

UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique

THESE DE DOCTORAT

Spécialité : Energétique

Thème

ETUDE THEORIQUE D'UN SYSTEME DE STOCKAGE D'ENERGIE PAR
CHALEUR LATENTE COUPLE A UN SYSTEME FRIGORIFIQUE

Par

BERDJA Mohand

Devant le jury composé de :

Pr Semmar. D	Professeur, U de Blida 1	Président
Pr Hanini. S	Professeur, U de Médéa	Examineur
Dr Roudane. M	MCA, U de Blida 1	Examineur
Dr Kharchi. R	MRA, CDER, Alger	Examineur
Dr Abbas. M	MRA, UDES, Bou-Ismaïl	Examineur
Pr Hamid. A	Professeur, U de Blida 1	Encadreur
Pr Sari. O	Professeur, HEIG-VD, Suisse	Invité

Blida, juin 2019

RESUME

Le présent travail démontre l'efficacité d'utilisation d'un dispositif de stockage thermique par MCP dans l'amélioration des performances énergétiques et la diminution du travail du réfrigérateur domestique, sur la base de résultats expérimentaux et numériques. Une première configuration d'un dispositif de stockage thermique a été étudiée qui consiste en un MCP en plaque de forme parallélépipédique en contact direct avec la surface d'un évaporateur plat. Une deuxième configuration a ensuite été proposée en réponse à deux inconvénients rencontrés lors de l'étude la première configuration, qui consistent à l'augmentation de la résistance thermique au niveau de l'évaporateur, et le temps d'arrêt du compresseur qui n'est pas contrôlable. Cette configuration consiste en un MCP confiné dans des sphères et intégrés dans un échangeur de chaleur de type lit tassé (packed bed), et en contact seulement avec l'air intérieur du réfrigérateur. Il est également question d'une discussion portant sur l'effet du MCP, en comparaison à celui du givre, sur le transfert de chaleur pour le cas d'un réfrigérateur muni d'un évaporateur plat. Il a été noté que la résistance thermique dû à la présence du MCP est du même ordre de grandeur que celle du givre durant la phase de marche du compresseur (solidification), mais elle est plus faible que celle du givre durant la phase d'arrêt (fusion du MCP).

Le MCP mis en contact avec l'évaporateur a permis de prolonger le temps d'arrêt journalier de 17%, d'améliorer le COP du cycle frigorifique de 5%. Cependant, le MCP a causé la limitation du transfert de chaleur au niveau de l'évaporateur vers l'air à l'intérieur du réfrigérateur qui a augmenté légèrement la température de l'air de 1°C. La configuration d'un échangeur de chaleur en configuration de lit tassé de sphères (packed bed), comportant un matériau à changement de phase (MCP) a été développé, dans laquelle le MCP n'est en contact qu'avec l'air à l'intérieur du réfrigérateur, et n'affecte pas le transfert de chaleur. Le dimensionnement optimisé de l'échangeur de chaleur a permis également de contrôler le régime de fonctionnement du réfrigérateur et de prolonger le temps d'arrêt journalier de 12,6h (52.5%).

ملخص:

يوضح هذا العمل نجاعة استخدام جهاز التخزين الحراري بواسطة MCP في تحسين فعالية الطاقوية وتخفيض مدة عمل الثلجة المنزلية ، استنادًا إلى النتائج التجريبية والعددية.

تم تقديم عرض او لي لجهاز التخزين الحراري الذي يتكون من لوحة مواد تغيير الحالة MCP على شكل متوازي المستطيلات في اتصال مباشر مع سطح المبخر المسطح. سمح لنا النموذج المذكور سابقا بتحسين النموذج الأولي وذلك لتفادي سلبيات الجهاز و اقترح زيادة في المقاومة الحرارية للمبخر ، وايضا في وقت إيقاف الضاغط الذي يصعب التحكم فيه. يتكون هذا التصميم المقترح من MCP محصور في الكرات يتم دمجها في مبادل حراري من نوع السرير المعبأ ، لم يلامس سوى الهواء الداخلي للثلجة.

كما تتطرق هذه الدراسة أيضًا الى تأثير MCP ، مقارنة بتأثير الصقيع ، على نقل الحرارة للثلجة ذات المبخر المسطح. لقد لوحظ أن المقاومة الحرارية الناتجة عن وجود MCP هي بنفس درجة قوة مقاومة الصقيع أثناء مرحلة تشغيل الضاغط (التصلب) ، ولكنها أقل من مقاومة الصقيع أثناء مرحلة إيقاف التشغيل. (الانصهار MCP).

وضع MCP في اتصال مع المبخر لتمديد مدة التوقف اليومي بنسبة 17 % ، لتحسين COP دورة التبريد بنسبة 5 % . ومع ذلك ، تسبب MCP في تقييد انتقال الحرارة من المبخر إلى الهواء الموجود داخل الثلجة مما أدى إلى زيادة طفيفة في درجة حرارة الهواء تعادل 1 درجة مئوية. تم تطوير مبادل حراري (packed bed) متكون من مادة تغيير الحالة بحيث يكون MCP على اتصال مع الهواء الموجود في داخل الثلجة فقط ولا يؤثر على انتقال الحرارة.

كما سمح التصميم الأمثل لمبادل الحرارة بالتحكم في الثلجة وتمديد وقت توقف ها عن العمل اليومي بنسبة 12.6 ساعة (52.5%).

ABSTRACT

The present work aims to highlight the role of using a thermal storage device by PCM in improving energy performance and reducing the work of the domestic refrigerator, based on experimental and numerical results. A first configuration of a thermal storage device has been studied which consists of a parallelepiped shaped plate PCM in direct contact with the surface of a flat evaporator. A second configuration was then proposed in response to two drawbacks encountered during the study the first configuration, which consist in increasing the thermal resistance at the evaporator, and the incontrollable compressor stopping time. This configuration consists of a PCM confined in spheres and integrated into a packed bed type heat exchanger, and in contact only with the interior air of the refrigerator. There is also discussion of the effect of PCM, compared to that of frost, on heat transfer for a refrigerator with a flat evaporator. It has been noted that the thermal resistance due to the presence of PCM is of the same order of magnitude as that of frost during the compressor running phase (solidification), but it is lower than that of frost during the shutdown phase (melting).

The PCM put in contact with the evaporator allowed to extend the daily shutdown time by 17%, to improve the COP of the refrigerating cycle by 5%. However, the PCM caused the limitation of heat transfer from the evaporator to the air inside the refrigerator which slightly increased the air temperature by 1°C. The configuration of a packed bed heat exchanger containing PCM has been developed in which the PCM is in contact only with the air inside the refrigerator, and does not affect the heat transfer. The optimized design of the heat exchanger also made it possible to control the operating regime of the refrigerator and to extend the daily shutdown time by 12.6 hours (52.5%).

REMERCIEMENTS

Il m'est tout à fait agréable de pouvoir remercier chaleureusement tous ceux qui ont contribué à son élaboration et à son évaluation :

Je tiens tout d'abord à remercier mon encadreur Pr Hamid pour son encouragement, son aide et ses conseils tout au long de mes travaux de recherche.

Je remercie sincèrement le Pr Sari qui m'a fait l'honneur de codiriger cette thèse, d'avoir accepté de m'accueillir au sein de son laboratoire de Thermique Industrielle et Systèmes de la HEIG-VD, ainsi que de mettre tout les moyens possibles à ma disposition. Je remercie également tout les membres du laboratoire pour leur disponibilité et leur aide, et avec qui j'ai tissé des liens d'amitié.

Je tiens également à exprimer ma gratitude aux membres de jury qui m'ont fait l'honneur d'évaluer ce travail : Il s'agit tout d'abord de monsieur Djaffar Semmar, Professeur à l'université Saad Dahleb de Blida qui a accepté de présider le jury. Monsieur Mohamed Roudane, Maitre de conférences A à l'université Saad Dahleb de Blida. Monsieur Salah Hanini, Professeur à l'université de Médéa. Madame Razika Kharchi, Maitre de conférences A à l'université Saad Dahleb de Blida. Finalement monsieur Mohamed Abbas, Maitre de recherche A à l'unité de développement de équipement solaires UDES de Bousmail.

Mon plaisir est grand de pouvoir remercier sincèrement mes collègues de l'UDES à Bou-Ismaïl, et spécialement les membres de mon équipe de recherche (FCEER) pour leur précieuse aide et leur soutien.

Mon respect et mes remerciements restent insuffisants face au dévouement, à la compréhension et aux sacrifices de ma mère et de mon frère Amokrane, sans eux, tous mes efforts n'auraient pas abouti.

TABLE DES MATIERES

RESUME	1
REMERCIEMENTS	4
TABLES DES MATIERES	5
LISTE DES FIGURES	9
LISTE DES TABLEAUX	12
INTRODUCTION GENERALE	13
1. LES MATÉRIAUX À CHANGEMENT DE PHASE ET LE STOCKAGE THERMIQUE	15
1.1. Introduction	14
1.2. Propriétés et classification des MCP	14
1.2.1. Propriétés des MCP	14
1.2.1.1. Propriétés thermiques	15
1.2.1.2. Propriétés physiques	16
1.2.1.3. Propriétés cinétiques	16
1.2.1.4. Propriété chimiques	16
1.2.2. Classification des MCP	17
1.2.2.1. Les MCP classiques	17
1.2.2.2. Le MCP comme frigoporteur « le coulis de glace »	19
1.2.2.3. Les MCP à transition solide-solide	20
1.3. Amélioration des propriétés des MCP	21
1. 4. Méthodes pour traiter le changement de phase	23
1.4.1. Méthodes à suivi de l'interface	24
1.4.2. Méthodes enthalpiques	25
1.5. Méthodes de caractérisation des MCP	27
1.5.1. Calorimétrie différentielle à balayage	27
1.5.2. La technique T-History	28

1.6. Application des MCP comme dispositif de stockage thermique dans les systèmes de réfrigération	29
1.6.1. Application des MCP dans le bâtiment	29
1.6.2. Application des MCP dans les systèmes solaires	31
1.6.3. Application des MCP dans la réfrigération	32
1.6.3.1. MCP en contact direct avec la surface de l'évaporateur	35
1.6.3.1.a. Phénomène de givre dans les systèmes de réfrigération	36
1.6.3.2. MCP confinés dans une cuve de stockage	38
1.6.3.2.a. Problème de la perte de charge dans les lits tassés	42
1.7. Conclusion	43
2. ANALYSE THERMIQUE D'UN REFRIGERATEUR MUNI D'UN EVAPORATEUR PLAT COUPLE A UN MCP	44
2.1. Introduction	44
2.2. Description du dispositif expérimental	44
2.3. Description du model de calcul	46
2.3.1. Hypothèses de calcul	47
2.3.2. Sélection de la température de changement de phase, et arrangement du MCP à l'intérieur du réfrigérateur	48
2.3.3. Rôle du MCP dans le prolongement du temps d'arrêt du compresseur	50
2.3.4. Effet du MCP sur le transfert de chaleur à l'intérieur du réfrigérateur	52
2.3.5. Effet du MCP sur le régime de fonctionnement du réfrigérateur	60
2.3.6. Effet du MCP sur le coefficient de performance (COP)	63
2.4. Conclusion	66
3. ETUDE DE L'EFFET DU GIVRE ET DU MCP SUR LE TRANSFERT DE CHALEUR A L'INTERIEUR DU REFRIGERATEUR	67
3.1. Introduction	67
3.2. Modélisation du problème de givre sur le transfert de chaleur dans le réfrigérateur	67
3.2.1. Hypothèses de calcul	68

3.2.2. Définition de la résistance thermique au transfert de chaleur du givre et du MCP	69
3.3. Effet du givre et du MCP sur les performances de l'évaporateur	72
3.4. Effet du givre et du MCP sur le transfert de chaleur	75
3.5. Conclusion	77
4. ANALYSE THERMIQUE D'UN REFRIGERATEUR MUNI D'UN EVAPORATEUR A AILETTES VENTILE COUPLE A UN MCP	79
4.1. Introduction	79
4.2. Description du modèle de calcul	79
4.2.1. Hypothèses de calcul	80
4.3. Description du modèle physique	80
4.3.1. Le réfrigérateur	80
4.3.2. L'échangeur de chaleur contenant le MCP	81
4.3.3. Le ventilateur	82
4.4. Sélection du Matériau à Changement de Phase	83
4.4.1. Inconvénient de la configuration de l'évaporateur à ailettes	83
4.5. Régulation de la ventilation, et nouvelle stratégie de fonctionnement du réfrigérateur	83
4.6. Méthodologie de calcul	86
4.6.1. Détermination de la masse du MCP	87
4.6.1.1. Définition du temps de marche/arrêt du compresseur	87
4.6.1.1.a. Apports thermiques à travers les parois du réfrigérateur	??
4.6.1.1. b. Les apports thermiques dus aux ouvertures des portes	??
4.6.1.1.c. Apports thermiques dus à la résistance de dégivrage	??
4.6.1.2. Calcul du temps de solidification du MCP	90
4.6.1.3. Correction de la masse du MCP	90
4.6.2. Couplage entre les différents composants du système physique	90
4.6.2.1. Perte de charge à travers l'échangeur MCP	91
4.6.2.2. Calcul du rendement de ventilation	92
4.6.2.3. Définition de l'intervalle des vitesses toléré du ventilateur	93
4.6.2.4. Calcul du temps de fusion du MCP	93

4.6.3. Dimensionnement de l'échangeur de chaleur contenant le MCP	94
4.6.4. Optimisation des dimensions de l'échangeur contenant le MCP	95
4.6.4.1. Méthodologie proposée	96
4.7. Conclusion	99
5. ETUDE DE CAS D'UN REFRIGERATEUR DOMESTIQUE 600L	100
5.1. Introduction	100
5.2. Résultats et discussions	100
5.2.1. Conditions de test	100
5.2.1.1. Problème de manipulation de la température de consigne	102
5.2.2. Dimensionnement de l'échangeur de chaleur contenant le MCP	105
5.2.2.1. Définition de l'intervalle de vitesses toléré	105
5.2.2.2. Définition du diamètre équivalent	107
5.2.2.3. Définition de la longueur équivalente	112
5.2.3. Dimensions optimales de l'échangeur de chaleur	116
5.3. Validation du modèle théorique	118
5.3.1. Perte de charge dans l'échangeur de chaleur	118
5.3.2. Transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur à lit tassé	119
5.3.3. Temps de fusion du MCP contenu dans l'échangeur de chaleur à lit tassé	120
5.4. Comparaison avec les résultats de la littérature	122
5.5. Conclusion	123
CONCLUSION GENERALE	125
APPENDICE A: Liste des symboles et des abréviations	129
APPENDICE B : Organigramme de programmation du modèle de dimensionnement de l'échangeur de chaleur en lit tassé	132
APPENDICE C : Corrélations simplifiées pour le calcul des coefficients d'échange global pour le MCP, l'évaporateur et le fluide frigorigène	133
REFERENCES	135

