pratiques [5]. Les hydrures métalliques (MH) sont les matériaux à l'état solide les plus adéquats pour le stockage de l'hydrogène.

Cependant, la gestion thermique et la faible conductivité thermique sont les inconvénients majeurs pour les hydrures métalliques et leurs applications [3, 4]. Par conséquent, il existe

plusieurs recherches qui visent l'amélioration des taux de transfert de chaleur dans les lits MH soit en augmentant la conductivité thermique de la poudre de MH par l'ajout des matériaux inertes (mousse métallique ou graphite) soit en augmentant la zone de transfert de chaleur en intégrant des ailettes ou des tubes de fluide caloporteur à travers le lit de réaction, et soit en utilisant des paramètres de fonctionnement optimaux tels que le coefficient de transfert thermique et la pression d'hydrogène. Certes, ces méthodes sont efficaces pour améliorer le transfert de chaleur dans les lits MH. Cependant, une combinaison de ces techniques est généralement recommandée [2-13].

L'utilisation d'unités de stockage de chaleur latente basées sur des MCPs, qui peuvent stocker la chaleur de réaction, est un moyen intéressant pour améliorer les performances des réservoirs MH. Marty et al [7] ont étudié numériquement le comportement d'un MH-MCP en fonction de divers paramètres de fonctionnement. Garrier et al [8] ont mené une étude expérimentale sur un réservoir de MgH_2 en intégrant le Mg intégrant un MCP pour stocker la chaleur de réaction pendant le processus de charge et sa récupération pendant le processus de décharge. Darzi et al. [9] ont mené une étude expérimentale sur un réservoir similaire rempli de métal $LaNi_5$ et un MCP équipé de mousse métallique. Ils ont prouvé que la mousse métallique améliorerait considérablement les performances du système MH-MCP. Ben Maad et al. [10] ont étudié l'effet des propriétés physiques du MCP telles que la température de fusion, la conductivité thermique et l'enthalpie de fusion sur le système de stockage d'hydrogène MH. Mellouli et al. [11] ont étudié l'effet de la conception du réservoir MH sur les performances du système MH-MCP. De nombreuses configurations avec MCP intégrées telles que des tubes cylindriques, des tubes hexagonaux, et un tube placé au centre du réservoir MH ont été simulés par les chercheurs pour estimer les performances thermiques des systèmes. En comparant ces configurations, ils ont constaté que l'intégration de tubes MCP cylindriques à l'intérieur du lit MH améliore considérablement le processus de charge. Une autre enquête a été proposée par Mellouli et al. [12], elle consiste à intégrer un échangeur de chaleur à tube en U à l'intérieur du compartiment MCP et du lit MH pour améliorer les performances du système de stockage d'hydrogène. Plusieurs études numériques ont été réalisées pour évaluer la performance des lits MH [13- 17].

Pour l'amélioration du transfert de chaleur des systèmes de stockage thermique à changement de phase, l'une des idées est d'ajouter des nanoparticules à différentes concentrations dans le MCP et dans le fluide caloporteur (HTF). Selon une revue de littérature récente [18-23], les articles qui se concentrent sur l'amélioration du transfert de chaleur dans le système MH-MCP

utilisant un Ne-MCP et un échangeur de chaleur à tube en U avec des nanofluides sont rares et l'application de ce concept dans les réservoirs de stockage d'hydrogène à hydrure métallique n'est pas encore étudiée. Par conséquent, cette étude se concentre sur l'étude de l'effet de l'utilisation des nano fluides comme des fluides caloporteurs (HTFs) et les Ne-MCPs comme systèmes de stockage de chaleur latente intégrés dans un réservoir de MH. L'oxyde de fer (Fe_2O_3) et l'oxyde de cuivre (CuO) sont dispersés à différentes concentrations massiques (1, 3 et 5%) dans le MCP de base ($NaNO_3$). De plus, des particules de CuO et de graphène sont ajoutées au fluide caloporteur (HTF : $NaNO_3$ - KNO_3) à une concentration massique de 0,5, 1 et 1,5%. L'effet du Nano-MCP et du nanofluide sur le temps d'hydruration du réservoir MH est étudié. Les résultats de cette étude devraient contribuer à la conception du réservoir MH avec unité de stockage de chaleur latente.

3. Objectif du travail

Ce chapitre présente une étude numérique concernant l'amélioration des performances d'un réservoir à hydrure métallique (MH) équipé d'un nano matériau à changement de phase (Ne-MCP) afin de récupérer la chaleur de la réaction à travers un échangeur de chaleur sous forme de tube en U. Pour cela , le Mg_2NiH_6 est utilisé comme un lit de MH, le nitrate de sodium ($NaNO_3$) a été utilisé comme milieu de stockage de chaleur (MCP) et le nitrate de sodium-potassium (60% $NaNO_3$ -40% KNO_3) a été utilisé comme fluide caloporteur à haute température (HTF). Un modèle numérique 3D a été développé et validé. De plus, l'hydruration du lit d'HM, la fusion du Nano-MCP et les caractéristiques globales de transfert de chaleur ont été simulées. A l'aide de ce modèle numérique, l'effet de différents types d'additifs nano particuliers sur le processus d'hydruration a été étudié. Les nanoparticules d'oxyde de fer (Fe_2O_3) et d'oxyde de cuivre (CuO) sont dispersées à diverses concentrations (sur une gamme de 0 à 5% en pourcentage massique) dans le MCP de base. De plus, des nanoparticules de CuO et de graphène sont ajoutées au HTF à différentes concentration massique allant de 0 à 1.5 %.

4. Conception du système MH-Nano fluide-Ne-MCP

Le système MH-Nano fluide-Ne-MCP est illustré sur la Figure 5.1. Le système comprend un réservoir cylindrique rempli de poudre de MH et un compartiment MCP entourant le cylindre du lit MH chargé de Ne-MCP. De plus, douze tubes d'échangeur de chaleur de type en U sont

insérés dans le lit MH et le compartiment Ne-MCP est disposé de façon concentrique. Le nano fluide circule à travers ces échangeurs de chaleur à tube en U et extrait la chaleur de réaction du lit MH et le transfert au Ne-MCP. Toutes les dimensions et les caractéristiques géométriques du système MH-Nanofluide-Ne-MCP sont précisées sur la figure 5. 1.

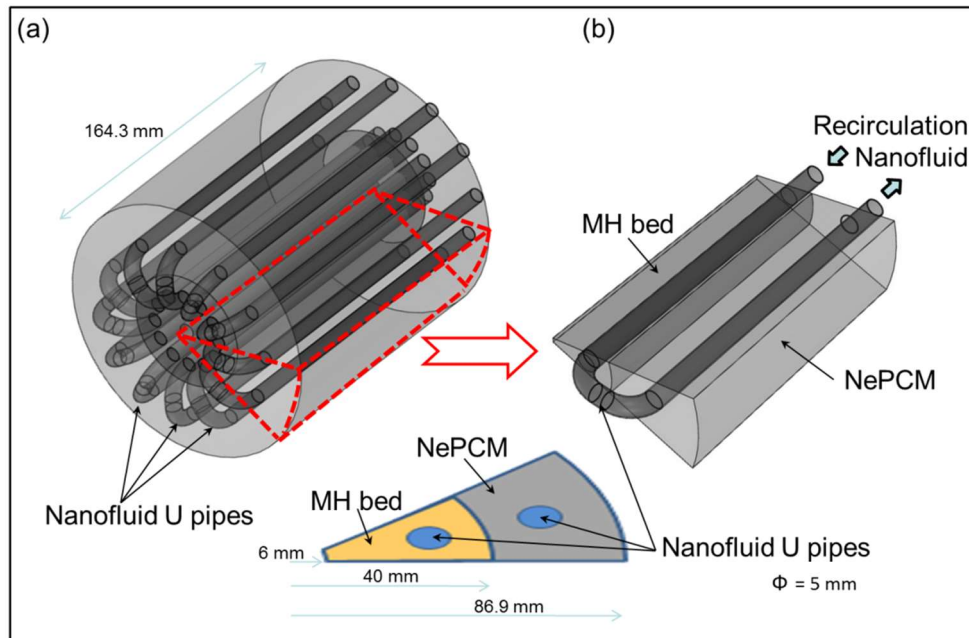


Figure 5. 1. Schéma du modèle : (a) système MH-Nano fluide-Ne-MCP, (b) domaine de calcul.

5. Sélection du MCP adéquat

Le paramètre le plus important à considérer pour la sélection du MCP adéquat est la température de fusion (T_m). Le MCP doit avoir une température T_m située entre la température de désorption T_{des} et la température d'absorption T_{abs} de l'hydrogène par l'hydrure métallique. De plus, le temps de charge et de décharge d'un lit à hydrure métallique (MH) est proportionnel respectivement à la différence de température ($T_{abs} - T_m$) et ($T_m - T_{des}$). Afin d'éviter de favoriser un processus de réaction (absorption/désorption) par rapport à l'autre, la température de fusion doit être proche de la moyenne des T_{abs} et T_{des} . Dans cette étude, l'absorption se fait à 1 MPa et la désorption se fait à 0,35 MPa. Ainsi, à partir de **la figure 5. 2**, la température de fusion T_m est d'environ 580 K. Actuellement, sur le marché, seuls quelques MCP ont 580 K comme température de fusion comme celle souhaitée dans cette étude. Les sels inorganiques sont caractérisés par leur chaleur de fusion élevée et ils sont

des matériaux de stockage d'énergie à faible coût. Par conséquent, dans cette étude, le nitrate de sodium (NaNO_3) est sélectionné comme MCP adéquat.