LISTE DES FIGURES

Figure.1.1	Schéma d'une solidification avec surfusion	16
Figure.1.2	Schéma d'un système de stockage et de distribution d'un coulis de glace	20
Figure.1.3	Figure 1.3. Schéma d'un four d'un DSC	28
Figure.1.4	Exemples de dispositions d'un MCP dans un réfrigérateur	33
Figure.1.5	Cas d'un MCP en contact direct avec l'évaporateur	34
Figure.1.6	Cas d'un MCP confiné dans un échangeur de chaleur	34
Figure.1.7	Dispositif expérimental d'un réfrigérateur piégé entre l'air et le MCP	36
Figure 2.1	Emplacement des thermocouples et du PCM dans le compartiment réfrigérateur	45
Figure 2.2	Coefficients de transfert de chaleur convectif estimés à l'intérieur du réfrigérateur	48
Figure 2.3	Conception de l'évaporateur plat couplé à un MCP	49
Figure 2.4	Positionnement de la température de changement de phase par rapport à la température d'évaporation	50
Figure 2.5	Evolution du coefficient de transfert de chaleur à travers le MCP h_{PCM} . Phases Solidification/fusion	54
Figure 2.6	Evolution du nombre de Nusselt à travers le MCP Nu_{PCM} . Phases fusion	56
Figure 2.7	Coefficients de transfert de chaleur global H et H_{PCM} . Cycle de marche	57
Figure 2.8	Coefficients de transfert de chaleur global H et H_{PCM} . Cycle d'arrêt	58
Figure 2.9	Coefficient de perte de transfert de chaleur du MCP D_{PCM} . Cycles fusion/solidification	59
Figure 2.10	Profil de température de d'air, avec et sans MCP. Cycle de marche/d'arrêt	60
Figure 2.11	Profil de la température d'évaporation, avec et sans MCP. Cycle de marche/d'arrêt	61

Figure 2.12	Evolution du transfert de chaleur au niveau de l'évaporateur. Cas de la solidification	64
Figure 2.13	Evolution du transfert de chaleur au niveau de l'évaporateur. Cas de la fusion	65
Figure 3.1	Résistance thermique R_{frost} vs R_{PCM} . Cycle de marche	70
Figure 3.2	Résistance thermique R_{frost} vs R_{PCM} . Cycle d'arrêt	70
Figure 3.3	Résistance thermique R_{frost} vs R_{PCM} . Cycle d'arrêt.(MCP sans changement de phase)	72
Figure 3.4	Evolution du transfert de chaleur au niveau de l'évaporateur. Cycle de marche	74
Figure 3.5	Evolution du transfert de chaleur au niveau de l'évaporateur. Cycle d'arrêt	74
Figure 3.6	Coefficients de perte de transfert de chaleur, D_{PCM} et D_{frost} . Cycle de marche	76
Figure 3.7	Coefficients de perte de transfert de chaleur, D_{PCM} et D_{frost} . Cycle d'arrêt	77
Figure 4.1	Descriptif général du réfrigérateur domestique à évaporateur à ailettes	81
Figure 4.2	Configuration de l'échangeur MCP en lit tassé (Packed bed)	82
Figure 4.3	Schéma synoptique du réfrigérateur. Cycle de marche du compresseur	85
Figure 4.4	Schéma synoptique du réfrigérateur. Phase de fonctionnement de l'échangeur MCP. Cycle d'arrêt du compresseur	86
Figure 4.5	Représentation de l'échangeur de chaleur MCP avec ses dimensions réelles (en bleu) et calculées (en gris)	97
Figure 5.1	Régime de fonctionnement du réfrigérateur (expérimental)	101
Figure 5.2	Allure de la température de l'air et le MCP. Température de consigne= -1°C (expérimental)	102
Figure 5.3	Allure de la température de l'air et le MCP. Température de consigne= +1°C (expérimental)	103
Figure 5.4	Allure de la température de l'air et le MCP. Température de consigne= -3.5°C (expérimental)	104
Figure 5.5	Courbe du rendement de ventilation	105
Figure 5.6	Courbe caractéristique du système de ventilation (Vitesse, Perte de	106

	charge)	
Figure 5.7	Courbe de la puissance spécifique du système de ventilation	107
Figure 5.8	Allure du nombre de <i>Reynolds</i> pour les deux vitesses seuil (2.5, 3.7m/s)	108
Figure 5.9	Allure du nombre de <i>Nusselt</i> pour les deux vitesses seuil (2.5, 3.7m/s)	109
Figure 5.10	Allure coefficient d'échange convectif à travers le MCP ($h_{\text{échangeur}}$) pour les deux vitesses seuil (2.5, 3.7m/s)	109
Figure 5.11	Q et Q_{PCM} sur l'intervalle de vitesse tolérée [2.5 - 3.7 m/s] (Numérique)	110
Figure 5.12	Temps de fusion t_{PCM} sur l'intervalle de vitesses [2.5 - 3.7 m/s] (Numérique)	111
Figure 5.13	Diamètre équivalent D_i sur l'intervalle de vitesses [2.5 - 3.7 m/s] (Numérique)	112
Figure 5.14	Définition de la longueur équivalente au point (3.7m/s, 193.5 Pa) (Numérique)	113
Figure 5.15	Définition de la longueur équivalente au point (2.5m/s, 250.32 Pa) (Numérique)	114
Figure 5.16	Longueur équivalente dans l'intervalle des vitesses [2.5 - 3.7 m/s] (Numérique)	115
Figure 6.17	Largeur équivalente dans l'intervalle des vitesses [2.5 - 3.7 m/s] (Numérique)	115
Figure 5.18	Evolution de l'écart R [2.5 - 3.7 m/s] (Numérique)	117
Figure 5.19	Schéma du dispositif expérimental	118
Figure 5.20	Perte de charge à travers l'échangeur de chaleur. Numérique vs expérimental	119
Figure 5.21	Nombre de Nusselt à travers l'échangeur de chaleur. Numérique vs expérimental	120
Figure 5.22	Schéma du dispositif expérimental utilisé	121

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1	caractéristiques du réfrigérateur à évaporateur plat et du MCP	46
Tableau 2.2	Temps de marche, nombre de cycles et consommation électrique du réfrigérateur	62
Tableau 2.3	Valeurs du COP et de la température de l'évaporateur	65
Tableau 5.1	Caractéristiques du réfrigérateur et conditions de test	104
Tableau 5.2	Volume et nombre de sphère de l'échangeur MCP	117
Tableau 5.3	Evolution du temps de fusion du MCP pour une température fixe (-6°C)	121
Tableau 5.4	Evolution du temps de fusion du MCP pour un débit fixe (2.4 m ³ /h)	122
Tableau 5.5	Caractéristiques et performances du réfrigérateur couplé au MCP	123

INTRODUCTION GENERALE

L'efficacité énergétique est l'une des voies que notre société actuelle vise à adopter pour permettre une utilisation non excessive des ressources fossiles non renouvelables, permettant une diminution des gaz à effet de serre nocifs à notre environnement, et une réduction de la consommation énergétique en général. L'utilisation de systèmes de réfrigération plus efficaces associées à une meilleure gestion des besoins en énergie pourrait contribuer à cette situation de manière significative. Plusieurs solutions ont été proposées dans le but de réduire la consommation électrique et améliorer les performances énergétiques des systèmes de réfrigération. Les travaux associés se sont généralement axés sur la performance des compresseurs frigorifiques et des isolants des réfrigérateurs, plus récemment encore, les travaux se sont orientés vers le couplage des systèmes frigorifiques à des dispositifs de stockage thermique utilisant des Matériaux à Changement de Phase.

Au travers de la présente dissertation, nous présentons l'étude et l'élaboration de prototypes de systèmes de réfrigération qui fonctionnent de façon plus efficaces et consomment moins d'énergie électrique, et ces solutions se basent sur l'utilisation de systèmes frigorifiques incorporant des Matériaux à Changement de Phase (MCP). Ces matériaux ont la capacité de stocker de l'énergie thermique sous forme de chaleur latente, produite pendant les périodes creuses, pour ensuite la restituer à l'utilisation durant la période désirée ou pendant les périodes durant lesquelles la demande électrique pourrait s'avérer élevée. Le secteur résidentiel qui compte à la fois le froid ménager et la climatisation de petite puissance est le secteur le plus concerné, car il produit la presque totalité de la consommation électrique issue de la production du froid.

Ce travail a fait l'objet de l'étude de deux types de configurations de couplage d'un MCP avec un réfrigérateur conventionnel, qui se distinguent suivant la manière avec laquelle le MCP est disposé à l'intérieur du réfrigérateur. La première configuration consiste en une disposition directe du MCP à la surface d'un évaporateur plat. La deuxième disposition consiste à confiner le MCP dans une cuve de stockage en forme de lit tassé de sphères qui est traversé par un fluide frigoporteur. Cette disposition est destinée à être utilisée dans un réfrigérateur muni d'un évaporateur à ailettes ventilé dans lequel le MCP n'est en contact qu'avec l'air intérieur du réfrigérateur. Le présent travail est composé de cinq chapitres :

Le premier chapitre consiste en une étude biographique sur les MCP, ou il a été question d'étudier les différentes classes de MCP utilisés pour les applications de stockage thermique latent, de présenter les principaux axes de recherches et applications qui ont été entreprises sur les MCP, la description des méthodes numériques pour traiter le phénomène de changement de phase liquide-solide dans la résolution numérique de l'équation de chaleur, et les techniques les plus utilisées pour la caractérisation des propriétés thermiques des MCP. Dans ce chapitre, il est également question d'explorer les principaux axes de recherches effectués sur les MCP comme dispositif de stockage thermique. De plus, une attention particulière sera portée sur les applications du stockage thermique dans le domaine de la réfrigération.

Le deuxième chapitre traite de la première configuration de couplage d'un MCP avec un réfrigérateur conventionnel. Il consiste en une analyse thermique réalisée sur un réfrigérateur domestique couplé à un MCP disposé de manière directe à la surface d'un évaporateur plat. L'analyse thermique vise essentiellement à définir le rôle du MCP dans le prolongement du temps d'arrêt du compresseur, sur l'amélioration des performances thermiques du réfrigérateur et sur la réduction de sa consommation énergétique.

Le troisième chapitre il a été question d'une étude comparative théorique entre le MCP et le givre, dans le but de définir l'effet de l'épaisseur des deux matériaux sur les performances thermiques de l'évaporateur et le transfert de chaleur dans le réfrigérateur.

Dans le quatrième chapitre, une méthode de dimensionnement et d'optimisation d'un échangeur de chaleur en configuration de lit tassé de sphères (packed bed), comportant un MCP, et couplé à un système de ventilation secondaire a été développée. Cette configuration vient proposer des solutions à deux problèmes rencontrés lors de notre analyse théorique de la première configuration, à savoir la résistance thermique que le MCP génère au niveau de l'évaporateur, et de l'impossibilité de contrôler le prolongement du temps d'arrêt de réfrigérateur.

Finalement, le dernier chapitre traite de l'analyse des résultats théoriques du modèle développé pour le dimensionnement et l'optimisation d'un échangeur de chaleur contenant un MCP, pour le cas d'étude d'un réfrigérateur domestique couplé à un système de ventilation. La validation du modèle a également été présentée, en confrontant les résultats présents avec des résultats expérimentaux issus de la littérature.

1. LES MATÉRIAUX À CHANGEMENT DE PHASE (MCP)

1.1. Introduction

Un Matériau à Changement de Phase (MCP) désigne toute substance qui possède une importante chaleur de fusion, et qui fond et se solidifie à une certaine température. Ce matériau est ainsi capable de stocker et de libérer de grandes quantités d'énergie lorsque ce dernier passe de l'état solide à l'état liquide et inversement. Même si un stockage thermique par chaleur latente peut être réalisé par n'importe quel autre changement d'état (solide-solide et liquide-gaz, etc.), seul le changement d'état solide-liquide a trouvé jusque là un intérêt pratique dans le domaine du stockage d'énergie thermique. Bien qu'un changement d'état liquide-gaz puisse produire une chaleur de transformation plus élevée que celle d'une transformation solide-liquide, un stockage thermique faisant appel à un changement de phase liquide-gazeux n'est pas réalisable en pratique pour car il nécessite de grands volumes pour confiner le matériau sous sa phase gazeuse. Les MCP avec un changement de phase solide-solide sont des matériaux prometteurs dans le domaine du stockage thermique. Cependant, ils présentent l'inconvénient de posséder des transitions de phases généralement très lentes et une chaleur de transformation relativement faible, ce qui limite encore leurs applications dans le domaine de l'ingénierie.

1.2. Propriétés et classification des MCP

1.2.1. Propriétés des MCP

Il existe une large gamme de matériaux à changement de phase (MCP) utilisés dans les applications de stockage thermique latent, cependant, le choix de leur utilisation en tant que dispositif de stockage thermique doit satisfaire quelques critères de sélection. La sélection se fait selon la qualité des propriétés thermiques, physiques, chimiques et cinétique du MCP [1].

1.2.1.1. Propriétés thermiques

La température de fusion est le premier choix de sélection d'un MCP qui sera destinée à une quelconque application. Les matériaux possédant une température de fusion

inférieur à 15°C sont destinés aux applications du stockage du froid pour le conditionnement d'air, tandis qu'une température de fusion supérieure à 90°C servira à alimenter un générateur d'une machine frigorifique à absorption. Pour une gamme de température de fusion entre 15 et 90°C, le MCP peut être appliqué pour le chauffage solaire, ou bien pour l'écrêtage de la charge [2]. En plus d'une température adéquate, le MCP doit posséder une chaleur latente et une conductivité thermique élevée.

1.2.1.2. Propriétés physiques

Le MCP doit posséder une densité élevée, un coefficient de dilution faible entre les deux phases liquide et solide, ainsi qu'une faible pression de vapeur saturante.

1.2.1.3. Propriétés cinétiques

Le MCP doit avoir une phase de solidification qui ne présente pas de phénomène de surfusion (figure 1.1) ou bien un faible taux de surfusion, et un taux de cristallisation satisfaisant.

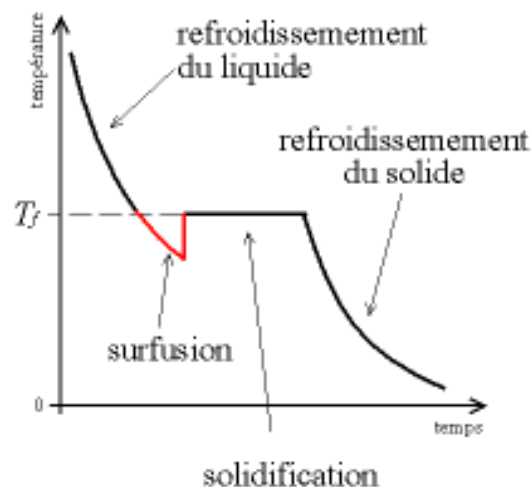


Figure.1.1. Schéma d'une solidification avec surfusion

1.2.1.4. Propriété chimiques

Le MCP doit être stable à long terme, compatible avec le matériau de la cuve de stockage, non toxique et ininflammable. Ajoutons à cela qu'il doit être abondant et non onéreux.

1.2.2. Classification des MCP

1.2.2.1. Les MCP classiques

Les MCP sont classés en : composés organiques, composés inorganiques, et eutectiques qui sont conçus suite à un mélange entre ces deux composées [3-6].

Les composé organiques (comportant la molécule de carbone) se composent de :

a. *Paraffines.* C'est des composés de chaines de n-alcanes $\text{CH}_3\text{-(CH}_2\text{)-CH}_3$. Ils possèdent une température de fusion ainsi qu'une chaleur latente de fusion croissante avec la longueur de la chaîne. Les paraffines sont très stables chimiquement, ne présentent pas de phase de ségrégation lors du changement de phase, et ne sont pas chers. Cependant, leur conductivité thermique est assez faible (autours de 0.2W/m.K), ce qui nécessite des moyens supplémentaires pour améliorer le transfert thermique au sein du matériau.

b. *Les matériaux non paraffines.* Cette catégorie comporte la plus large gamme de MCP. Elle inclue les acides gras, les esters, les alcools et les glycols. Ils sont cependant inflammables et instable à hautes températures.

Les acides gras sont considéré comme de très bons MCP, de part leur chaleur latente élevée qui est assez proche de celle des paraffines. Ils présentent également une bonne reproduction cyclique et ne présente pas de surfusion. Cependant, ils restent assez chers (2 à 2.5 le prix des paraffines) et sont moyennement corrosives. La formule chimique des acides gras se présente sous la forme : $\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{2n}\text{.COOH}$.

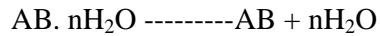
Les composés inorganiques sont subdivisés en :

a. *Les sels hydratés.* Ils sont considérés comme des alliages de sel et d'eau. La transformation solide-liquide dans ces composés est définie par une déshydratation de l'hydrate du sel, qui est thermodynamiquement semblable à un cycle de solidification-fusion.

Un sel hydraté peut fondre de deux manières. Il peut donner soit un sel hydraté plus concentré avec une quantité d'eau :



Soit donner une forme anhydre, c'est à dire du sel et de l'eau :



Ces sels ne sont généralement pas chers et abondants, avec une chaleur de fusion élevée et une conductivité d'environ deux fois plus importante que celle des paraffines (autours de 0.5 W/m.K), mais leur principal problème est qu'ils présentent une fusion non congruente, ce qui engendre la formation de sel qui pourrait sérieusement affecter la réversibilité du cycle de fusion/solidification, et causer une perte de densité thermique de stockage. Ces sels présentent également des problèmes de surfusion et de corrosion. Il est aussi à noter qu'il ya peu de sels qui possèdent une température adéquate pour le stockage thermique du froid, c'est à dire des sels ayant de basses températures de changement de phase. En effet, la majorité des solutions salées présentent une température de changement de phase au dessus de 40°C.

Afin de remédier à ces problèmes dans les applications de stockages, plusieurs méthodes ont été proposées :

-Afin de contrer la rareté des sels possédant des températures assez basses et favorables au stockage du froid, il y a eu recourt à l'utilisation de mélanges de sels afin d'obtenir des solutions eutectiques présentant de basses températures de changement de phase.

-Afin de contrer la surfusion, il y a eu recourt à l'ajout d'agents nucléants, ou d'un système d'agitation pour la favorisation de la nucléation.

-Pour éviter une fusion non congruente et la ségrégation de sel, plusieurs techniques ont été utilisés à cette fin, comme : (1) l'ajout d'agents épaississants afin que le sel solide puisse rester en suspension et ne pas tomber au fond de la cuve et, (2) mettre un système d'agitation pour uniformiser le mélange, (3) l'ajout d'un agent chimique pour permettre la bonne congruence du matériau et (4) l'utilisation d'un système de stockage contenant un sel avec échangeur de chaleur en contact direct entre le sel hydraté et un fluide immiscible (huile synthétique).

-Pour contrer la faible conductivité thermique des sels hydratés, qui est traduit par un temps de décharge de froid assez long, des solutions ont été proposées pour remédier à ce problème, comme par exemple d'utiliser l'encapsulation du MCP qui permet d'améliorer le transfert de chaleur entre le sel contenu dans les capsules et le fluide caloporteur, ou bien

d'utiliser un échangeur de chaleur à contact direct. D'autres travaux ont concerné l'intégration d'ailettes et de métaux au sein du MCP pour améliorer le transfert de chaleur.

b. Les métaux. Leur application dans les procédés de stockage d'énergie thermique sont très limités car ils peuvent présenter l'inconvénient d'une densité très élevée. Cependant, lorsque le volume est considéré, ils pourraient être de potentiels candidats à une application de stockage, en raison de leur importante chaleur latente de fusion par unité de volume. Leur point fort est qu'ils présentent une très bonne conductivité thermique. Les MCP métalliques concernent que les métaux avec de basses températures de fusion (pas plus d'une centaine de degrés Celsius).

Quant aux eutectiques, ils sont conçus à partir d'une composition de deux ou de plusieurs composants sous une certaine composition qui se cristallisent de façon congruente, sous une température minimale aux deux composants. Le mélange peut être totalement organique ou inorganique, ou bien les deux ensembles. Sharma [7] a entrepris un excellent travail de classification des eutectiques les plus utilisés dans le domaine du stockage thermique, avec une présentation de leurs caractéristiques thermiques correspondantes.

1.2.2.2. Le MCP comme frigoporteur « le coulis de glace »

Le froid produit dans une machine frigorifique peut être utilisé de deux manières distinctes ; soit par une utilisation *directe* du fluide frigorigène en changement de phase liquide-vapeur dans un échangeur de chaleur en contact avec le milieu à refroidir, ou bien par une utilisation *indirecte* d'un fluide frigoporteur, dont le rôle est d'acheminer le froid produit préalablement par le système frigorifique. Le frigoporteur a pour rôle le transport du froid, et il est défini comme milieu intermédiaire entre la boucle frigorifique utilisant un fluide frigorigène, et le milieu à refroidir. Un frigoporteur peut être monophasique liquide (de l'eau ou de l'eau glycolée en général), diphasique avec un changement de phase solide-liquide (coulis de glace [8] (figure 1.2), ou coulis d'hydrates de CO₂ [9]) ou bien diphasique avec changement de phase vapeur-liquide dans lequel le fluide frigorigène est utilisé comme frigoporteur [10] (comme le R12, ou un fluide plus prometteur, le CO₂).

L'utilisation de systèmes frigorifiques utilisant un fluide frigoporteur diphasique de type coulis de glace a suscité beaucoup d'intérêt ces dernières années en raison de ces avantages conséquents, comme : (1) la réduction des puissances frigorifiques installées, (2) l'écrêtage des pointes, (3) le fonctionnement nocturne pour bénéficier d'une

température ambiante basse, (4) amélioration du COP, (5) régime de fonctionnement à plein charge du compresseur et (6) réduction de la consommation électrique [10].

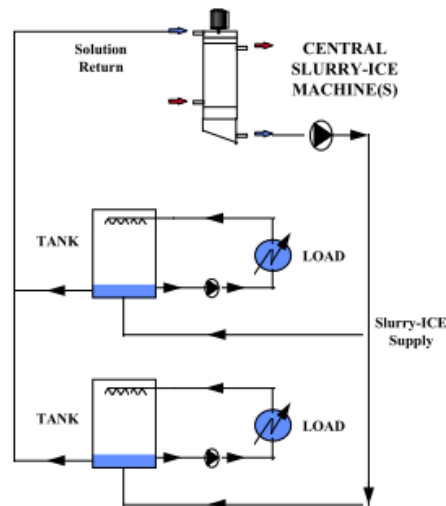


Figure.1.2. Schéma d'un système de stockage et de distribution d'un coulis de glace [8]

1.2.2.3. Les MCP à transition solide-solide

Les matériaux à changement de phase solide-solide (MCP-SS) destinés pour le stockage de l'énergie thermique suscitent un intérêt croissant en raison de leur importante densité de stockage d'énergie et de leurs avantages inhérents par rapport à leurs homologues présentant un changement de phase solide-liquide (par exemple; inexistence de fuite, pas de nécessité d'encapsulation, pas de séparation des phases, variation de volume plus faible). Il existe une soixantaine de MCP-SS qui ont été étudiés dans la littérature, et sont conçus selon deux approches principales, bien explicitées dans les travaux de Singh *et al.* [11] et Du *et al.* [12]. Ils sont classés en quatre types, sur la base de leur structure moléculaire : Les MCP-SS polymériques, organiques, organométalliques et inorganiques.

Les MCP-SS sont des matériaux prometteurs qui possèdent de nombreux avantages pour les applications de stockage de chaleur. Cependant, la plupart des travaux effectués sur ces matériaux ont été principalement axés sur leur caractérisation thermique, et leur utilisation dans des applications d'ingénierie nécessite une caractérisation plus détaillée afin de définir leur potentiel et leurs limites. Elle peut concerner des recherches sur l'amélioration du processus de production pour la réduction de leurs coûts, l'amélioration

de leur faible conductivité thermique qui joue un rôle important dans le stockage de l'énergie thermique, et l'étude de leur cinétique de transition de phase qui est fortement influencée par des paramètres telles que le masse moléculaire, la viscosité à l'état fondu et la nature des interactions intermoléculaires [13].

1.3. Amélioration des propriétés des MCP

Les MCP doivent posséder des propriétés thermo-physiques, cinétiques, économiques et chimiques adéquates pour une utilisation dans les systèmes de stockage thermique. Bien que beaucoup de matériaux aient été définis comme des MCP, la majorité d'entre eux ne répondent pas aux critères requis. Outre leurs avantages, les MCP présentent également certaines caractéristiques indésirables, telles qu'une faible conductivité thermique, présence de la corrosion, une fusion non congruente et un degré de surfusion.

L'étude des propriétés des MCP a fait l'objet d'une attention particulière ces dernières années et a fait l'objet de plusieurs travaux portant principalement sur l'association d'additifs avec des MCP existants ou sur la combinaison de différents types de MCP, dans le but d'améliorer leurs performances et leurs caractéristiques. Cantor [14] est l'un des premiers à étudier les propriétés du MCP en phases de fusion et de solidification. L'auteur avait mené des travaux expérimentaux sur un sel hydraté, le $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$, afin de définir son comportement thermique durant les phases de solidification et d'une fusion non congruente. L'auteur avait observé qu'une fusion non congruente entraînerait des disparités entre les valeurs de l'enthalpie de fusion et de solidification. L'auteur avait effectué des tests par calorimétrie à balayage différentiel (DSC) pour plusieurs concentrations de sel, afin de déterminer la différence d'enthalpie entre les phases et il avait noté que cette différence diminuerait considérablement le potentiel de stockage thermique, et que l'enthalpie de solidification autour de la température péritectique ne dépassait jamais 60% de la valeur de l'enthalpie au cours de la phase de fusion. Suite à cela, Wu *et al.* [15] avaient conduit des essais sur un nano-fluide, le $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{H}_2\text{O}$, afin d'évaluer son potentiel en tant que nouveau MCP destiné au stockage de l'énergie thermique dans les systèmes de refroidissement. Plusieurs échantillons de différentes fractions massiques de nano-fluides ont été préparés pour suivre un test de refroidissement. Les résultats avaient montré qu'une fraction massique de 0,2% permettrait de réduire de 20,5% le temps total de solidification, et de 70,9% le degré de surfusion,

tandis que la conductivité thermique avait été améliorée de 10,5%. Sciacovelli *et al.* [16] avaient analysé le processus de fusion dans un système de stockage thermique en forme de tube et calandre vertical, à l'aide d'un modèle de calcul dynamique basé sur la méthode enthalpique pour traiter le phénomène de changement de phase. L'évolution de la température et l'interface de fusion ont été analysées, et la dynamique du fluide a été résolu en phase liquide afin de clarifier le rôle de la convection naturelle dans le liquide pendant le changement de phase. La conductivité thermique dans le MCP a été améliorée par l'ajout de nanoparticules hautement conductrices, entraînant par la suite une réduction du temps de fusion de 15% pour une fraction volumique de nanoparticules de 4%. Il a été également noté que la convection naturelle et les conditions d'entrée du fluide caloporteur influent considérablement sur le comportement thermique du système de stockage thermique, et pourrait représenter une difficulté supplémentaire pour la détermination de paramètres tels que les taux de stockage/déstockage d'énergie et les temps de fusion/solidification. Ces paramètres sont plus que nécessaires à la conception et au dimensionnement des systèmes de stockage thermique par chaleur latente. Le problème de présence de convection naturelle a finalement été résolu par Li *et al.* [17] qui avaient étudié l'encapsulation d'un MCP dans une structure poreuse en nid d'abeille, le tout conditionné dans une cuve en acier inoxydable, pour supprimer la convection naturelle du MCP en phase liquide. Les résultats expérimentaux avaient montré que la convection naturelle est totalement supprimée lorsque le MCP et le nid d'abeilles sont combinés pour des proportions massiques de 70% à 30%. Zhao [18] avait mesuré les conductivités thermiques effectives d'un MCP micro-encapsulé à base d'urée formaldéhyde et de paraffine de différentes densités en utilisant l'approche expérimentale connue sous le nom de l'approche 3 ω . Cette méthode, basée sur le principe de la détection harmonique, permet de mesurer les propriétés thermo-physiques d'échantillons à l'échelle microscopique tels que les MCP micro-encapsulés. L'auteur avait conclu que la conductivité thermique effective des MCP micro-encapsulés augmente avec l'augmentation de la densité, tandis qu'elle diminue linéairement avec l'augmentation de la température avec une exception faite pour la température de changement de phase où elle présente une valeur maximale de la conductivité. Founti [19] avait étudié le couplage du marbre avec un MCP mélangée à de la résines d'époxy et avait réussi à obtenir un nouveau matériau de construction possédant une charge thermique et dynamique contrôlée. L'auteur avait constaté que la valeur de la capacité calorifique spécifique mesurée du marbre revêtu de résine d'époxy contenant 20% de MCP avait augmenté de 7,5 à 15% par rapport au même marbre sous sa forme brute.