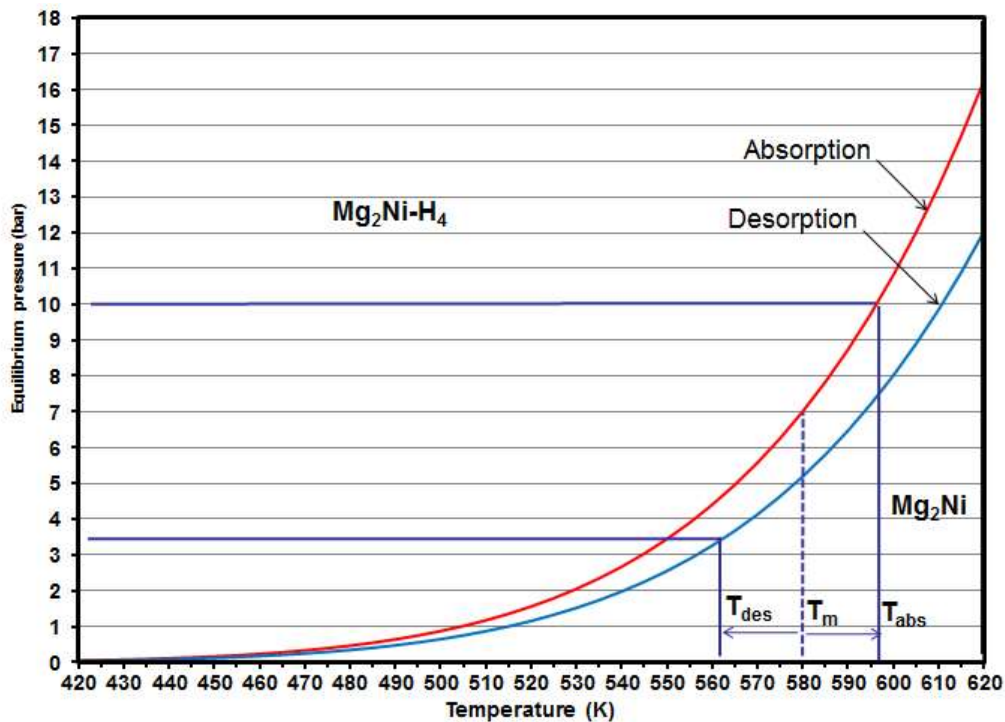


Figure 5.2. Diagramme d'équilibre Mg_2Ni - Mg_2NiH_4 pour la sélection de la température de fusion de MCP.

6. Modélisation mathématique

Compte tenu de la symétrie axiale, la simulation numérique limitée à un domaine de calcul choisi égal à 1 / 12ème de l'ensemble du système MH Nano fluide-Ne-MCP, voir **Figure 5.1**.

Les hypothèses utilisées pour simplifier le modèle sont comme suit [24-29]:

- L'hydrogène et le lit à hydrure métallique (MH) sont considérés en équilibre thermique.
- Les propriétés thermiques et physiques sont constantes.
- La résistance thermique de la paroi est négligeable.
- Le transfert de chaleur radiatif est négligeable.
- Dans le lit MH, le débit d'hydrogène est négligeable.
- La convection est négligeable car le Ne-MCP liquide est très visqueux

6.1. Équations régissant les transferts de chaleur et de masse dans le système

6.1.1. Équation de l'énergie pour le domaine lit à hydrure métallique

L'équation de l'énergie du système peut s'écrire comme suit

$$(\rho.C_p)_{MH} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k_{MH} \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(r k_{MH} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S \quad (5.1)$$

Avec $(\rho C_p)_{MH}$, T et k_{MH} sont respectivement la capacité thermique globale du lit MH, la température du lit MH et la conductivité thermique effective. S est le terme source qui est décrit par l'équation suivante :

$$S = \frac{\rho_{MH} \cdot (1 - \varepsilon_{MH})}{M_{H_2}} \frac{dX}{dt} \Delta H_{MH} \quad (5.2)$$

Avec : ε_{MH} est la porosité du milieu MH, X est la fraction ayant réagi, dX / dt est la vitesse de réaction qui s'écrit comme suit [25]:

$$\frac{dX}{dt} = C \exp\left(-\frac{E_a}{R.T}\right) \left(\frac{P_{H_2} - P_{eq}}{P_{eq}}\right) (X_{max} - X) \quad (5.3)$$

Où, P est la pression d'alimentation en hydrogène, P_{eq} est la pression d'équilibre du lit ; elle est calculée à l'aide de l'équation de Van't Hoff :

$$\frac{P_{eq}}{P_{ref}} = 10^{-5} \exp\left(A - \frac{B}{T}\right) \quad (5.4)$$

Où les coefficients A et B sont tirés de la référence. [12]

6.1.2. L'équation de l'énergie pour le domaine nano-MCP

En se référant de la formulation d'enthalpie, l'équation de l'énergie dans le milieu nano-MCP est exprimée comme suit [11-12].

$$\frac{\partial}{\partial t} (H) = k_{NePCM} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5.5)$$

Où, H et K_{Ne-PCM} sont respectivement l'enthalpie et la conductivité thermique du Ne-MCP,

L'enthalpie $H(T)$ s'écrit :

$$H(T) = h(T) + \rho_{Ne-PCM} \Delta H_{Ne-PCM} F(T) \quad (5.6)$$

Où, F et ΔH_{NePCM} sont respectivement la fraction liquide et la chaleur latente du Ne-MCP.

L'enthalpie $h(T)$ est exprimée comme suit [28]:

$$h(T) = \int_{T_m}^T \rho_{NePCM} \cdot C_{P_{NePCM}} dT \quad (5.7)$$

La fraction liquide est donnée par [11] :

$$F = \begin{cases} 0 & \text{si } T \leq T_s \\ 1 & \text{si } T \geq T_m \\ \frac{(T - T_{sol})}{(T_m - T_{sol})} & \text{si } T_{sol} < T < T_m \end{cases} \quad (5.8)$$

Où T_m et T_s sont respectivement la température de fusion et la température de solidus. Les propriétés du Ne-MCP sont recalculées lorsque les nanoparticules sont ajoutées. La masse volumique et la chaleur spécifique du Ne-MCP sont déterminées à l'aide de l'Eqn.5.9 et de l'Eqn.5.10. [30, 31]:

$$\rho_{NePCM} = \phi \rho_{np} + (1 - \phi) \rho_{PCM} \quad (5.9)$$

$$C_{P_{NePCM}} = \phi C_{P_{np}} + (1 - \phi) C_{P_{PCM}} \quad (5.10)$$

Où ϕ est la fraction volumique et C_P est la chaleur spécifique,

La conductivité thermique du Ne-MCP est exprimée comme suit [30]:

$$K_{NePCM} = \frac{2k_{PCM} + k_p - 2\phi(k_{PCM} - k_p)}{2k_{PCM} + k_p + \phi(k_{PCM} - k_p)} k_{PCM} \quad (5.11)$$

6.1.3. L'équation de l'énergie pour le nano fluide

L'équation de l'énergie du Nano fluide peut s'écrire :

$$\rho_{nf} C_{P_{nf}} \frac{\partial T_{HTF}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_{nf} \vec{V}_{nf} \cdot T_{nf}) = \nabla \cdot (\lambda_{nf} \nabla T_{nf}) \quad (5.12)$$

Où, T et \vec{V}_{nf} sont respectivement la température et la vitesse du nano fluide.

L'écoulement de Nano fluide est régi par les équations de Navier-Stokes :

$$\rho_{nf} \frac{\partial \vec{V}_{nf}}{\partial t} + \rho_{nf} \nabla \vec{V}_{nf} \cdot \vec{V}_{nf} = \nabla \cdot [\mu_{nf} (\nabla \vec{V}_{nf} + (\nabla \vec{V}_{nf})^T)] - \nabla p_{nf} \quad (5.13)$$

Les propriétés thermo-physiques du Nano fluide sont recalculées lors de l'ajout des nanoparticules [30, 31]. La masse volumique de nano fluides est définie par

$$\rho_{nf} = \phi \rho_{np} + (1 - \phi) \rho_{bf} \quad (5.14)$$

La chaleur spécifique est donnée par:

$$C_{P_{nf}} = \phi C_{P_{np}} + (1 - \phi) C_{P_{bf}} \quad (5.15)$$

La conductivité thermique du nano fluide est exprimée comme suit

$$K_{nf} = \frac{2k_{bf} + k_p - 2\phi(k_{bf} - k_p)}{2k_{bf} + k_p + \phi(k_{bf} - k_p)} k_{bf} \quad (5.16)$$

Les indices « np » et « bf » indiquent respectivement les quantités de nanoparticules et de fluide de base.