Alkan [20] avait introduit un groupement sulfonique (SO_3H) sur deux types de paraffines, le docosane et l'hexacosane, pour trois différents dosages molaires destinée à une application de stockage thermique latent. Les auteurs avaient noté que l'enthalpie de fusion et de solidification du docosane et de l'hexacosane pourrait être prolongée par le procédé de sulfonation, sans pour autant affecter significativement leur température de changement de phase. Lopez [21] avait utilisé les propriétés conductrices du graphite associé à un MCP de structure saline pour amélioration de ses propriétés. L'analyse calorimétrique des matériaux graphite/sel a permis de constater une absence de l'influence du graphite sur la chaleur latente du sel hydraté, une intensification du transfert thermique et une réduction du phénomène de surfusion, un phénomène qui se manifeste souvent dans les sels hydratés en phase de solidification.

1. 4. Méthodes pour traiter le changement de phase

Les deux principaux problèmes qui peuvent être gouvernés par les équations différentielles sont les problèmes dits de *valeurs initiales* (initial value problems), et les problèmes dits de *valeurs aux limites* (boundary value problems). Dans cette dernière catégorie, la solution de l'équation différentielle satisfait un certain nombre de conditions de la limite du domaine physique, et ces conditions sont spécifiées en plusieurs valeurs de la variable indépendante (exemple : deux conditions aux limites pour le cas unidimensionnelle). Dans beaucoup de cas pratiques, la limite du domaine est une inconnue a priori, et doit être déterminée comme une partie de la solution. Le terme problème à *limite libre* est communément employé pour définir un problème permanent comprenant une limite (inconnue) stationnaire. Un problème dit à *limite mobile* est associé à un problème dépendant du temps et la position de la limite est déterminée par une fonction de l'espace et du temps. Cependant, ces deux types de problèmes ont souvent étaient inclus sous le seul terme à savoir un problème à *limite mobile* [22]. Cette catégorie de problème possède une autre appellation plus courante dans le domaine de la thermique, à savoir le *problème de Stefan*, en référence aux travaux de Josef Stefan qui, vers la fin du 19^{ème} siècle, s'est intéressé à la fusion de la calotte polaire.

Le transfert de chaleur en présence d'un changement de phase solide/liquide appartient à cette catégorie de problème. Le principal défi réside dans la non-linéarité engendrée par la présence de cette limite mobile, qui, dans un problème de changement de phase, est

représentée par une interface séparant les deux phases liquide et solide, dont la forme et la position évoluent avec le temps selon les apports thermiques. Par conséquence, la solution du problème inclura à la fois une condition destinée pour la détermination de la limite elle-même, et d'autres conditions propres au problème, afin de compléter la définition de l'équation différentielle. La résolution de cette catégorie de problème peut se faire par la suite par diverses méthodes (méthodes de discrétisation ou méthode des tirs par exemple) selon deux approches principales, d'après que l'on privilégie la connaissance de la position de l'interface, ou la connaissance du champ de température (ou d'enthalpie).

1.4.1. Méthodes à suivi de l'interface

Cette approche regroupe les méthodes qui traitent le problème à deux phases, les équations de transfert sont résolues séparément dans le liquide et le solide, et la position de l'interface est obtenue par la résolution de l'équation du bilan d'énergie à l'interface. Cette approche est adaptée en particulier aux cas où l'on considère la fusion ou la solidification d'un matériau pur, pour lequel le changement de phase se produit à une température bien déterminée [23-26]. Le problème central est alors le calcul de la position du front de fusion, qui donne lieu à deux approches différentes :

(1) Les méthodes les plus anciennes considèrent un maillage fixe sur l'ensemble du domaine liquide/solide. L'interface ne passe a priori par aucun nœud du maillage, et il est alors nécessaire d'interpoler les champs de température aux nœuds encadrant le maillage par différentes approximations. L'approximation peut se faire alors sous deux procédés différents, soit en adaptant la valeur du pas de temps, de façon à ce que l'interface se situe toujours sur un nœud du domaine, ou en supposant que l'interface se situant toujours sur un nœud du domaine au cours du processus, il faut donc calculer le pas d'espace à chaque pas de temps.

(2) Une méthode très fréquemment utilisée et qui peut trouver un champ d'application important dans le cas de configurations multidimensionnelles, se base sur une transformation de coordonnées de l'espace physique irrégulier (x, y) en un espace de calcul (ξ, η) , avec ξ et η sont en fonction de x, y et du temps t . Son principe consiste à immobiliser l'interface par cette transformation de coordonnées dans le nouveau maillage fixe et rectangulaire à chaque étape de temps, alors que le maillage physique, lui, varie en fonction du temps et

du front de fusion. Cette transformation, initialement proposé par Landau [22], permet de faire correspondre un domaine de calcul fixe à chacune des deux phases.

La difficulté majeure qui peut être rencontré dans les méthodes à suivi de l'interface est dans la génération d'un nouveau maillage à chaque étape de temps. En effet, celui-ci doit être construit de façon à suivre la déformation de l'interface solide/liquide en maintenant les nœuds sur celle-ci tout au long du processus de fusion.

1.4.2. Méthodes enthalpiques

Une approche alternative très largement utilisée, commune aux problèmes de conduction et ensuite étendue aux problèmes de convection/diffusion, consiste à considérer le domaine d'étude comme une seule phase dont les propriétés thermo physiques dépendent fortement de la température. On se ramène alors à la résolution d'une seule équation d'énergie, non linéaire, pour tout le domaine contenant les phases liquide et solide. Ces méthodes ne nécessitent pas de satisfaire explicitement les conditions aux limites à l'interface par le biais de l'équation du bilan d'énergie, d'où la possibilité d'utiliser une solution à maillage fixe, ce qui laisse à employer directement la procédure de solution, sans passer par des manipulations mathématiques de déformation de maillage ou de transformation de coordonnées.

Ces méthodes sont appliquées généralement avec des maillages rectangulaires dans l'espace physique. Elles traitent souvent les équations générales en variables primitives avec une équation d'énergie sous forme enthalpique (en fonction de l'enthalpie au lieu de la température), proposée en premier lieu par Shamandar *et al.* [27]. Elles sont bien adaptées aux problèmes qui emploient un matériau non pur, pour lequel le changement de phase se produit sur une plage de température [28]. En effet, l'enthalpie de changement de phase peut être exprimée en fonction de la température en suivant une loi bien définie propre au matériau, ce qui servira à écrire l'équation d'énergie sous sa forme enthalpique à partir de sa forme initiale en fonction de la température.

Les méthodes enthalpiques peuvent satisfaire qu'implicitement le bilan d'énergie à l'interface, et ceci en prenant compte de la chaleur latente dans l'équation d'énergie par l'assignation d'une valeur de cette chaleur à chaque nœud, qui est raccordé à la température du volume de contrôle. Lors du changement de phase, la chaleur latente du nœud que contient le volume est ajustée afin qu'il tienne compte de l'absorption (ou le

dégagement) de la chaleur latente, qui se traduira dans l'équation d'énergie par l'emploi d'un terme source adéquat (ou d'un terme puits). Cette approche est elle-même appelée formulation enthalpique [29-31]. D'autres approches sont également utilisées pour résoudre l'équation d'énergie, et sont basées sur la définition d'une capacité thermique massique apparente [27,29], ou sur la définition d'un intervalle de température [32].

En présence de convection naturelle, l'emploi d'un maillage fixe exige l'annulation des vitesses sur les nœuds de la phase solide, étant donné que la résolution dans le domaine de calcul se fait avec une seule équation, l'utilisation de celle-ci pourra donc être étendue pour les deux phases. Plusieurs techniques ont été élaborées à cette fin :

(1) Shamandar *et al.* [27] avaient proposé une technique dénommée *switch on*, la plus ancienne, qui consiste à placer directement la valeur zéro aux vitesses des nœuds solides, et ceci en identifiant cette phase solide par examiner la contribution de la chaleur latente au niveau de la valeur d'enthalpie à chacun des volumes du domaine.

(2) D'autres auteurs, comme Voller [29] avait employé une technique assez courante dans les problèmes en présence de changement de phase, qui consiste à placer une viscosité variable en fonction de l'enthalpie dans les équations de mouvements. Elle est définie de sorte à donner une valeur de viscosité importante lorsque l'enthalpie devient nul (le volume ne contient que du solide), ce qui permettrait d'annuler les vitesses dans cette phase.

(3) Une technique plus élaborée connue sous le nom de *Darcy source* consiste à utiliser des termes sources adéquats, injectés artificiellement dans les équations de mouvement, afin d'immobiliser la substance sur les nœuds de la phase solide. Dans un autre article, Voller *et al.* [30] avaient proposé une étude détaillée sur les techniques d'immobilisation dictées précédemment, et a conclu que cette dernière, à savoir la technique de *Darcy source*, offre l'avantage d'être souvent stable, et peut servir à modéliser des phénomènes de changement de phase comprenant une zone pâteuse (matériau non pur) avec une bonne signification physique du phénomène.

En général, les méthodes enthalpiques surmontent beaucoup de difficultés dans le calcul numérique, tel que l'écriture du bilan d'énergie à l'interface, et la génération du maillage à chaque pas de temps. Elles permettent de distinguer les différentes zones de transition du matériau lors du changement de phase (solide, liquide et pâteuse si elle existe)

en passant par les techniques d'immobilisation proposée auparavant. Elles ont toutefois, moins de mérite dans le calcul des flux de chaleur au voisinage de l'interface, puisque elles ne prennent pas en compte les conditions appliquées au niveau de celle-ci. Cependant, la méthode enthalpique est souvent retenue pour des problèmes de changement de phase avec des géométries compliquées et pour des problèmes à multi fronts en raison de leur maillage fixe et rectangulaire, mais nécessite quand même un affinage de mailles assez important pour avoir la précision de la méthode à suivie d'interface.

1.5. Méthodes de caractérisation des MCP

On retrouve dans la littérature plusieurs techniques de caractérisation des propriétés thermiques des MCP (mesure de température de changement de phase, chaleur latente, capacité thermique, densité, etc.). La calorimétrie différentielle à balayage, et la *T-History* font partie des techniques les plus utilisées.

1.5.1. Calorimétrie différentielle à balayage

La calorimétrie différentielle à balayage (en anglais *Differential Scanning Calorimetry* ou DSC) est une technique dans laquelle le flux de chaleur (puissance thermique) de l'échantillon est mesuré en fonction de la température, dans une atmosphère contrôlée. Dans la pratique, ce qui est mesuré est la différence de flux de chaleur dans une gamme de température définie, entre un creuset contenant l'échantillon et un creuset contenant un matériau de référence (usuellement du vide). Cette technique fournit des informations d'ordre qualitative et quantitative, lors des processus endothermique d'absorption (e.g. solidification) et exothermiques de dégagement d'énergie (e.g. fusion) du MCP en changement de phase. Cette technique est très adéquate pour déterminer les propriétés physiques des MCP et la température de solidification. Elle repose sur la détermination du profil température-enthalpie ([33], [34], [37]) et fait appel à un équipement appelé *calorimètre différentielle à balayage*. Cette technique présente l'inconvénient d'utiliser des échantillons de faibles volumes et n'est pas bien adaptée aux matériaux hétérogènes. Cependant, elle présente des résultats très précis pour les matériaux homogènes et reste très largement utilisée dans la recherche et développement [34-36]. Cette technique est basée sur deux approches selon le mode de refroidissement ; La méthode dynamique et la méthode STEP.

La méthode la plus largement utilisée avec l'approche DSC est la méthode dynamique, qui consiste à chauffer et à refroidir le matériau sur des segments à des vitesses constantes (Figure 1.3). Le flux thermique de l'échantillon est mesuré en fonction de la température lorsque la température de l'échantillon est balayée dans une atmosphère contrôlée. À partir du flux thermique, on peut obtenir une fonction de la chaleur spécifique par rapport à la température. La valeur de l'enthalpie de changement de phase est ainsi obtenue par l'intégration de la courbe de la chaleur spécifique dans l'intervalle de température qui correspondrait à un pic sur la courbe. En effet, la chaleur spécifique représente thermodynamiquement la dérivée de l'enthalpie à pression constante.

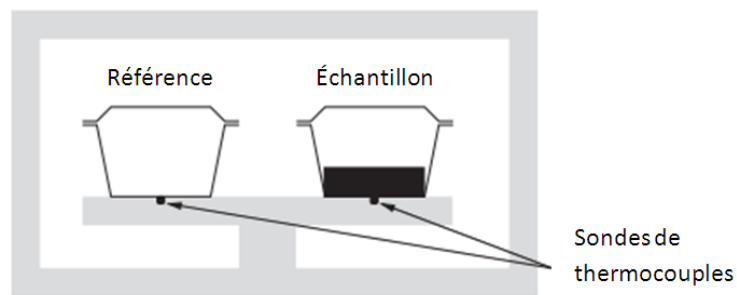


Figure 1.3. Schéma d'un four d'un DSC [37].

Contrairement à la méthode dynamique, le chauffage et le refroidissement dans la méthode STEP n'est pas continue. Il consiste à de courtes rampes de chauffage suivies par des périodes durant lesquelles la température est maintenue constante, pour permettre à l'échantillon d'atteindre l'équilibre thermique. Le profil de température obtenu est composé de rampes courtes, permettant la création d'un signal qui se compose d'une séquence de différents pics de température.

Un travail de comparaison de ces deux méthodes pour la détermination de la courbe enthalpie-température du MCP a été élaboré par Castello *et al.* [37]. Dans ce travail, l'auteur présente également un descriptif détaillé de ces deux méthodes ainsi que de leurs avantages et inconvénients.

1.5.2. La technique *T-History*

La technique *T-History* avait suscité beaucoup d'intérêt ces dernières années car elle est simple à concevoir. Elle présente l'avantage de pouvoir tester plusieurs échantillons à la

fois contrairement à la DSC. Elle nécessite également peu d'entretien et son prix de revient est largement moindre que celui d'une DSC. Cette méthode est basée sur la détermination du profil température-temps, et permet d'utiliser des volumes d'échantillons plus importants en comparaison avec ceux de la DSC, réduisant ainsi la probabilité de générer une surfusion lors de la phase de solidification [34]. Cependant, cette technique est moins précise et aucun équipement expérimental n'est encore disponible sur le marché, contrairement à la DSC [33].

Le principe de cette technique consiste à placer un échantillon du MCP et du matériau de référence à l'intérieur d'un long tube en verre (pour minimiser les pertes thermiques axiales) et le tout mis dans une chambre climatique à température contrôlée. La température du tube est mesurée depuis l'axe du tube jusqu'à sa surface de façon radiale. Les mesures expérimentales résultent d'une courbe qui décrit l'évolution de la température de l'échantillon par rapport au temps. A partir de ces données de température, une courbe d'enthalpie est calculée à partir de modèles d'équations. Ces modèles d'équations ont été développés principalement par Yepping [36], et modifiées par la suite par plusieurs auteurs pour obtenir plus de précision [33-35].

1.6. Application des MCP comme dispositif de stockage thermique dans les systèmes de réfrigération

De nombreuses études ont été menées sur les matériaux à changement de phase comme moyen de stockage thermique par chaleur latente [38-40]. Ces travaux ont concerné l'application des MCP dans le bâtiment et dans les équipements solaires, mais principalement dans les systèmes de climatisation et de réfrigération.

1.6.1. Application des MCP dans le bâtiment

Parmi les études entreprises dans le domaine du bâtiment, nous retrouvons le travail de Haussmann [41] qui avait développé un plafond d'un bâtiment refroidi par un MCP. Dans cette application, l'eau est activement pompée à travers des tubes capillaires qui sont entourés d'un enduit mélangé à un MCP. L'auteur avait noté que le MCP réduit le temps de pompage et les besoins en froid. Ce concept de refroidissement peut également être adapté à tout type de mur et plancher. Il convient aux bâtiments nouvellement construits, et pourrait servir à rénover des bâtiments déjà existants. Une autre intéressante étude sur

l'intégration des MCP dans les bâtiments a été entreprise par Stritih *et al.* [42]. Les auteurs avaient mené une analyse expérimentale et numérique d'un MCP intégré à des plaques puis montées sur le plafond et sur les portes. L'intérêt étant de refroidir bâtiment par convection naturel. Les résultats des mesures en conditions réelles ont montré que les MCP ont permis de réduire les fluctuations de température, d'apporter plus de confort thermique et de réduire la nécessité de refroidir davantage le bâtiment. Les auteurs avaient également conclu que le choix judicieux du MCP est l'une des principales complications du principe de refroidissement naturel, qui consiste à obtenir un processus complet de solidification et de fusion de ce dernier. Tzivanidis *et al.* [43] avaient également réalisé une analyse paramétrique d'un système de refroidissement d'un plafond couplé à un MCP. Les auteurs avaient intégré des tuyaux de refroidissement dans la couche MCP, au lieu d'être intégrés dans la dalle de plafond comme pour les systèmes de refroidissement classiques. Le système étant basé sur la circulation d'eau froide comme frigoporteur pendant la nuit, ce système de refroidissement avec MCP offre certains avantages, tels qu'une capacité de stockage frigorifique élevée, un fonctionnement nocturne à bas prix, une charge de pointe journalière décalée et une élimination des fuites du plafond. L'effet de paramètres tels que l'espacement des tuyaux, l'épaisseur de couche du MCP et les propriétés du MCP sur le système a été analysé. Les auteurs avaient conclu qu'un tel système offrirait un niveau de confort thermique supérieur à celui d'un système sans MCP, dans la mesure où la fluctuation de la température de l'air intérieur est inférieure à celle d'un système à base de béton. En outre, les performances d'un tel système de refroidissement pourraient être améliorées par l'augmentation de la différence entre les températures d'entrée du frigoporteur et la température de changement de phase du MCP, qui a été recommandé d'être égale à 6°C. Kousksou *et al.* [44] avaient par la suite développé un modèle numérique qui permet de suivre le comportement thermique de matériaux de construction contenant un MCP micro-encapsulé. L'étude avait porté sur les effets de la régulation de la température et de la vitesse de chauffage/refroidissement résultant de l'incorporation de MCP micro-encapsulé dans un mortier à base de ciment. L'analyse de différents paramètres, tels que le taux de chauffage/refroidissement et la fraction massique du MCP sur le comportement thermique du système, a permis de sélectionner le MCP adéquat à intégrer dans un matériau de construction pour l'obtention d'un taux de stockage thermique maximal.

1.6.2. Application des MCP dans les systèmes solaires

L'utilisation de MCP comme dispositif de stockage thermique pour les équipements solaires a suscité beaucoup d'intérêt ces dernières années en raison des fluctuations de l'apport d'énergie solaire. La majorité des études entreprises sur ce sujet ont principalement été consacrées au chauffage et à la climatisation dans les bâtiments. Dans le domaine des applications solaires, on retrouve le travail de Esen et Ayhan [45] qui avaient étudié théoriquement les performances d'un système de stockage d'énergie thermique cylindrique à assistance solaire destinée au chauffage domestique. Un modèle numérique a également été développé pour simuler le comportement transitoire du système de stockage à court terme. Ce dernier est constitué de tubes cylindriques remplis d'un MCP et d'un fluide caloporteur s'écoulant parallèlement aux tubes. La méthode enthalpique a été utilisée pour résoudre le problème de changement de phase, ainsi que la méthode d'itération de Gauss-Seidel pour résoudre l'ensemble des équations obtenues. Sur la base de leurs résultats numériques, les auteurs avaient constaté qu'une température et un débit massique élevés du fluide caloporteur n'affectaient pas sensiblement le temps de fusion du MCP. Afin d'accroître les performances de stockage d'énergie thermique, les auteurs avaient suggéré d'utiliser des cylindres de diamètres plus faibles, de sélectionner une conductivité thermique plus élevée du cylindre ainsi que d'augmenter la conductivité thermique effective du système de stockage au moyen de structures à ailettes ou à matrice intégrée au MCP. Suite à cela, Esen *et al.* [46] avaient conduit une étude numérique pour simuler le comportement transitoire de deux différentes configurations de stockage d'énergie thermique, comportant quatre types de MCP, dans le but d'optimiser ses performances. La première configuration est constituée de cylindres remplis d'un MCP traversés parallèlement par un fluide caloporteur. Le second est un réservoir de stockage rempli de MCP et contenant des tubes cylindriques dans lesquels circule un fluide caloporteur. Une étude paramétrique a également été menée pour définir la configuration géométrique la plus optimale pour ce type de stockage. Les auteurs avaient alors conclu que la détermination du temps de fusion du MCP était le critère le plus important pour la sélection du MCP et pour la conception du réservoir de stockage. Le temps de fusion doit être total pour que le MCP puisse stocker le maximum d'énergie thermique équivalent à la période d'ensoleillement. Ce paramètre est principalement affecté par le type de MCP et par la configuration. Il a finalement été suggéré que la deuxième configuration conviendrait le mieux aux applications solaires, du fait qu'elle présente un temps de fusion

plus court, qui est corrélé par l'épaisseur du MCP. Plus tard, Esen [47] avait effectué des expériences pour valider le modèle numérique précédemment réalisé pour le stockage de l'énergie thermique de la première configuration. Le dispositif expérimental est constitué de capteurs solaires à plaques planes de 30 m^2 , couplés à un système de stockage contenant 1090 Kg de MCP encapsulé. Le matériau utilisé est du $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$. Les résultats numériques et expérimentaux ont été ainsi comparés et une concordance raisonnable avait été notée. L'auteur avait suggéré de réduire l'épaisseur des parois du tube si de nombreux tubes à faible diamètre étaient utilisés, afin de réduire l'énergie sensible stockée dans le matériau du tube et de favoriser ainsi le stockage thermique par chaleur latente dans le MCP. L'auteur avait finalement soumis des recommandations pratiques pour le bon fonctionnement de tels systèmes de stockage. Chidambaram [48] avait présenté un excellent travail dans lequel l'auteur passe en revue différents systèmes de réfrigération solaire, les méthodes de stockage thermiques et ainsi que les méthodes utilisés pour l'amélioration des performances de tel systèmes.

1.6.3. Application des MCP dans la réfrigération

Dans un système de réfrigération, le MCP peut être intégré de différentes manières. Parmi les configurations les plus étudiés dans la littérature, on retrouve la configuration d'un MCP en contact avec l'air à l'intérieur du réfrigérateur [49], en contact avec le condenseur [50,51] ou bien confiné dans un volume parallélépipédique dans lequel un évaporateur à serpentin est immergé [52]. Une mention pourrait être faite sur l'excellent travail de Joybari [53] qui avait regroupé dans sa revue plusieurs études qui traitent exclusivement de l'intégration des MCP dans des réfrigérateurs au niveau de l'évaporateur et du condenseur. Le schéma suivant illustre les différentes manières à disposer un MCP dans un réfrigérateur :

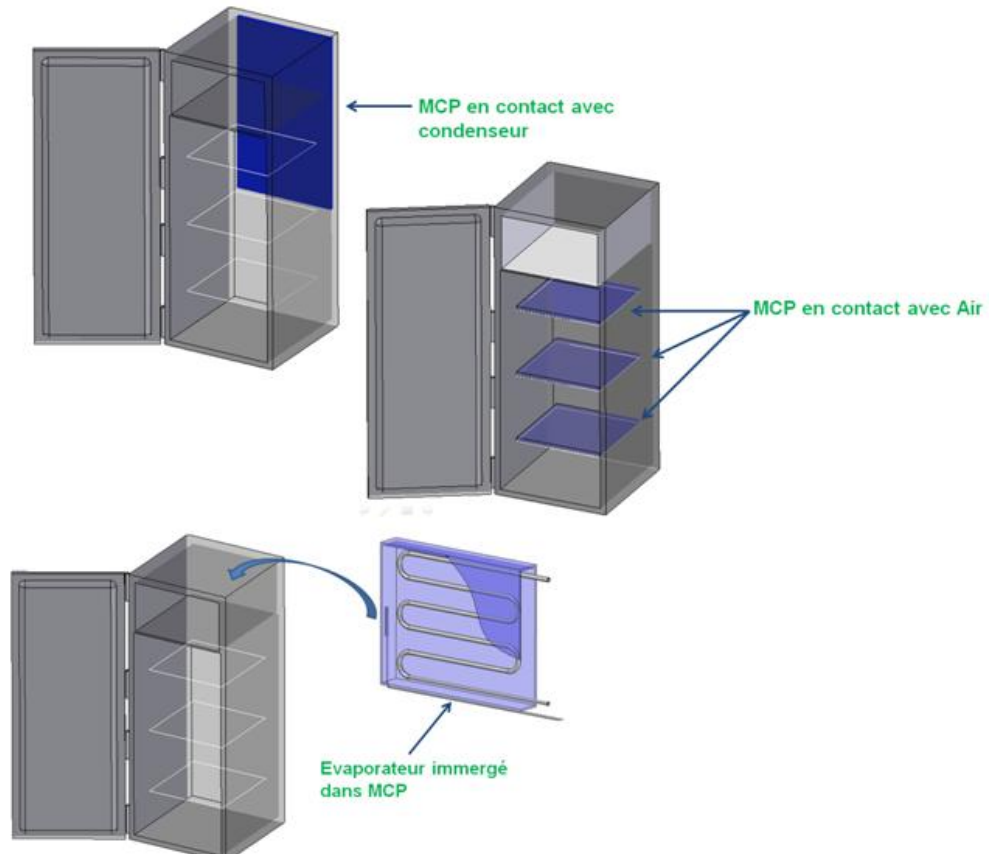


Figure.1.4 : Exemples de dispositions d'un MCP dans un réfrigérateur

Toutefois, les deux dispositions sélectionnées à l'étude dans le présent travail sont présentés comme suit:

(1) La mise en contact direct d'une plaque de MCP avec la surface de l'évaporateur. Cette disposition fait appel un réfrigérateur muni d'un évaporateur à plaque. Le MCP est en contact en partie avec l'air à l'intérieur du réfrigérateur, et en partie avec la surface de l'évaporateur.

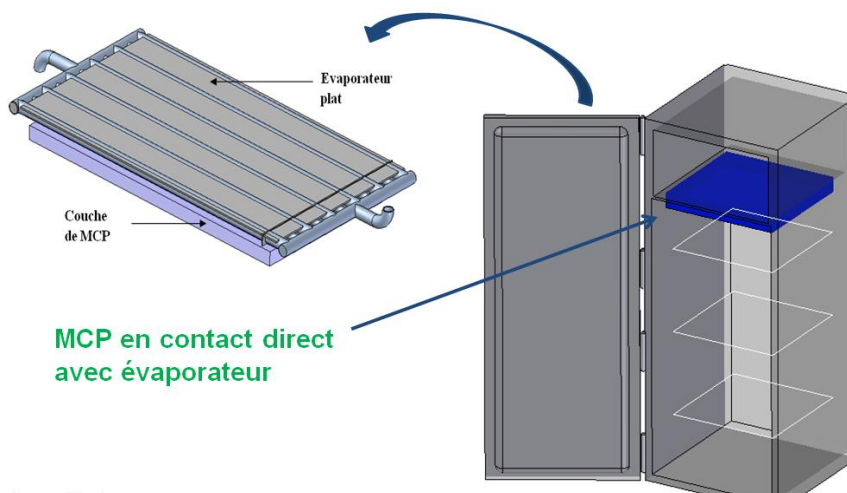


Figure.1.5 : Cas d'un MCP en contact direct avec l'évaporateur

(2) Le MCP est encapsulé à l'intérieur d'un lit tassé de sphères (packed bed) et disposé à l'intérieur d'une cuve de stockage. Le MCP n'est en contact qu'avec un fluide caloporteur qui le traverse, et non pas avec la surface de l'évaporateur. L'échange de chaleur entre le MCP et l'air à l'intérieur du réfrigérateur se fait indirectement par le biais du fluide caloporteur.

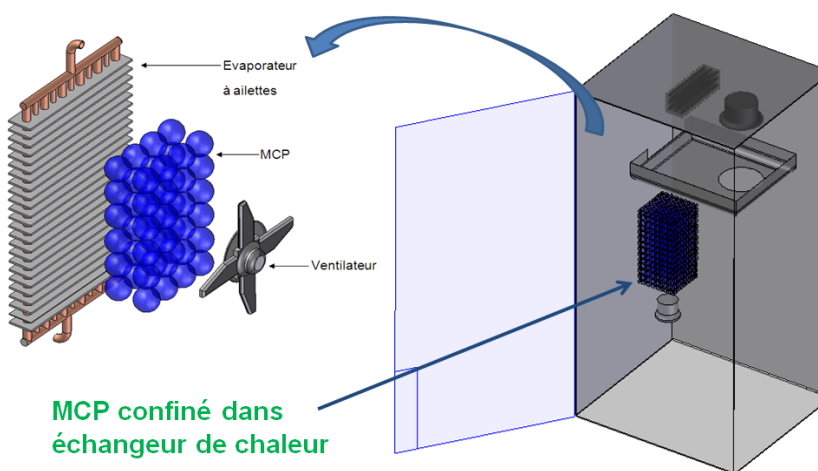


Figure.1.6 : Cas d'un MCP confiné dans un échangeur de chaleur

Le choix de la disposition du MCP résulte à la fois du type d'évaporateur et de l'existence ou non d'une ventilation forcée à l'intérieur de l'enceinte à réfrigérer.