6.2. Conditions initiales et conditions aux limites

Initialement, la température du système est supposée uniforme et égale à T=579K. Les conditions aux limites du système sont données comme suit :

- La paroi externe du réservoir est considérée comme une paroi adiabatique.

$$\nabla T_{MH} \cdot \vec{n} = \nabla T_{MCP} \cdot \vec{n} = 0$$

\vec{n} est le vecteur normal à la paroi correspondante

- Les conditions aux limites aux interfaces pour les domaines MH, Nano fluide et Ne-MCP sont couplées donc

$$\lambda_{MH} \cdot \nabla T_{MH} \cdot \vec{n} = \lambda_{MCP} \cdot \nabla T_{MCP} \cdot \vec{n}$$

Pour les nano fluides, les conditions aux limites sont comme suit

$$\lambda_{MH} \cdot \nabla T_{MH} \cdot \vec{n} = \lambda_{nf} \cdot \nabla T_{nf} \cdot \vec{n}$$

- Pour l'échangeur de chaleur de tube en U, les conditions aux limites à l'entrée et à la sortie sont définies comme des conditions aux limites de recirculation. Le nano fluide est mis en circulation dans le lit MH (entrée) et remis en circulation dans le domaine Ne-MCP (sortie) avec la même température et le même débit massique.

6.3 Procédure de calcul et validation du modèle

Pour effectuer la simulation du système MH-Nano fluide-Ne-MCP, le logiciel Ansys Fluent 14.0 a été utilisé. Un diagramme schématique montrant la distribution de la grille du système MH-Nano fluide-Ne-MCP (vue en coupe transversale) est illustré sur la figure 5. 3. Des fonctions définies par l'utilisateur (UDF) ont été utilisées pour calculer le terme source d'énergie (Eq5.2), la vitesse de réaction cinétique (Eq5.3) et la pression du lit d'équilibre (Eq5.4).

Le modèle numérique présenté est validé en comparant ces résultats à ceux rencontrés dans les travaux numériques de Mellouli et al. [12]. Dans ce travail, un modèle mathématique 3D en régime transitoire a été conçu pour prédire le comportement dynamique de deux cylindres concentriques dans lesquels l'hydrure de Mg2Ni est entouré par un réservoir cylindrique rempli de MCP. La Figure 5.4 montre une comparaison de la fraction liquide du MCP et de la fraction d'hydruration. Un bon accord est observé.

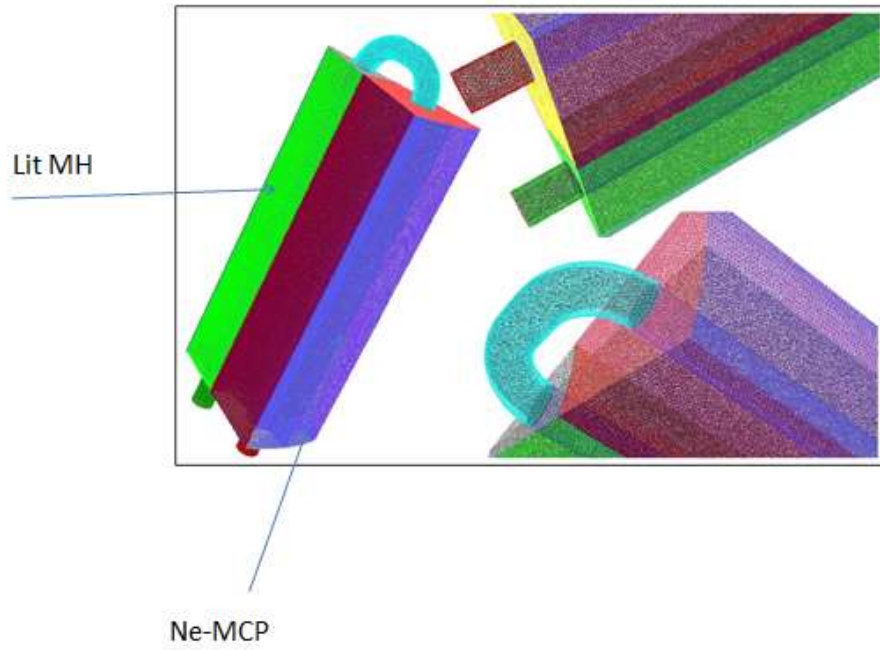


Figure 5. 3. Vues en coupe du maillage de la géométrie (3D) du système MH-Nano fluide-Ne-MCP.

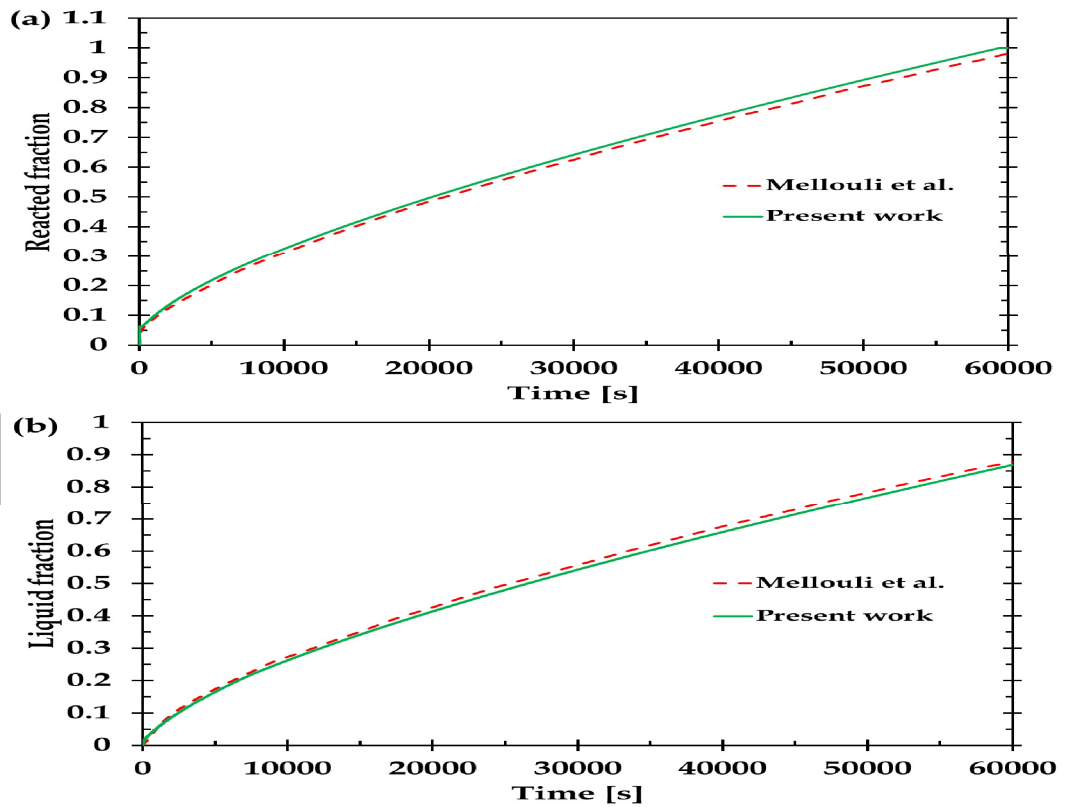


Figure 5.4. Comparaison entre l'évolution de la fraction liquide du MCP et l'évolution de la fraction d'hydruration

7. Résultats et discussions

7.1. Effet des tubes en U encastrés dans le lit à hydrure métallique

Pour étudier correctement l'effet des tubes en U intégrés dans le lit à hydrure métallique sur les performances de stockage d'hydrogène, la nouvelle configuration (cas-2) (figure 5.5) est simulée et comparée à un lit MH conventionnel équipé uniquement d'une unité de MCP (Cas 1).

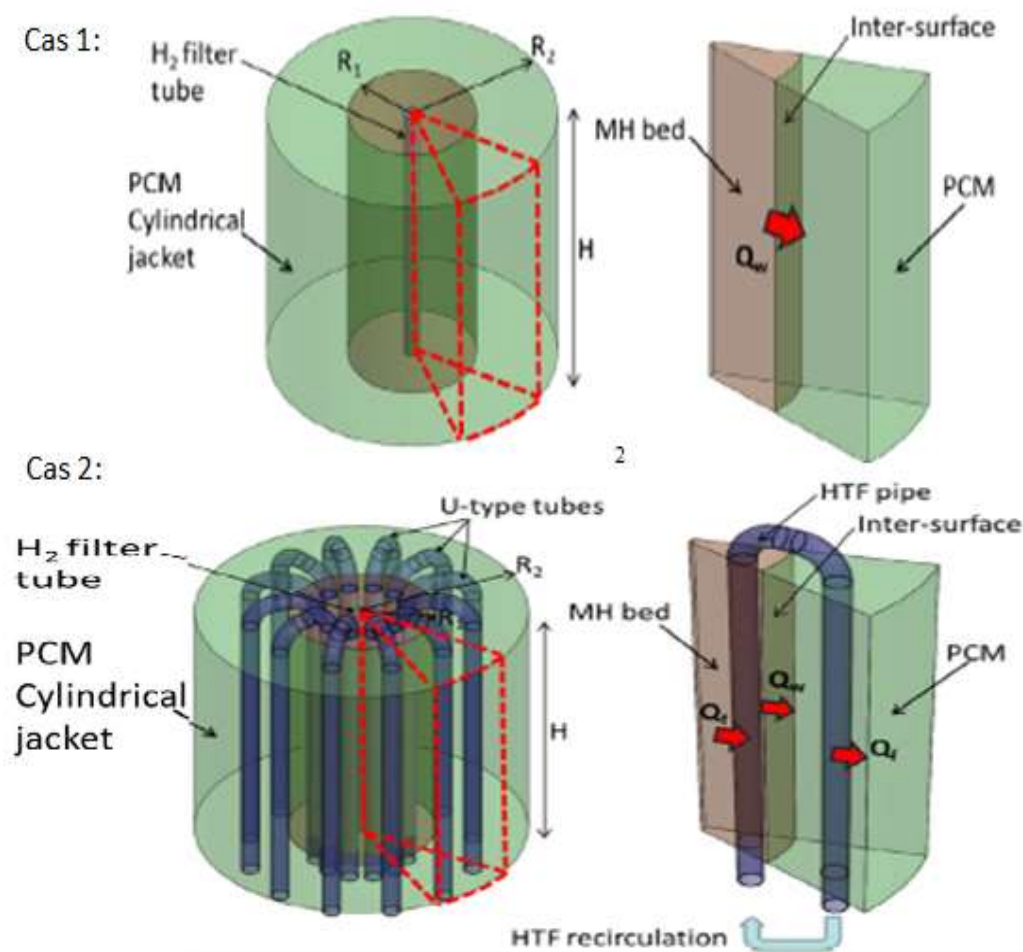


Figure 5.5. Les deux cas étudiés et simulés (1^{er} cas et cas 2)

La Figure 5.6 illustre l'évolution temporelle de la fraction d'hydruration pour le premier cas (cas 1) et le deuxième cas (cas 2). On constate que le deuxième cas (le lit MH intégré avec le

tube en U) présente une vitesse de réaction d'hydruration nettement meilleur que celle du premier cas. Cela est attendu car la présence du tube en U améliore le taux de transfert de chaleur. Il s'ensuit que le processus d'absorption d'hydrogène pour le deuxième cas peut se produire plus rapidement que celui du réservoir MH-MCP conventionnel (cas-1). Cette figure montre aussi que le temps requis pour la saturation complète du lit à hydrure métallique MH avec de l'hydrogène est respectivement d'environ 64000 s et 42500 s pour le premier cas et pour le deuxième cas ; ce qui représente une amélioration de 33,5% du temps de remplissage d'hydrogène. Il est donc évident que l'intégration de l'échangeur de chaleur à tube en U augmentera l'efficacité du transfert de chaleur et améliorera considérablement les taux d'absorption d'hydrogène.

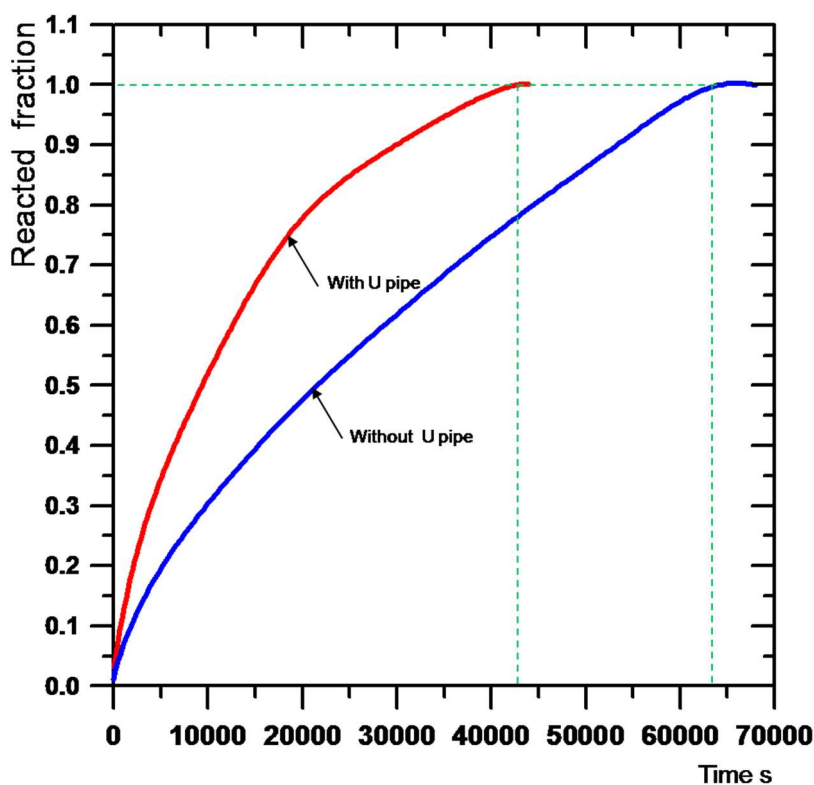


Figure 5.6. Validation des résultats numériques [12]: évolution temporelle de la fraction d'hydruration(a) et la fraction liquide de MCP (b).

La figure 5. 7 illustre les contours de température dans le lit MH, le tube de nanofluide et le compartiment du MCP (vue isométrique et vue de dessus), à différents intervalles de temps (5000 s, 10000 s, 20000 et 40000 s) et à une pression de fonctionnement de 10 bars. Au début du processus d'absorption d'hydrogène, la température du lit MH commence à augmenter en

raison de la réaction exothermique. En raison de l'effet de refroidissement conféré par l'échangeur de chaleur à tube en U, les régions proches du tube nano fluide et de la paroi intérieure présentent la distribution de température du lit MH la plus basse. D'après l'historique thermique du domaine transversal, on voit que la chaleur de réaction du lit MH est extraite par le nano fluide à travers l'échangeur de chaleur en U et qu'elle est transférée au compartiment de MCP.

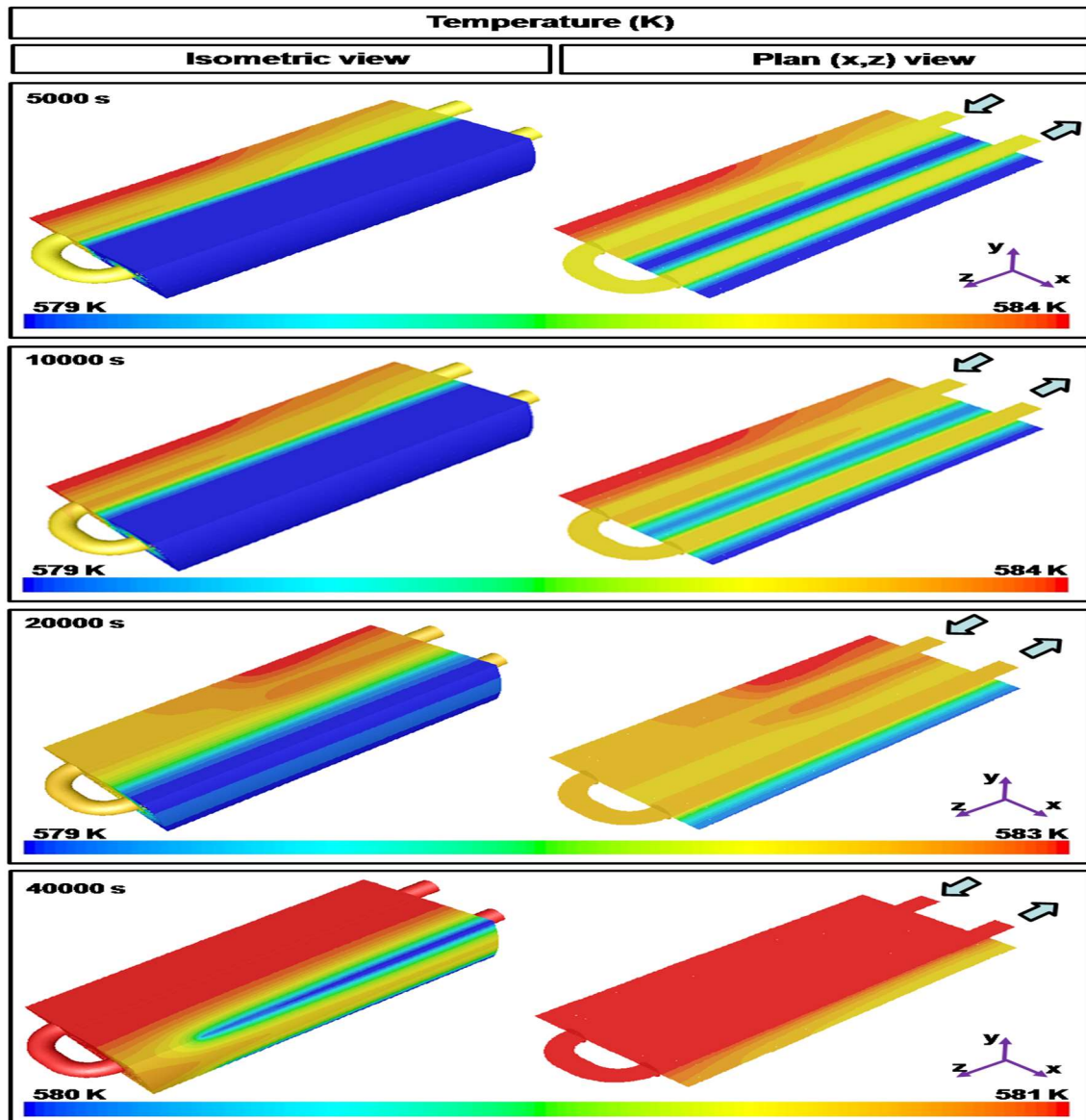


Figure 5.7. Cartographie de la température du système MH-Nano fluide-Ne-MCP à différents intervalles de temps (5000 s, 10000 s, 20000 et 40000 s).