1.6.3.1. MCP en contact direct avec la surface de l'évaporateur

Dans le cas d'un évaporateur à plaque, le MCP peut être mis en contact direct avec la surface de l'évaporateur. Ce type d'évaporateur n'est généralement pas muni d'une ventilation forcée, et le transfert de chaleur dans l'enceinte à réfrigérer étant faible par convection naturelle. Ce qui nécessite la mise en contact du MCP avec la surface de l'évaporateur, pour un meilleur transfert de chaleur, et permettre au MCP de se solidifier.

Plusieurs travaux dans la littérature ont été rapportés sur l'intégration des MCPs en contact direct avec l'évaporateur. Marques *et al.* [54] ont entrepris une étude numérique sur un réfrigérateur à compression de vapeur avec un dispositif de stockage thermique, et avaient conclu que l'intégration d'un MCP dans le réfrigérateur permet de prolonger le cycle d'arrêt du compresseur de 4.8h, tandis que Alzuwaid *et al.* [55] avaient introduit le MCP à base d'eau dans une vitrine réfrigérée et avaient noté une amélioration de 5% du coefficient de performance, avec un meilleur contrôle et stabilité de la température de l'air à l'intérieur de la vitrine réfrigérée. D'autre part, Gin *et al.* [56] avaient analysé les performances d'un congélateur durant les cycles de dégivrage et d'ouverture de porte, après introduction de panneaux comportant un MCP positionnés contre les parois internes d'un congélateur, et avaient démontré que le MCP contribuerait à limiter l'augmentation de la température et à réduire la consommation d'énergie durant ces cycles, sans toutefois justifier la masse de MCP introduite dans le réfrigérateur. Azzouz *et al.* [57,58] avaient également intégré une plaque parallélépipédique de MCP entre l'évaporateur et l'isolation et avaient constaté une amélioration conséquente de l'échange de chaleur entre la surface de l'évaporateur avec l'air dans le compartiment de réfrigération, ainsi qu'une amélioration de la température de l'évaporateur et du coefficient de performance du compresseur (COP). L'effet du MCP sur l'allure de la température du compartiment de réfrigération n'a cependant pas été abordé dans son travail. D'autre part, Oro *et al.* [59] avaient utilisé un MCP avec une température de changement de phase de -18°C , confiné dans des plaques et placées à plusieurs endroits dans le compartiment congélateur en contact uniquement avec l'air. Les auteurs avaient constaté que le MCP a permis de réduire la remontée de température à l'intérieur du congélateur et des denrées stockées, et de maintenir le réfrigérateur hors tension pendant 3 heures sans pour autant affecter les denrées. Wang *et al.* [60-62] avait également entrepris une étude expérimentale réalisée sur un réfrigérateur conventionnel avec des MCPs montés sur les différents composants du système frigorifique. Les auteurs avaient mis en lumière les avantages du montage du MCP sur la

performance énergétique globale du système de réfrigération, et avaient obtenu une amélioration maximale de 4% du COP, ainsi qu'une augmentation de 8% du sous-refroidissement du fluide frigorigène à la sortie du condenseur.

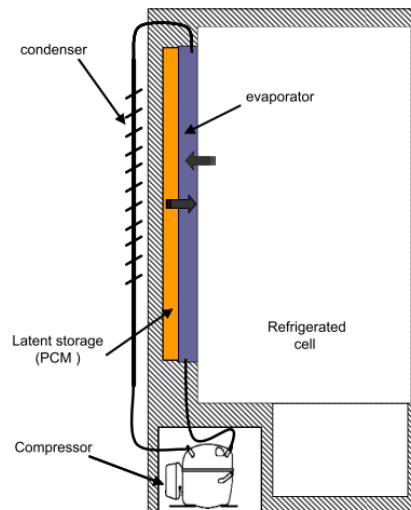


Figure.1.7 : Dispositif expérimental d'un réfrigérateur piégé entre l'air et le MCP [57].

1.6.3.1. a. Phénomène de givre dans les systèmes de réfrigération

La formation de givre à la surface de l'évaporateur est un problème très présent dans les systèmes de réfrigération qui pourrait sérieusement affecter les performances de tels systèmes. Cette couche de glace solide se forme lorsque l'air humide rentre en contact avec la surface froide de l'évaporateur. Le givre est principalement causé par l'humidité présente dans l'air entrant dans le réfrigérateur, ou en partie issue de l'humidité dégagée par les aliments stockés dans le réfrigérateur [63]. En effet, quand la température de la surface de l'évaporateur est inférieure au point de rosée de l'air et à la température de solidification du condensat, l'humidité qui entre en contact avec la surface de l'évaporateur se condense, se solidifie et forme ainsi une couche de givre.

Afin de déterminer le transfert de masse de l'eau qui provient de l'air humide ambiant et de l'humidité provenant d'aliments frais dans un réfrigérateur domestique, Stein *et al.* [64] ont conduit une étude pour déterminer les taux d'évaporation d'une source ouverte de l'eau à l'intérieur d'un réfrigérateur et de l'infiltration d'humidité à travers les joints d'étanchéité de la porte du réfrigérateur. La température, l'humidité et la consommation d'énergie ont été mesurées afin de définir l'effet de la surface de l'eau et des

joints de la porte sur le taux d'humidité globale du réfrigérateur. Les résultats expérimentaux ont montré que la surface de l'eau à l'intérieur de l'enceinte réfrigérée influe de manière significative sur le taux d'humidité de l'enceinte et à l'accumulation de la couche de givre dans l'évaporateur. Les auteurs ont également observé que cette couche de givre génère également une consommation d'énergie annuelle supplémentaire de 15 à 20%, dépendamment du taux d'humidité de l'air ambiant.

En effet, une importante couche de givre pourrait engendrer une réduction du transfert de chaleur à la surface de l'évaporateur et affecterait sensiblement le refroidissement de l'air ambiant autour de ce dernier, comme il a été démontré par Cox-Smith et Carrington [65]. Les auteurs avaient étudié les performances d'une pompe à chaleur domestique en mettant l'accent sur l'effet du système de contrôle du givre sur le fonctionnement de la pompe à chaleur. Il a été noté qu'en-dessous d'une température ambiante de 7°C, la formation du givre en contact avec l'évaporateur avait une incidence sur son efficacité et réduisait de le COP saisonnier de la pompe à chaleur, et que l'élimination du givre aurait pour effet de réduire la consommation électrique global d'environ 5%. Les auteurs avaient également mentionné que dans le cas d'un évaporateur ventilé à ailettes, la zone de passage de l'air entre les ailettes de l'évaporateur pourrait se rétrécir en présence de givre, et entraîner une augmentation de la perte de charge et une consommation d'énergie supplémentaire de la pompe à chaleur. Sengupta *et al.* [66] avaient étudié l'effet de certains paramètres influençant la formation de givre autour d'un cylindre. Le givre se forme à partir de l'air humide qui est ventilé sur un cylindre maintenu à une température inférieure au point de congélation de l'eau, à l'aide d'un système réfrigération. Dans leur travail, les auteurs avaient présenté une description détaillée du processus de formation du givre, et également développé des formulations empiriques pour modéliser l'évolution temporelle de la formation du givre, ainsi que du coefficient de transfert de chaleur d'un écoulement transversal d'air humide autour d'un cylindre. Ismail *et al.* [67] avaient par la suite développé un modèle théorique permettant d'évaluer les propriétés de givre qui se forme autour d'un seul cylindre vertical traversé par de l'air humide en régime laminaire. Les propriétés du givre telles que l'épaisseur, la densité et le profile de température de surface ont été prises en considération dans le modèle. La première étape du modèle consiste à définir l'équation du mouvement en termes de fonction de courant et de tourbillon, pour déterminer la solution du champ de vitesse. La deuxième consiste à définir les champs de température et d'humidité à partir de la

résolution des équations d'énergie et de continuité pour différents nombres de Reynolds. La troisième étape consiste à modéliser et à résoudre le problème de formation de givre en utilisant les champs de vitesse, de température et d'humidité préalablement calculés. Les résultats théoriques ont été confrontés à des résultats expérimentaux dans la littérature et une bonne concordance a été notée pour une plage de temps expérimentale de 600 secondes. Les auteurs avaient conclu que l'épaisseur du givre croîtrait avec l'accroissement du temps et de l'humidité. De plus, la densité, l'épaisseur et la conductivité thermique sont les paramètres qui affecteraient le plus le profil de température de la surface du givre. Plus tard, Ismail *et al.* [68] avaient développé un modèle transitoire unidimensionnel pour évaluer la formation de givre sur une surface plane et froide traversée par un flux d'air humide. Le modèle a également été étendu pour le cas d'un flux d'air humide traversant deux plaques froides parallèles entre lesquelles le givre se forme. Le modèle permet de prédire l'évolution temporelle de plusieurs paramètres, tels que la température, la densité et l'épaisseur du givre. Les auteurs décrivent la formation de givre en trois phases; croissance cristalline unidimensionnelle, croissance cristalline tridimensionnelle et croissance quasi-statique. Les auteurs avaient comparé l'épaisseur de givre prédite par le modèle en fonction du temps avec les données expérimentales de la littérature, et avaient noté une différence de moins de 10%. La différence étant plus importante lors de la première étape de formation du givre, ce qui est supposé dû aux conditions initiales imposées dans le modèle analytique, et à l'erreur de mesure de l'expérience au cours de cette étape.

1.6.3.2. MCP confinés dans une cuve de stockage

Dans le cas d'un évaporateur à ailettes, la mise en contact direct du MCP avec l'évaporateur peut s'avérer difficile, d'où la nécessité d'utiliser un système de stockage latent contenant un MCP séparé de l'évaporateur. La configuration de l'échangeur contenant le MCP la plus fréquemment étudiée dans la littérature est la configuration de lit tassé de sphères (packed bed). Cette configuration a souvent été étudiée pour son avantage de posséder une surface d'échange importante, modulable à partir du diamètre des sphères choisi, facile à concevoir, et qui ne nécessite peu d'ajustement des sphères à l'intérieur de l'échangeur. Afin de stocker du froid, ce procédé utilise la transformation solide/liquide des MCPs qui sont encapsulés dans des capsules en forme de sphères. Ces sphères sont confinées dans un échangeur en forme de cuve qui est généralement séparé du

système frigorifique. L'échangeur contenant les sphères est traversé par un fluide frigoporteur pour le stockage du froid, ou un caloporteur pour son déstockage.

Saithoh et Hirose [69] sont l'un des premiers à entreprendre des travaux sur un système de stockage thermique en forme de lit tassé utilisant un MCP. Les auteurs avaient utilisé le Polyéthylène-Glycol 600 comme MCP, confiné dans des capsules sphériques de même diamètre et traversées par un fluide caloporteur. Les auteurs avaient montré que cette configuration en sphère présente une meilleure performance en qualité de système de stockage par chaleur latente, comparée aux autres formes de capsules présentes sur le marché (capsules cylindriques, plates ou hélicoïdales). Un modèle numérique a également été développé afin de prédire le comportement transitoire du système de stockage par rapport à la variation des paramètres du système, à savoir le diamètre des sphères, le type de MCP et le débit fluide traversant l'échangeur. Une variante de l'échangeur en forme cylindrique a ensuite été étudiée par Farid et Kanzawa [70]. Les auteurs avaient présenté un modèle numérique d'un système de stockage latent contenant des capsules en forme cylindrique orientés horizontalement avec l'air comme fluide caloporteur. Le modèle prend en considération le transfert de chaleur à l'intérieur de la capsule et dans le fluide caloporteur. Il s'ensuit alors un travail expérimental des mêmes auteurs [71] portant sur un dispositif expérimental comportant 45 capsules cylindriques fixées dans un bac isolé thermiquement. Les capsules sont remplies soit avec un seul type de paraffine, soit avec trois différentes paraffines de différentes températures de solidification. L'expérience consistait à pomper de l'air chaud dans les deux sens de l'écoulement pour les cycles de charge et de décharge. Les auteurs avaient affirmé avoir obtenu une amélioration du taux de transfert de chaleur pour les cycles de charge et décharge lorsque trois paraffines sont utilisées, et avaient noté que l'écoulement de l'air durant la phase de charge doit être dans le sens décroissant des températures de solidification des MCPs, et dans le sens inverse durant la phase de décharge. Li [72] a étudié dans son travail un lit tassé de sphères pour stocker de la chaleur dans un système de stockage d'énergie thermique couplé à un cycle de Kalina à air comprimé. L'huile thermique est utilisée dans le système en tant que fluide caloporteur entre le système de stockage de l'énergie thermique (SET) et l'échangeur thermique. Pour améliorer la capacité de stockage d'énergie thermique, le SET est composé de plusieurs matériaux à changement de phase (paraffine, bischofite et sel inorganique hydraté). Chaque compartiment du SET est rempli d'un seul matériau et le transfert de chaleur est supposé assez rapide pour le stockage de l'énergie thermique. Les auteurs

avaient noté que l'utilisation de différents MCP permet de stocker l'énergie thermique à différentes températures pendant le cycle de charge, et de libérer cette même énergie emmagasinée à différentes températures pendant le cycle de décharge. Cette suite de valeurs de la température de changement de phase des différents MCPs correspondrait à la variation de la température du fluide caloporteur durant les cycles de charge/décharge qui peut entraîner une destruction exégétique moindre que celle d'une application avec un seul MCP dans le SET. Bédécarrats *et al.* [73,74] avaient également étudié le comportement d'un MCP encapsulé dans un nodule sphérique, avec une attention particulière portée sur le phénomène de surfusion, un phénomène fréquent qui s'opère lors des phases de refroidissement. Les auteurs avaient présenté un modèle qui détermine les transferts thermiques dans le nodule contenant le MCP et dans le fluide caloporteur, et avaient conclu que d'importantes données sur le stockage latent avaient été obtenues, mais semblent être insuffisante pour simuler un stockage latent en présence de MCP en surfusion, et nécessitent alors l'ajout de considérations probabilistes de nucléation au modèle énergétique. Quelques années plus tard, les mêmes auteurs avaient conçu un banc de test d'un bac de stockage de nodules sphériques contenant de l'eau pure combiné à un agent nucléant comme étant un MCP [75]. Le banc de test a permis la modification des différents paramètres influençant les performances du système, incluant la température et le débit massique du fluide caloporteur et la position horizontale ou verticale de l'échangeur contenant le MCP. L'étude a permis de mettre en évidence l'influence de ses paramètres sur le changement de phase de la sphère contenant le MCP durant les modes de charge et de décharge. Archibold *et al.* [76,77] avaient également étudié le transfert de chaleur durant la phase de fusion du MCP à haute température à l'intérieur d'un nodule sphérique, et avaient développé des corrélations généralisés pour le calcul du nombre de Nusselt et déterminé la fraction liquide à l'intérieur de la sphère. Le modèle en 2D repose sur la méthode des volumes finis pour la résolution des équations de conservation de masse, d'énergie et de mouvement, et sur la méthode enthalpique-porosité pour la détermination de la position de l'interface solide/liquide. Les auteurs avaient par la suite affiné leur modèle en y étudiant l'influence du mode de transfert de chaleur radiatif sur le processus de changement de phase, lors de la phase de charge à haute température, avec une considération des propriétés optiques de la capsule [78]. L'équation de transfert de chaleur par rayonnement est résolue par la méthode de coordonnées discrètes. Une étude paramétrique avait ensuite été menée pour établir les effets des nombres adimensionnels étudiés (nombres de Prandtl, Grashof et Stefan) sur la fraction liquide. Cheralathan *et al.*