La Figure 5. 8 présente les contours de la fraction liquide du MCP à différents intervalles de temps (5000 s, 10000 s, 20000 et 40000 s). Selon les contours de distribution de la température, le front de fusion se déplace vers la paroi externe de l'enveloppe au voisinage de la paroi du tube de nano fluide et de la paroi inter surfacique du réservoir. Comme le montre la figure 5.7, le MCP au niveau du tube nano fluide fond plus rapidement qu'au niveau de la paroi intérieure. Cela s'explique par le plus long passage d'écoulement de nano fluide qui permet à la chaleur de réaction d'être transférée du lit MH au MCP (Figure 5. 6).

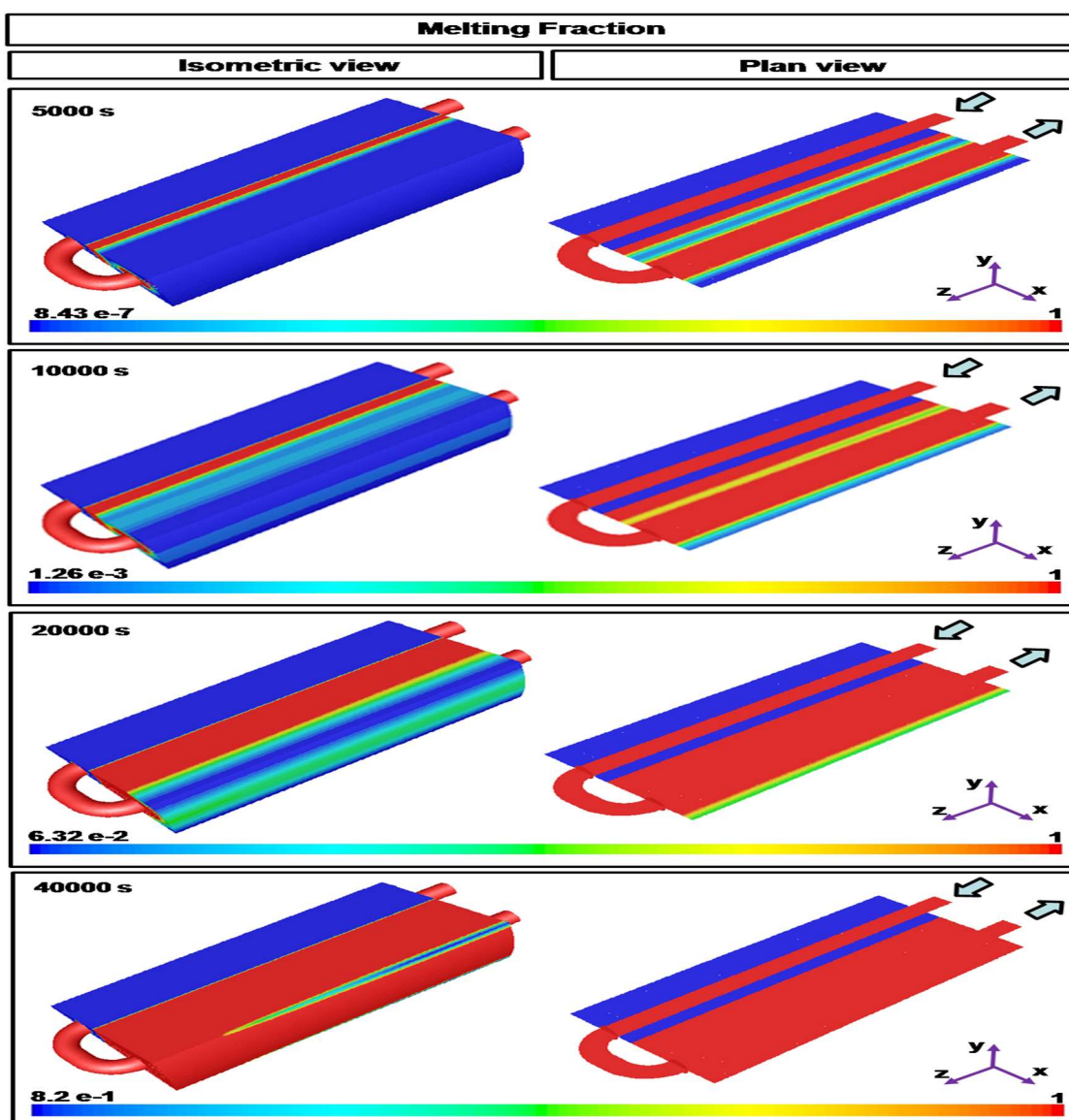


Figure 5.8. Cartographies de la fraction liquide du Ne-MCP à différents intervalles de temps (5000 s, 10000 s, 20000 s et 40000 s).

7.2 Effet de l'ajout de nanoparticules au fluide caloporteur (HTF)

L'effet de l'ajout de différents types de nanoparticules à différentes concentrations au fluide caloporteur (HTF) sur les performances du processus d'hydruration a été étudié. Différentes concentrations massiques (0,5%, 1% et 1,5%) d'oxyde de fer (Fe_2O_3) et d'oxyde de cuivre (CuO) sont dispersées dans le HTF de base qui est un sel solaire binaire (60% $NaNO_3$, 40% KNO_3). Le débit massique du fluide caloporteur (HTF) a été fixé à 0,08 Kg / s, ce qui présente la valeur optimale pour cette configuration qui est similaire à celle spécifiée par la référence [12]. Les propriétés thermo-physiques de ces nanoparticules sont présentées dans le tableau 1.

Propriétés	NaNO ₃ : KNO ₃	+Fe ₂ O ₃			+CuO		
	-	0.5 w%	1 w%	1.5 w%	0.5 w%	1 w%	1.5 w%
Conductivité thermique (W/mK)	0.649	0.927	0.632	0.774	0.87	0.525	0.543
Densité (kg/m ³)	1880	1896.8	1913.6	1930.4	1902.2	1924.4	1946.6
Chaleur spécifique (J/kgK)	1370	1394	1400	1383	1377	1343	1380

Tableau 5.1 : Propriétés thermo-physiques de différents types de nanoparticules dispersées dans le sel solaire à différentes concentrations (NaNO₃: KNO₃ avec 60:40 comme rapport molaire) [18, 32-34].

La Figure 5.9 illustre l'évolution temporelle de la fraction d'hydruration à différentes concentrations massique de nanoparticules Fe_2O_3 ajoutées au HTF (0.0, 0,5% ,1% et 1,5%) tout au long du processus d'hydrogénation. En effet, on observe que la durée du processus d'hydrogénation d'un lit MH équipé d'une solution nano fluide Fe_2O_3 / HTF à 0,5% en poids est réduite de 1,1%, par rapport au cas avec seulement le fluide caloporteur (HTF). L'augmentation de la concentration de Fe_2O_3 de 0,5% en poids a un effet négatif sur le taux de transfert de chaleur global. On voit que de petites concentrations (0,5% en poids) de Fe_2O_3 sont préférées pour augmenter le taux de transfert de chaleur dans le lit MH.

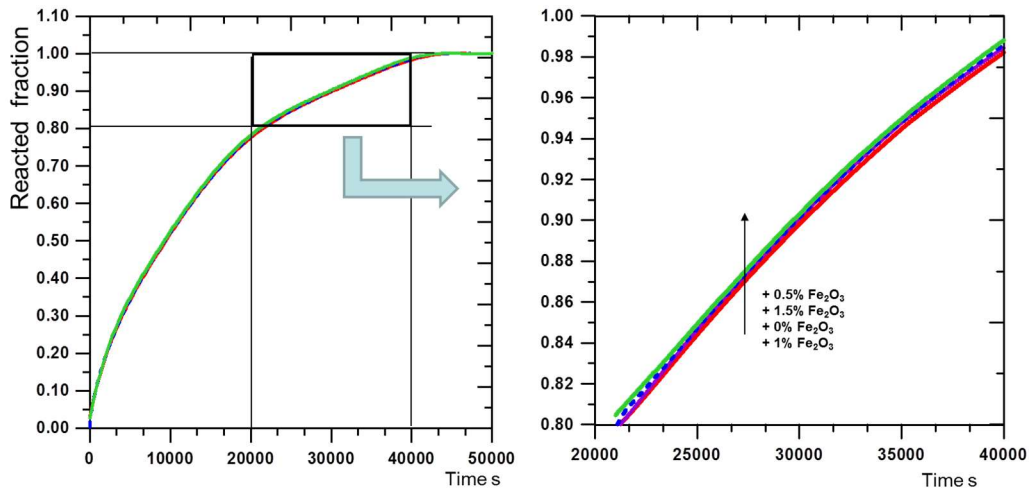


Figure 5.9. L'effet de concentrations différentes de nanoparticules de dispersés dans le fluide caloporteur (HTF) sur la fraction d'hydruration

A partir de la Figure 5. 10, on peut déduire que le cas du fluide caloporteur (HTF) avec 0,5% en poids de nanoparticules de Fe_2O_3 conduit à rendre le processus de fusion du MCP plus rapide. Il est intéressant de noter que l'ajout de nanoparticules de Fe_2O_3 au HTF n'a pas un effet considérable sur l'amélioration du processus d'hydruration.

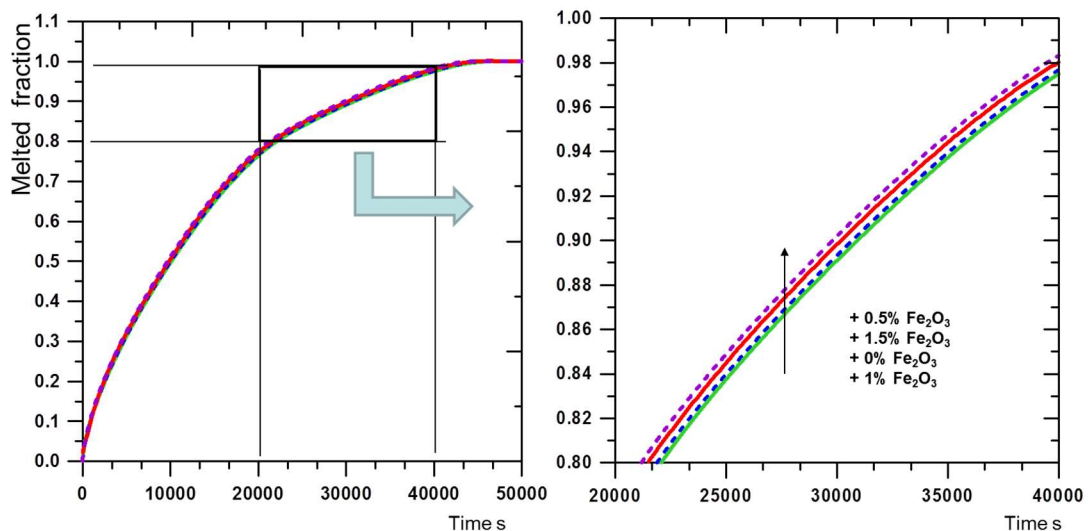


Figure 5. 10. L'effet de concentrations différentes de nanoparticules de dispersés dans le fluide caloporteur (HTF) sur la fraction liquide du MCP.

De même, l'effet de l'ajout de nanoparticules de CuO au fluide caloporteur (HTF) sur la durée du processus d'hydruration et de la fusion du MCP est étudié pour le deuxième cas (cas 2). La Figure 5. 11 illustre l'évolution dans le temps de la fraction d'hydruration à différentes concentrations massiques de CuO dans le fluide caloporteur (HTF) (0,0, 0,5 %, 1% et 1,5%)

tout le long du processus d'hydrogénation. Cette figure montre que le transfert de chaleur augmente à mesure que de petites concentrations (0,5% en poids) de nanoparticules de CuO sont ajoutées au fluide caloporteur (HTF) et cela conduit à l'amélioration du processus d'hydruration. L'augmentation de la concentration de CuO, de 1% en poids à 1,5% en poids ajouté au fluide caloporteur HTF, donne un effet négatif sur l'augmentation de la durée du processus d'hydrogénation.

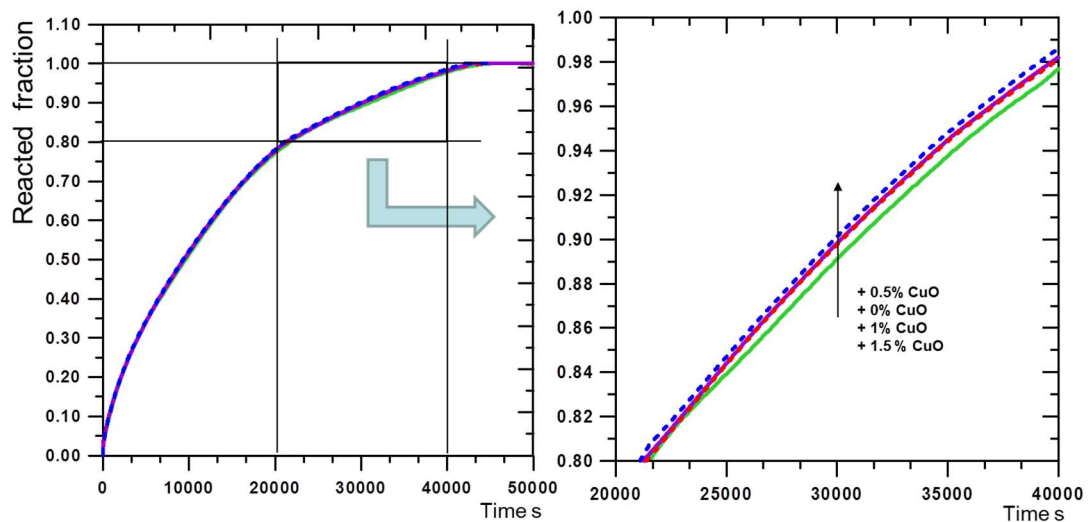


Figure 5.11. L'effet de concentrations différentes de nanoparticules de CuO dans le fluide caloporteur (HTF) sur la fraction d'hydruration.

De plus, l'amélioration du taux de transfert de chaleur dans le lit MH dépend du type de nanoparticules et de leurs concentrations. En ce qui concerne les performances de transfert de chaleur de nano fluide, nous notons que les nanoparticules additives Fe_2O_3 au fluide caloporteur (HTF) sont plus bénéfiques que les nanoparticules de CuO. Pour le cas avec Nanofluide contenant 0,5% en poids de nanoparticules de Fe_2O_3 , la performance de transfert de chaleur est améliorée de 1,3%, tandis que pour le cas avec les nanoparticules de CuO, dans les mêmes conditions, la performance est améliorée de 1,1%.

7.3. Effet de l'ajout de nanoparticules au MCP

Pour mieux mettre en évidence les performances de transfert de chaleur du MCP intégré dans le système MH, on vise à étudier dans cette partie l'effet de la variation des concentrations de nanoparticules (1% en poids, 3% en poids et 5% en poids) de graphène et de CuO dans le MCP. Le fluide caloporteur (HTF) avec 0,5% en poids de nanoparticules de Fe_2O_3 est maintenu à un débit massique optimal de 0,08 kg / s. Les propriétés thermo-physiques

pertinentes des Ne-MCP utilisés pour les études de simulation avec les conditions ci-dessous sont présentées dans le tableau 5. 2.

Propriétés	NaNO ₃	+CuO			+Graphene		
	-	1w%	3 w%	5 w%	1 w%	3 w%	5 w%
Conductivité thermique (W/mK)	0.632	0.632	0.685	0.722	0.651	0.690	0.731
Densité (kg/m ³)	2260	2302.4	2387.2	2472	2259.4	2258.2	2257
Chaleur spécifique (J/kgK)	1400	1375.597	1329.391	1286.355	1394.061	1382.175	1370.275

Tableau 5.2: Propriétés thermo-physiques de différents types de nanoparticules dispersées dans le sel NaNO₃ à différentes concentrations [18, 32-34].

La variation temporelle de la fraction d'hydruration dans le lit MH avec une concentration variable de graphène dispersé dans le Ne-MCP est illustré sur la figure 5.12. La durée du processus d'hydruration est réduite de 5,42%, 8,01% et 11,55% à la fraction massique de graphène respectivement de 1% en poids, 3% en poids et 5% en poids dans un Ne-MCP par rapport à un MCP pur.

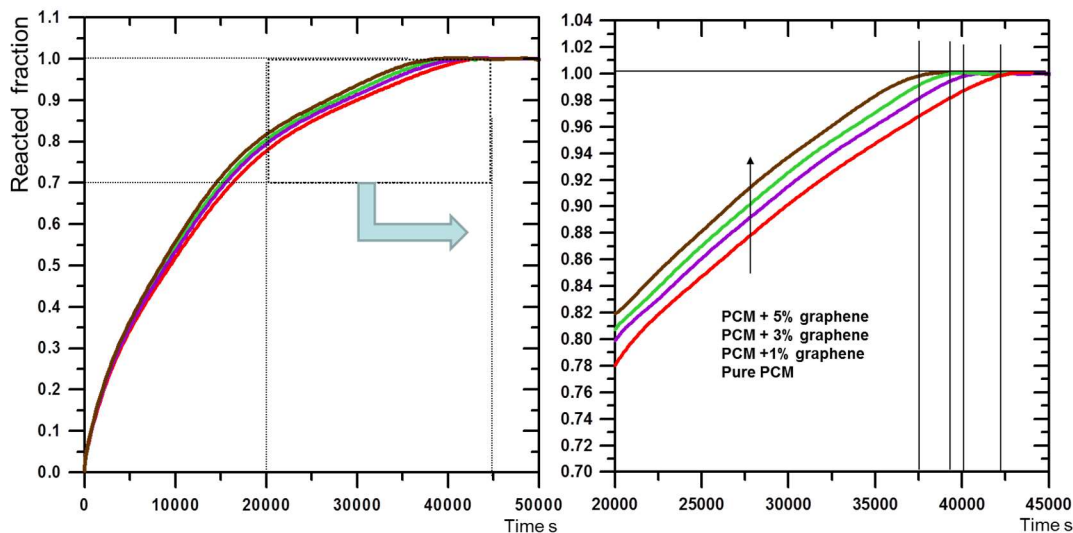


Figure 5. 12. L'effet de concentrations différentes de nanoparticules de graphène dispersées dans le MCP sur la fraction d'hydruration.

La variation temporelle de la fraction d'hydruration dans le lit de MH avec une concentration variable de CuO dispersée dans le Ne-MCP est illustré sur la figure 5.13. La durée du

processus d'hydruration est réduite respectivement de 8,01%, 11,32% et 17,21% pour des concentrations de 1%, 3% et 5% en nanoparticules de CuO .