[79] avaient entrepris une étude expérimentale sur la performance d'un système de réfrigération industriel couplé à un SET contenant un MCP encapsulé à basse température, et en contact avec l'évaporateur. L'effet de la température d'entrée du fluide caloporteur traversant le SET sur les performances du système a été évalué. L'analyse des performances du système de réfrigération en présence et en absence du SET a été également entreprise. Les résultats avaient montré que la consommation d'énergie du système de réfrigération augmente de 6 à 20% lorsque le SET est utilisé. Cette augmentation est d'autant plus importante que la température du fluide caloporteur est élevée. Ceci est dû au fait qu'une température plus élevée engendre un temps de charge plus long, ce qui augmente les pertes thermiques du réservoir de stockage et la puissance de pompage du fluide caloporteur. Les auteurs avaient alors recommandé que la charge du SET soit effectuée à de basses températures de condensation, et à des températures d'évaporation plus élevées pour une meilleure performance thermique du système. Du et Ding [80] avaient mené une étude paramétrique sur l'optimisation de l'efficacité de stockage dans un SET à lit tassé conçu à l'aide d'un MCP à basse température. Le froid stocké est couplé à un cycle thermodynamique de Rankine afin d'améliorer l'efficacité thermique de ce dernier. Les résultats avaient montré que l'efficacité du stockage du froid dans le SET peut être améliorée en augmentant la pression de fonctionnement et la performance de ses équipements tels que la pompe et le réfrigérateur, ou bien en diminuant le débit massique et la température d'entrée du fluide frigopporteur. Les auteurs avaient noté que dans des conditions optimales, l'efficacité du système avait atteint 43,9%, au lieu de 30 à 40% dans les conditions générales de fonctionnement. Beasley [81] avait examiné la réponse dynamique d'un SET constitué d'un lit tassé de sphères contenant un MCP. Les auteurs avaient utilisé une formulation dite 'à phase séparée' unidimensionnelle pour développer un modèle de calcul prédictif de la réponse dynamique d'un SET soumis à un écoulement d'un fluide caloporteur. Ananthanarayanan [82] avait ensuite développé un modèle numérique pour le dimensionnement d'un échangeur de chaleur contenant un MCP encapsulé. Le MCP est un eutectique à base de Al-Si. Le modèle permettrait de prédire les profils de température du fluide caloporteur circulant à travers l'échangeur de chaleur durant les cycles de solidification et de fusion, et d'estimer également la durée des cycles de chauffage et de refroidissement équivalents à l'énergie thermique latente nécessaire pour le stockage.

1.6.3.2.a. Problème de perte de charge dans les lits tassés

Face à tout ces avantages, la configuration de l'échangeur de chaleur à lit tassé de sphères présente la particularité de générer une perte de charge fortement élevée, et dépendante du diamètre des sphères, de la longueur du lit et du débit du fluide qui le traverse. Cette perte de charge est d'autant plus importante pour une distribution aléatoire de sphères dans l'échangeur, et moins importante pour une distribution structurée des sphères [83]. La corrélation la plus utilisée dans le domaine théorique et industriel est l'équation d'Ergun, qui décrit le comportement de l'écoulement du fluide à la fois dans la région laminaire et turbulente, pour un lit de sphères de volume fixe. Cette équation est exprimée par rapport au nombre de Reynolds, au facteur de frottement et à la longueur du lit. Koekemoer et Luckos [84] avaient proposé une corrélation élaborée à partir de données expérimentales et basée sur le modèle d'Ergun, pour le calcul des pertes de charges d'un lit de sphères avec différents volumes. Cette configuration est souvent rencontrée dans l'industrie du charbon et dans la fabrication des filtres, où le produit affiche des irrégularités dans la sphéricité des particules et dans la fraction de vide du lit tassé, générant ainsi une forte perte de charge. Erdim *et al.* [85] avaient regroupé dans leur revue 38 corrélations qui traitent du calcul de la perte de charge, avec une uniformisation de leur notation pour une meilleure comparaison, et avaient proposé également une équation simplifiée qui englobe les différentes corrélations considérées dans leurs travaux. Mohib Ur Rehman *et al.* [86] avaient étudié les performances thermiques et les caractéristiques hydrodynamiques d'un jet d'impact à fente confinée en utilisant un MCP nano-encapsulé (MCP-NE) comme moyen de refroidissement. Un modèle numérique avait été développé pour simuler le comportement thermique du MCP-NE à l'aide d'un logiciel commercial basée sur la Méthode des Volumes Finis (MVF), et les résultats ont ensuite été comparés avec l'expérience. Les auteurs avaient conclu que l'ajout de MCP-NE au fluide caloporteur (Eau) améliore le transfert de chaleur dans l'écoulement du jet, mais génère également une forte perte de charge dans le système, qui est due à la viscosité élevée de MCP-NE par rapport à celle de l'eau seule. Les auteurs avaient également noté que la perte de charge est accentuée pour un nombre élevé de particules MCP-NE et du nombre de Reynolds de l'écoulement du jet.

1.7. Conclusion

Ce chapitre présente une introduction aux matériaux à changement de phase (MCP), où a été question de présenter une étude non exhaustive sur les différents domaines d'applications des MCP comme moyen de stockage thermique par chaleur latente, et de façon plus détaillé dans le domaine de la réfrigération. Il a également été question de proposer les différentes manières possibles à disposer un MCP dans un réfrigérateur conventionnel.

Les prochains chapitres représentent le cœur de notre travail, car ils permettent de mettre en lumière le rôle du MCP sur l'amélioration des performances thermiques de deux configurations de systèmes de réfrigération qui sont sélectionnées à l'étude dans le présent travail. La première configuration est celle d'un MCP en forme parallélépipédique et disposé en contact direct avec la surface de l'évaporateur. La deuxième configuration est celle d'un échangeur de chaleur en forme de lit tassé de sphère contenant un MCP et disposé à l'intérieur du réfrigérateur et en contact avec l'air à l'intérieur de réfrigérateur. Cette dernière est considérée comme la réponse aux problèmes rencontrés lors de l'étude théorique de la première configuration.

2. ANALYSE THERMIQUE D'UN REFRIGERATEUR MUNI D'UN EVAPORATEUR PLAT COUPLE A UN MCP

2.1. Introduction

Parmi les nombreuses dispositions possibles du MCP dans un réfrigérateur, la configuration d'un MCP monté à la surface de l'évaporateur est l'une des plus répondues. Le présent chapitre consiste en une analyse thermique réalisée sur un réfrigérateur domestique couplé à un MCP, dans le but de déterminer son comportement thermique. L'analyse thermique comprend deux parties:

- Des mesures expérimentales effectuées sur le réfrigérateur pour détermination des profils de température (cycle de réfrigération, air et MCP), la consommation énergétique et le coefficient de performance (COP) de la machine frigorifique.
- Un calcul analytique pour la détermination des différents coefficients de transfert de chaleur à l'intérieur du réfrigérateur dans un intervalle d'épaisseur du MCP.

Cette analyse vise à définir le choix de la température de changement de phase du MCP, ainsi que de sa disposition adéquate à l'intérieur du réfrigérateur, ainsi que le rôle du MCP dans le prolongement du temps d'arrêt du compresseur, le transfert de chaleur à l'intérieur du réfrigérateur et sur le coefficient de performance (COP).

2.2. Description du dispositif expérimental

L'étude expérimentale comprend des mesures de température et de consommation électrique d'un réfrigérateur conventionnel de 400 L (figure. 2.1), qui est équipé d'un compresseur utilisant le HFC-R134a comme réfrigérant. Le réfrigérateur est équipé d'une isolation en polyuréthane d'une épaisseur de 0,025 m et d'une conductivité thermique de 0,026 W/mK. Les dimensions du réfrigérateur sont de : 1,45 * 0,52 * 0,52 m. Cette étude a été menée au sein du laboratoire du froid et climatisation par énergie électrique d'origine renouvelable (FCEOR) de l'unité développement des équipements solaires (UDES/CDER).

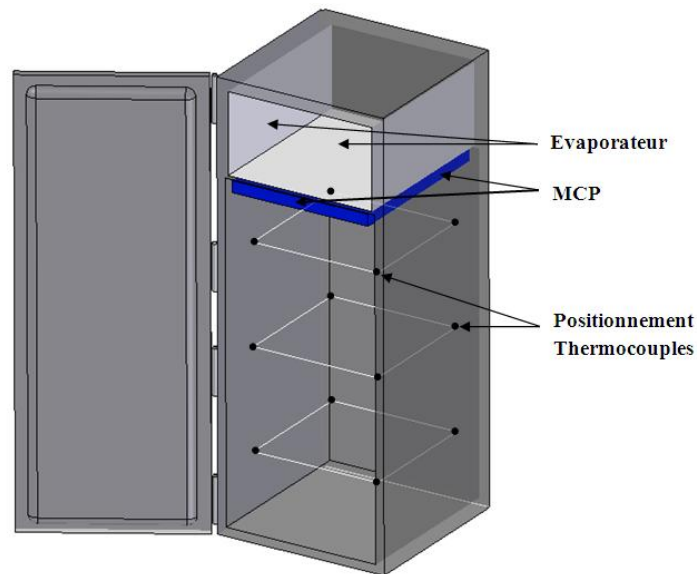


Figure 2.1 : Emplacement des thermocouples et du MCP dans le compartiment réfrigérateur.

Le MCP (Propylène glycol 25%, Eau 75%) est uniformément disposés en une seule couche de 10 mm sur la surface de l'évaporateur, de sorte à ce que l'un des côtés du MCP est mis en contact direct avec la surface de l'évaporateur et l'autre côté avec l'air de la chambre. La température a été mesurée à trois (3) niveaux équidistants dans le compartiment de réfrigération et à un (1) niveau dans le compartiment congélateur. Pour chaque niveau du réfrigérateur, 4 thermocouples y sont montés. La température moyenne à chaque niveau est définie comme étant la moyenne arithmétique des quatre (4) températures de ce dernier. De plus, cinq (5) thermocouples sont placés à la surface de chaque composant du réfrigérateur afin de suivre l'évolution de la température du réfrigérant au cours du cycle de fonctionnement frigorifique.

L'acquisition des températures est établie à l'aide d'un enregistreur de données (modèle Hydra-Logger) et de thermocouples de type K étalonnés, dont la précision est estimée à $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$. Sa composition est à base de Chromel (alliage nickel + chrome) / Alumel (alliage nickel + aluminium (5 %) + silicium). Pour sa gamme de température d'utilisation, elle est de 0°C à $1\ 100^{\circ}\text{C}$ pour un usage continu, et de -180°C à $1\ 200^{\circ}\text{C}$ pour un usage intermittent. Sa table de référence s'étend à $1\ 370^{\circ}\text{C}$. Un compteur d'énergie (modèle Phywe) a également été utilisé pour la mesure de la consommation d'énergie en KWh pour une durée de 24 heures.

Les caractéristiques du réfrigérateur et du MCP sont résumées dans le tableau suivant :

Tableau 2.1 : caractéristiques du réfrigérateur à évaporateur plat et du MCP

Réfrigérateur	
volume utile	400L
Dimensions	1.45 *0.52 *0.52 m
Isolation Polyuréthane	0.025 m
Réfrigérant	HFC-R 134a
MCP (Propylène glycol 25%)	
Température de changement de Phase	-11°C
épaisseur	10mm
Dimensions	48*40*1.5 cm
Masse totale	0.58g

2.3. Description du model de calcul

La présence d'une couche de MCP à la surface de l'évaporateur permet de prolonger le temps d'arrêt du compresseur. En effet, le froid est stocké dans le MCP pendant le cycle de fonctionnement du compresseur. Ce froid est ensuite libéré en partie à l'air intérieur du réfrigérateur, et en partie à travers la surface de l'évaporateur, lorsque le compresseur est à l'arrêt. La quantité de froid reçue au niveau de la surface de l'évaporateur est responsable du prolongement du temps d'arrêt du compresseur. En effet, Cette dernière maintient le bulbe du thermostat de surface à une basse température qui, par conséquent, retarderait l'enclenchement du thermostat et le démarrage du compresseur. Cependant, une couche de MCP au-delà d'une certaine épaisseur pourrait au contraire jouer le rôle d'une résistance thermique supplémentaire non négligeable qui nuirait au transfert de chaleur qui a lieu entre l'air de la chambre et le fluide frigorigène traversant l'évaporateur. Cette couche épaisse de MCP pourrait alors prolonger excessivement le temps d'arrêt du réfrigérateur sans pour autant qu'elle puisse maintenir une température acceptable de l'air à l'intérieur du réfrigérateur, ce qui peut engendrer un risque de détérioration des produits stockés.

Un modèle de calcul a alors été défini afin de quantifier l'effet de l'épaisseur du MCP sur le comportement thermique global du réfrigérateur. Le modèle est basé sur deux (2) paramètres, définis comme suit:

- Le transfert de chaleur global qui a lieu entre le réfrigérant circulant dans l'évaporateur et l'air à l'intérieur du réfrigérateur pendant les cycles de marche / arrêt du compresseur, pour les cas où la surface de l'évaporateur est en contact avec un MCP (H_{PCM}) et pour un évaporateur sans MCP (H).
- Le transfert de chaleur global qui a lieu entre le réfrigérant circulant dans l'évaporateur et le MCP au cours des phases de solidification et de fusion (H_{PCM_evap}).

Le problème de transfert de chaleur a été approché par une modélisation basée sur des corrélations simplifiées (voir APPENDICE C) pour le calcul des coefficients d'échange global dans le domaine physique de calcul (air, MCP, évaporateur, paroi et fluide frigorigène). Les coefficients de transfert de chaleur sont calculés dans un intervalle d'épaisseur du MCP (X_f) allant de 5 à 40 mm comme il est illustré sur la Figure 2.2.

2.3.1. Hypothèses de calcul

Une description détaillée du phénomène de transfert de chaleur n'étant pas le but de ce travail, et certaines hypothèses de calcul sont ainsi posées dans le but de simplifier le problème de transfert de chaleur. Les hypothèses sont présentées comme suit:

- Le transfert de chaleur est unidimensionnel.
- La température de l'air à l'intérieur du réfrigérateur est supposée se trouver à une température constante de 5°C.
- La température de surface de l'évaporateur est supposée constante pendant les cycles de marche et d'arrêt du compresseur. Elle est de -19°C pendant le cycle de marche et de -3°C pendant le cycle d'arrêt. Ces valeurs sont calculées sur la base de valeurs de la température qui sont mesurées à la surface de l'évaporateur (L'évolution de la température de surface d'évaporateur varie de -3 à -19°C, comme illustré sur la Figure 2.4).