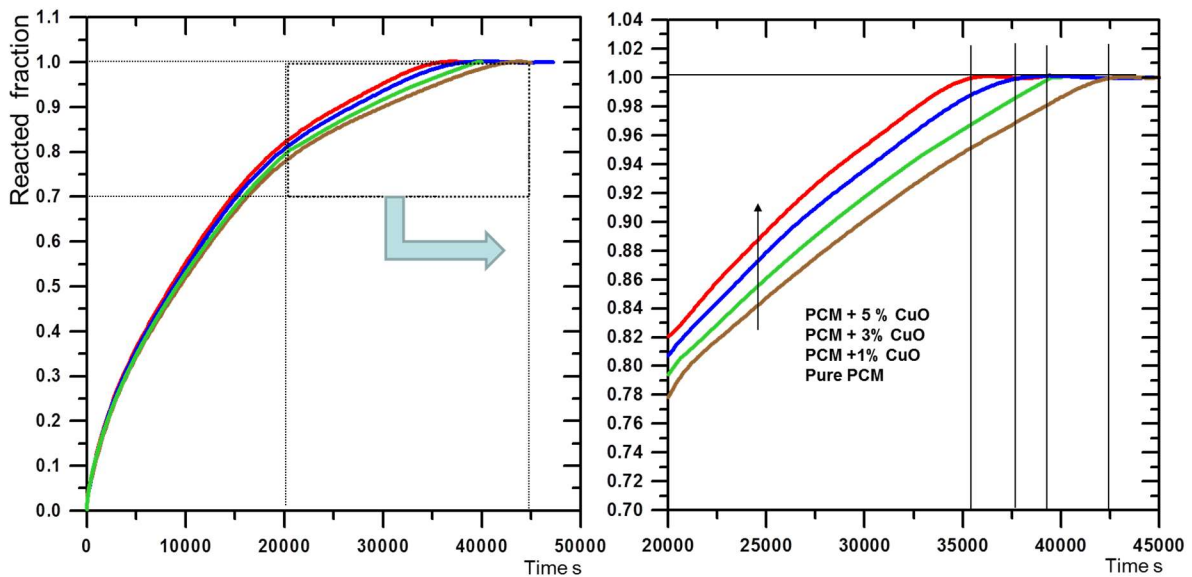


Figure 5.13. L'effet de concentrations différentes de nanoparticules de CuO dispersées dans le MCP sur la fraction d'hydruration.

Généralement, l'ajout des nanoparticules au MCP améliore le transfert de chaleur global et la fusion du MCP et peut également améliorer la vitesse de la réaction thermique dans le lit MH, ce qui réduit le temps nécessaire pour une réaction complète du lit MH. En effet, le taux de transfert de chaleur entre le nano fluide dispersé dans du Ne-MCP est plus élevé que dans le cas du MCP pur. Cependant, il a été constaté que l'utilisation de nanoparticules de CuO à 5% en poids est plus bénéfique pour réduire le temps d'hydruration complète par rapport à l'utilisation de nanoparticules de graphène à 5% en poids.

7. Conclusion

Ce chapitre présente une étude numérique du processus d'hydruration d'un lit d'hydrure métallique équipé de Ne-MCP et d'un échangeur de chaleur à tube en U avec nano fluide pour la récupération de chaleur de la réaction d'hydruration. Les nanoparticules de Fe₂O₃, CuO et graphène ont été ajoutées à diverses concentrations à la fois au fluide caloporteur HTF et au MCP. L'effet du type et de la concentration des nanoparticules a été étudié numériquement. On relève les conclusions suivantes :

- Les résultats montrent qu'avec l'intégration de l'échangeur de chaleur à tube en U au réservoir MH la durée du temps d'hydruration est améliorée de 33,5% par rapport à la configuration de base du réservoir MH.
- Les nanoparticules Fe₂O₃ et CuO ajoutées au fluide caloporteur HTF, avec la concentration de 0,5w% en poids, sont suffisantes pour améliorer le taux de transfert de chaleur dans le lit MH.
- L'ajout de nanoparticules au fluide caloporteur (HTF) ne montre pas un effet significatif sur l'amélioration du processus d'hydruration. En effet, c'est la conductivité thermique du lit MH qui limite l'évacuation de chaleur et ce n'est pas par le coefficient de transfert de chaleur par convection du tube en U.
- Un ajout optimal de nanoparticules au MCP a accéléré le transfert de chaleur global et a réduit ainsi le temps du processus d'hydruration.
- On constate que la dispersion de 5% en poids de nanoparticules (CuO ou graphène) dans du MCP a un effet important sur la réduction du temps d'hydruration complète.
- La durée du processus d'hydruration est réduite de 11,55% et 17,21% lorsqu' on ajoute respectivement 5% de nanoparticules de graphène ou de CuO au Ne-MCP.

Références

- [1] M. Afzal, R. Mane, P. Sharma, Heat transfer techniques in metal hydride hydrogen storage: A review, *Int. J. Hydrogen Energy*. 42 (2017) 30661–30682.
doi:10.1016/j.ijhydene.2017.10.166.
- [2] Y.H. Hu, Novel hydrogen storage systems and materials, *Int. J. Energy Res.* 37 (2013) 683–685. doi:0.1002/er.3056.
- [3] F.S. Yang, G.X. Wang, Z.X. Zhang, X.Y. Meng, V. Rudolph, Design of the metal hydride reactors - A review on the key technical issues, *Int. J. Hydrogen Energy*. 35 (2010) 3832–3840. doi:10.1016/j.ijhydene.2010.01.053.
- [4] R.K. Ahluwalia, J.K. Peng, T.Q. Hua, Bounding material properties for automotive storage of hydrogen in metal hydrides for low-temperature fuel cells, *Int. J. Hydrogen Energy*. 39 (2014) 14874–14886. doi:10.1016/j.ijhydene.2014.07.052.
- [5] M. V. Lototsky, M.W. Davids, I. Tolj, Y. V. Klochko, B.S. Sekhar, S. Chidziva, F. Smith, D. Swanepoel, B.G. Pollet, Metal hydride systems for hydrogen storage and supply for stationary and automotive low temperature PEM fuel cell power modules, *Int. J. Hydrogen Energy*. 40 (2015) 11491–11497. doi:10.1016/j.ijhydene.2015.01.095.
- [6] P. Adametz, K. Müller, W. Arlt, Energetic evaluation of hydrogen storage in metal hydrides, *Arch. Thermodyn.* (2016) 23–40. doi:10.1002/er.
- [7] P. Marty, P. De Rango, B. Delhomme, S. Garrier, Various tools for optimizing large scale magnesium hydride storage, *J. Alloys Compd.* 580 (2013) 324–328.
doi:10.1016/j.jallcom.2013.02.169.
- [8] S. Garrier, B. Delhomme, P. De Rango, P. Marty, D. Fruchart, S. Miraglia, A new MgH₂ tank concept using a phase-change material to store the heat of reaction, *Int. J. Hydrogen Energy*. 38 (2013) 9766–9771. doi:10.1016/j.ijhydene.2013.05.026.
- [9] A.A. Rabienataj Darzi, H. Hassanzadeh Afrouzi, A. Moshfegh, M. Farhadi, Absorption

- and desorption of hydrogen in long metal hydride tank equipped with phase change material jacket, *Int. J. Hydrogen Energy*. 41 (2016) 9595–9610.
doi:10.1016/j.ijhydene.2016.04.051.
- [10] H. Ben Mâad, A. Miled, F. Askri, S. Ben Nasrallah, Numerical simulation of absorption-desorption cyclic processes for metal-hydrogen reactor with heat recovery using phase-change material, *Appl. Therm. Eng.* 96 (2016) 267–276.
doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.11.093.
- [11] S. Mellouli, E. Abhilash, F. Askri, S. Ben Nasrallah, Integration of thermal energy storage unit in a metal hydride hydrogen storage tank, *Appl. Therm. Eng.* 102 (2016) 1185–1196. doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.03.116.
- [12] S. Mellouli, F. Askri, E. Abhilash, S. Ben Nasrallah, Impact of using a heat transfer fluid pipe in a metal hydride-phase change material tank, *Appl. Therm. Eng.* 113 (2017) 554–565. doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.11.065.
- [13] H. El Mghari, J. Huot, J. Xiao, Analysis of hydrogen storage performance of metal hydride reactor with phase change materials, *Int. J. Hydrogen Energy*. 44 (2019) 28893–28908. doi:10.1016/j.ijhydene.2019.09.090.
- [14] A. Miled, S. Mellouli, H. Ben Maad, F. Askri, Improvement of the performance of metal hydride pump by using phase change heat exchanger, *Int. J. Hydrogen Energy*. 42 (2017) 26343–26361. doi:10.1016/j.ijhydene.2017.08.118.
- [15] S. Zhang, F. Yang, L. Zhou, Y. Zhang, Z. Wu, Z. Zhang, Y. Wang, A novel multilayer fin structure for heat transfer enhancement in hydride-based hydrogen storage reactor, *Int. J. Energy Res.* 42 (2018) 3837–3850. doi:10.1002/er.4115.
- [16] K.C. Kim, A review on design strategies for metal hydrides with enhanced reaction thermodynamics for hydrogen storage applications, *Int. J. Energy Res.* 42 (2018) 1455–1468. doi:10.1002/er.3919.

- [17] H. Wu, Strategies for the improvement of the hydrogen storage properties of metal hydride materials, *ChemPhysChem*. 9 (2008) 2157–2162. doi:10.1002/cphc.200800498.
- [18] A. Awad, H. Navarro, Y. Ding, D. Wen, Thermal-physical properties of nanoparticle-seeded nitrate molten salts, *Renew. Energy*. 120 (2018) 275–288. doi:10.1016/j.renene.2017.12.026.
- [19] P.D. Myers, T.E. Alam, R. Kamal, D.Y. Goswami, E. Stefanakos, Nitrate salts doped with CuO nanoparticles for thermal energy storage with improved heat transfer, *Appl. Energy*. 165 (2016) 225–233. doi:10.1016/j.apenergy.2015.11.045.
- [20] M. Gupta, V. Singh, R. Kumar, Z. Said, A review on thermophysical properties of Nanofluids and heat transfer applications, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 74 (2017) 638–670. doi:10.1016/j.rser.2017.02.073.
- [21] M.A. Khairul, M.A. Alim, I.M. Mahbubul, R. Saidur, A. Hepbasli, A. Hossain, Heat transfer performance and exergy analyses of a corrugated plate heat exchanger using metal oxide Nanofluids, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 50 (2014) 8–14. doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.11.006.
- [22] K. Kant, A. Shukla, A. Sharma, P. Henry Biwole, Heat transfer study of phase change materials with graphene nano particle for thermal energy storage, *Sol. Energy*. 146 (2017) 453–463. doi:10.1016/j.solener.2017.03.013.
- [23] R. Elarem, T. Alqahtani, S. Mellouli, F. Askri, A. Edacherian, T. Vineet, I.A. Badruddin, J. Abdelmajid, A comprehensive review of heat transfer intensification methods for latent heat storage units, *Energy Storage*. (2020) 1–30. doi:10.1002/est2.127.
- [24] S. Ben Nasrallah, A. Jemni, Heat and mass transfer models in metal-hydrogen reactor, *Int. J. Hydrogen Energy*. 22 (1997) 67–76. doi:10.1016/s0360-3199(96)00039-0.
- [25] F. Askri, M. Ben Salah, A. Jemni, S. Ben Nasrallah, Optimization of hydrogen storage

- in metal-hydride tanks, *Int. J. Hydrogen Energy*. 34 (2009) 897–905.
doi:10.1016/j.ijhydene.2008.11.021.
- [26] C.A. Chung, C.S. Lin, Prediction of hydrogen desorption performance of Mg₂Ni hydride reactors, *Int. J. Hydrogen Energy*. 34 (2009) 9409–9423.
doi:10.1016/j.ijhydene.2009.09.061.
- [27] S. Mellouli, F. Askri, A. Edacherian, T. Alqahtani, S. Algarni, J. Abdelmajid, P. Phelan, Performance analysis of a thermal energy storage system based on paired metal hydrides for concentrating solar power plants, *Appl. Therm. Eng.* 144 (2018).
doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.09.014.
- [28] S. Mellouli, N. Ben Khedher, F. Askri, A. Jemni, S. Ben Nasrallah, Numerical analysis of metal hydride tank with phase change material, *Appl. Therm. Eng.* 90 (2015) 674–682. doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.07.022.
- [29] T. Alqahtani, S. Mellouli, F. Askri, P.E. Phelan, Performance analysis of a metal hydride-thermal energy storage system for concentrating solar power plants, *ASTFE Digit. Libr.* (2019) 1667–1676. doi:10.1615/TFEC2019.sol.027379.
- [30] M. Parsazadeh, X. Duan. Numerical and statistical study on melting of nanoparticle enhanced phase change material in a shell-and-tube thermal energy storage system. *Applied Thermal Engineering* 111 (2017) 950-960.
- [31] I.H. Kim, H.W. Sim, H.H. Hong, D.W. Kim, W. Lee, D.K. Lee, Effect of filler size on thermal properties of paraffin/silver nanoparticle composites, *Korean J. Chem. Eng.* 36 (2019) 1004–1012. doi:10.1007/s11814-019-0282-2.
- [32] A. Kamyar, R. Saidur, M. Hasanuzzaman, Application of Computational Fluid Dynamics (CFD) for Nanofluids, *Int. J. Heat Mass Transf.* 55 (2012) 4104–4115.
doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.03.052.

- [33] M. Faizal, R. Saidur, S. Mekhilef, M.A. Alim, Energy, economic and environmental analysis of metal oxides Nanofluid for flat-plate solar collector, *Energy Convers. Manag.* 76 (2013) 162–168. doi:10.1016/j.enconman.2013.07.038.
- [34] K. Kant, A. Shukla, A. Sharma, P. Henry Biwole, Heat transfer study of phase change materials with graphene nano particle for thermal energy storage, *Sol. Energy.* 146 (2017) 453–463. doi:10.1016/j.solener.2017.03.013.

Conclusion générale

Les travaux réalisés dans le cadre de cette thèse sont relatifs à l'intégration des matériaux à changement de phase dans les systèmes énergétiques. Ils nous ont permis en premier lieu d'élaborer une partie bibliographique mettant l'accent sur l'intérêt de l'utilisation de ces matériaux par rapport aux autres systèmes de stockage de chaleur. En effet, ils sont avantageux vu leur densité énergétique élevée et vu qu'ils sont capables de restituer la chaleur stockée à température constante.

La faible conductivité thermique, qu'ils présentent, met en évidence les différentes techniques qui a pour objectif d'améliorer le transfert thermique dans ces matériaux.

La revue de l'état de l'art présente des solutions ont été analysées et étudiées dans le premier chapitre. Parmi ces technologies, on trouve celle qui vise à l'amélioration du transfert conductif au sein des matériaux à changement de phase. Cela se fait par l'amplification des surfaces de transfert à l'aide des échangeurs à ailettes ou de type tubes et calandre. Cette solution est convenable pour les applications industrielles grâce à la facilité de mise en œuvre de ces échangeurs, de leur disponibilité sur le marché et de leur coût raisonnable.

On a aussi pu élaborer des Nano-MCPs à base de la cire de paraffine pour améliorer sa conductivité thermique. Pour cela, différentes concentrations de nanoparticules de graphite, de cuivre et d'aluminium sont ajoutés à la cire de paraffine. Les résultats ont montré une nette amélioration de la conductivité thermique de la cire de paraffine. On a aussi caractérisé à l'aide de la technique DSC (Calorimétrie à balayage différentielle) les échantillons de la cire de paraffine avec ces additives. A travers ce travail, on a pu remonter aux propriétés thermo physiques des nano-MCP.

L'étude expérimentale et numérique du réfrigérateur domestique intégrant un échangeur de chaleur à base de MCP montre une augmentation du temps d'arrêt du compresseur et minimise ainsi la consommation d'énergie du réfrigérateur. En effet, la consommation du réfrigérateur domestique intégrant l'échangeur de chaleur MCP est réduit de 12% et le coefficient de performance (COP) a augmenté de 8% par rapport au réfrigérateur sans MCP.

La simulation CFD effectuée dans l'étude a mis en évidence l'effet des conditions de fonctionnement sur les champs de température et de vitesse. Certes pour mieux évaluer et comprendre le phénomène d'intégration de MCPs dans le réfrigérateur domestique, on a recours aux paramètres liés au réglage du thermostat par le consommateur qui est la température de l'évaporateur. On a aussi recours aux paramètres liés à la conception qui sont les dimensions de l'évaporateur et à l'emplacement de la charge thermique à l'intérieur du compartiment réfrigérateur, etc., donc les études de simulation réalisées contribueront à comprendre l'intégration du MCP aux réfrigérateurs domestiques. A l'aide de cette étude, on a pu aussi maintenir la température de consigne stable.

Le long de ce travail, on a également analysé numériquement l'effet de l'intégration d'un Nano-MCP à un capteur solaire à tube sous vides sur ses performances. On a mis en évidence aussi l'utilisation des ailettes métalliques dans ce système comme un moyen d'augmentation de la surface d'échange thermique. Un modèle CFD a été réalisé sous Fluent6.3 pour étudier une géométrie à 2D. Les résultats ont montré une amélioration de l'efficacité du système.

Une étude numérique des performances thermiques d'un réservoir à hydrure métallique intégrant l'échangeur de chaleur à tube en U a mené à réduire et améliorer le temps d'hydruration de 33.5% par rapport à la configuration de base du réservoir. Cette étude a permis de conclure que l'ajout de nanoparticules au fluide caloporteur (HTF) ne montre pas un effet considérable sur l'amélioration du processus d'hydruration. Du coup on peut confirmer que ce n'est pas le coefficient de transfert de chaleur par convection dans le tube en U qui limite l'évacuation de chaleur mais plutôt la conductivité thermique qui le fait.

Donc à travers ce travail on a étudié et analysé l'effet de l'intégration de Matériau à changement de phase dans trois systèmes énergétiques ; le réfrigérateur domestique, le capteur solaire à tube sous vide et le réservoir à hydrure métallique. On a pu atteindre l'objectif fixé dans cette thèse qui consiste à étudier et analyser l'intérêt et l'impact de l'intégration de matériaux à changements de phase dans les systèmes énergétiques choisis.

Comme perspectives, on visera l'étude expérimentale et numérique d'autres systèmes énergétiques intégrant le stockage latent mettant en évidence de nouvelles configurations.