- Le phénomène de changement de phase est complet pour les processus de fusion et de solidification. La chaleur sensible n'est pas prise en considération dans le calcul, car elle est considérée négligeable en comparaison à la chaleur latente dû au changement de phase.
- Le mode de fonctionnement du réfrigérateur est une succession de cycles d'arrêt et de marche, et est considéré comme permanent.
- Les propriétés thermiques du MCP sont supposées être les mêmes pour les phases de solidification et de fusion. Ils sont estimés sur la base d'une moyenne entre les phases liquide et solide.
- La convection dans le MCP liquide durant le processus de solidification est négligeable. Le seul mode de transfert de chaleur dans le MCP liquide et solide est la conduction [87].
- Le transfert de chaleur dans le MCP pendant le processus de fusion est dominé par la convection naturelle. La conduction est négligeable [88].

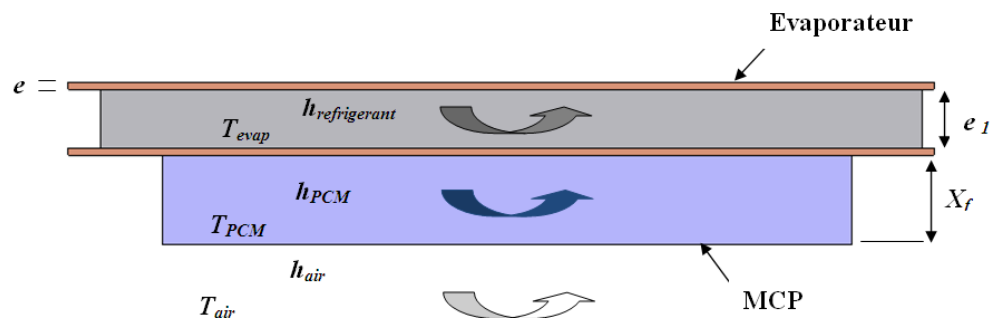


Figure 2.2 : Coefficients de transfert de chaleur convectif estimés à l'intérieur du réfrigérateur.

2.3.2. Sélection de la température de changement de phase, et arrangement du MCP à l'intérieur du réfrigérateur

La définition de la température de changement de phase du MCP à intégrer dans un réfrigérateur domestique dépend de la façon dont on le dispose à l'intérieur du réfrigérateur, car il va interagir thermiquement avec son milieu environnant. Le MCP peut alors être placé soit en contact direct avec l'évaporateur, ou bien distancé de ce dernier. Le

choix de la disposition résulte à la fois du type d'évaporateur, et de la présence ou pas d'une ventilation forcée à l'intérieur de l'enceinte à réfrigérer.

Un évaporateur de type 'à plaque' est généralement utilisé dans les réfrigérateurs sans ventilation forcée. Ce type d'évaporateur permet facilement la mise en contact direct du MCP avec la surface de l'évaporateur (Figure 2.3). Pour ce type d'évaporateur, la température de changement de phase du MCP d'un évaporateur plat doit être choisie proche de la température de surface de l'évaporateur, afin que le MCP puisse se solidifier complètement pendant le cycle de fonctionnement du compresseur car le MCP rentre en équilibre thermique par conduction avec la surface de l'évaporateur. Pour un évaporateur de type 'à ailettes ventilé', sa forme ne permet pas la mise en contact direct du MCP avec ce dernier. La température de changement de phase dans ce cas ne dépend pas de la température de surface de l'évaporateur, mais plutôt du profil de température de l'air à l'intérieur du réfrigérateur, comme il sera expliqué dans le prochain chapitre.

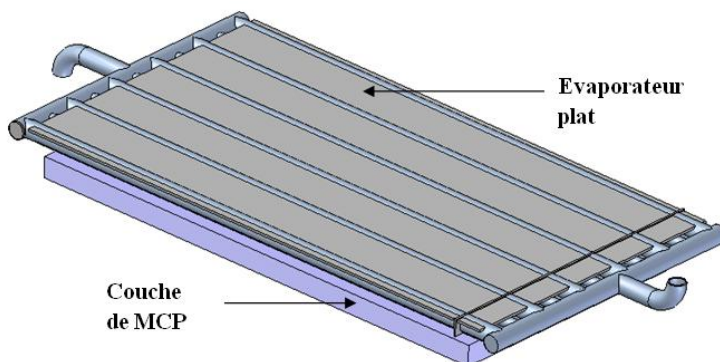


Figure 2.3 : Conception de l'évaporateur plat couplé à un MCP.

Dans un évaporateur à plaque sans ventilation forcé, l'échange thermique entre la surface de l'évaporateur et le MCP est très faible en convection naturelle. Cet inconvénient amène à disposer le MCP directement en contact avec la surface de l'évaporateur pour un meilleur échange thermique par conduction. La température du MCP est dans ce cas plus basse que la température de l'air de la chambre. Elle doit approcher la température d'évaporation de quelques degrés, et être comprise entre la température maximale et minimale de la surface de l'évaporateur, pour que le MCP puisse fondre et se solidifier durant la phase d'arrêt et de marche du compresseur.

Le choix de la température de solidification du MCP d'un évaporateur plat dépend ainsi de la valeur de la température de la surface d'évaporateur, qui permet ainsi au phénomène de changement de phase de se produire (Figure 2.4). Dans le cas d'un évaporateur à ailettes ventilé, le MCP est en position éloigné de la surface de l'évaporateur, et est uniquement en contact avec l'air de la chambre. Ainsi, la température de changement de phase du MCP dépend alors du profil de température de l'air à l'intérieur du réfrigérateur.

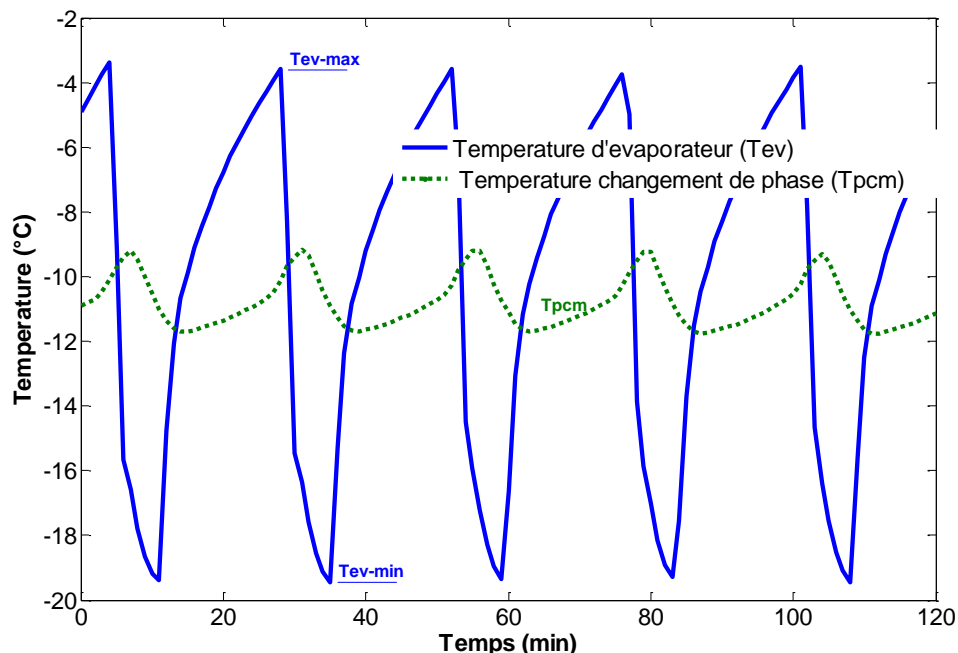


Figure 2.4 : Positionnement de la température de changement de phase par rapport à la température d'évaporation.

2.3.3. Rôle du MCP dans le prolongement du temps d'arrêt du compresseur

Le réglage et le contrôle de la température désirée dans les systèmes frigorifiques conventionnels reposent sur deux types de thermostats de commande, les thermostats 'd'ambiance', et les thermostats 'surfaiques' ou appelé également 'de surface'. Le choix de l'un ou l'autre dépend du type d'application et du volume du système. Pour les réfrigérateurs à grands volumes de stockage de type chambre froide, les apports thermiques proviennent essentiellement des parois de la chambre. Le rythme d'ouverture/fermeture de la porte du réfrigérateur est généralement faible par rapport à un réfrigérateur domestique à petit volume, et la durée de stockage des denrées peut durer plusieurs mois. Un thermostat d'ambiance pour la régulation de la température de la chambre serait préconisé pour ce

type d'application, car un control rigoureux de la température à l'intérieur de la chambre froide est plus que nécessaire pour garantir le stockage à long terme des denrées périssables. On associe également un ventilateur à l'intérieur de la chambre pour homogénéiser la température de l'air à l'intérieur de la chambre et d'éviter sa stratification.

Contrairement aux réfrigérateurs à grands volumes de stockage, Les réfrigérateurs domestiques à petits et moyens volumes présentent une cadence élevée d'ouverture/fermeture de la porte du réfrigérateur, et le stockage des denrées est généralement de courte durée. Les exigences en terme de maintien et de control de la température à l'intérieur du réfrigérateur est moindre que celui d'un stockage à long terme. Dans ce type de systèmes, il est nécessaire d'utiliser un thermostat de type 'surfaccique', pour lequel le bulbe du thermostat est mis en contact direct avec la surface de l'évaporateur.

Ce type de thermostat, utilisé dans le réfrigérateur étudié dans ce chapitre, permet le control du fonctionnement du compresseur à partir de la température de la surface l'évaporateur, et non pas à partir de la température de l'air de la chambre tel un thermostat d'ambiance. Un tel dispositif permet d'éviter le démarrage excessif du compresseur à chaque manipulation de la porte du réfrigérateur, afin d'éviter la surconsommation électrique globale du réfrigérateur.

Phase de fonctionnement du compresseur à thermostat 'surfaccique': Le fluide frigorigène à très basse température échange thermiquement avec le MCP. Ce dernier se solidifie et une quantité de froid y est stocké. Le contact direct du MCP avec la surface de l'évaporateur augmente l'échange thermique au niveau de la surface de l'évaporateur, engendrant ainsi une facilité d'évaporation du fluide frigorigène, une augmentation de la valeur de sa température d'évaporation, et par conséquent une augmentation du COP de la machine frigorifique.

Phase d'arrêt du compresseur à thermostat 'surfaccique': La fusion du MCP permet de dégager le 'froid' stocké à la fois à l'air de la chambre, et à travers la surface de l'évaporateur. Le fonctionnement du réfrigérateur dépend exclusivement du thermostat de surface, qui est doté d'un bulbe en contact direct avec la surface de l'évaporateur. Le transfert de chaleur entre le MCP et la surface de l'évaporateur est d'une importance primordiale sur le prolongement du temps d'arrêt du réfrigérateur. En effet, Durant la

phase d'arrêt du compresseur, le MCP fond en libérant le froid préalablement stocké vers l'air chaud de la chambre, et également vers le bulbe du thermostat de surface qui est maintenue à une basse température, permettant ainsi le prolongement du temps d'arrêt du compresseur, une réduction du nombre de cycles journaliers de fonctionnement et une diminution de sa consommation électrique.

2.3.4. Effet du MCP sur le transfert de chaleur à l'intérieur du réfrigérateur

Durant le cycle de fusion (cycle d'arrêt du compresseur), le transfert de chaleur dans le MCP est dominé par la convection naturelle et la conduction est supposée négligeable [88]. L'estimation du coefficient de transfert de chaleur par convection du MCP h_{PCM} durant le cycle de fusion est calculée à partir de l'approximation basée sur le nombre de Rayleigh Ra_{PCM} qui a été proposée par Lim et Bejan [88]. Ceci est exprimé par les équations 2.1 à 2.3. L'approximation est valable pour $Pr > 1$ dans le cas des enceintes rectangulaires. La température d'évaporation est supposée constante dans le model et égale à -3°C . Cette valeur représente la température moyenne mesurée à la surface de l'évaporateur pendant le cycle d'arrêt du compresseur.

$$h_{PCM} = \frac{K_{PCM} Nu_{PCM}}{X_f} \quad (2.1)$$

$$Nu_{PCM} = 0.35 Ra_{PCM}^{0.25} \quad (2.2)$$

$$Ra_{PCM} = \frac{g \beta (T_{evap} - T_{PCM}) X_f^3}{\alpha_{PCM} \nu_{PCM}} \quad (2.3)$$

L'estimation du coefficient de transfert de chaleur par convection du MCP h_{PCM} pendant le processus de solidification (cycle de marche du compresseur) est exprimée à partir de la conductivité thermique et l'épaisseur du MCP, et seule la conduction est prise en considération durant la solidification [87]. Ceci est exprimé par l'équation 3.4. La température d'évaporation est supposée constante et égale à -19°C durant cette phase. Cette valeur représente la température moyenne mesurée à la surface de l'évaporateur pendant le cycle d'arrêt du compresseur. Les propriétés thermiques du MCP sont supposées constantes et sont calculées sur la base d'une moyenne arithmétique entre les phases liquide et solide.

$$h_{PCM} = \frac{K_{PCM}}{X_f} \quad (2.4)$$

La figure 2.5 illustre l'évolution des coefficients de transfert de chaleur par convection au sein du MCP h_{PCM} vis-à-vis de la variation de l'épaisseur du MCP X_f dans un intervalle de 5 à 40 mm, pour les cas des cycles de fusion et de solidification. Sous les mêmes conditions de fonctionnement des cycles de solidification et de fusion, la variation de h_{PCM} dépend uniquement de la variation de X_f .

On note que le coefficient d'échange à travers le MCP h_{PCM} est plus significatif pour la phase de fusion, et sa valeur est légèrement moins sensible à la variation de l'épaisseur du MCP, par rapport à la phase de solidification. Ceci est exprimé par une courbe de h_{PCM} descendante moins accentuée pour la phase de fusion. Durant la phase de solidification, le transfert de chaleur est régi exclusivement par la conduction, tandis que durant la phase de fusion, le transfert de chaleur est régi par la convection naturelle. Ce dernier s'intensifie avec l'augmentation de l'épaisseur du MCP, ralentissant ainsi la chute de la valeur du coefficient d'échange à travers le MCP h_{PCM} . En effet, une augmentation de l'épaisseur du MCP intensifie le transfert de chaleur par convection naturelle dans le MCP. Cependant, cette augmentation sera vite compensée par l'augmentation de la résistance thermique du MCP qui est due à l'augmentation de l'épaisseur du MCP.

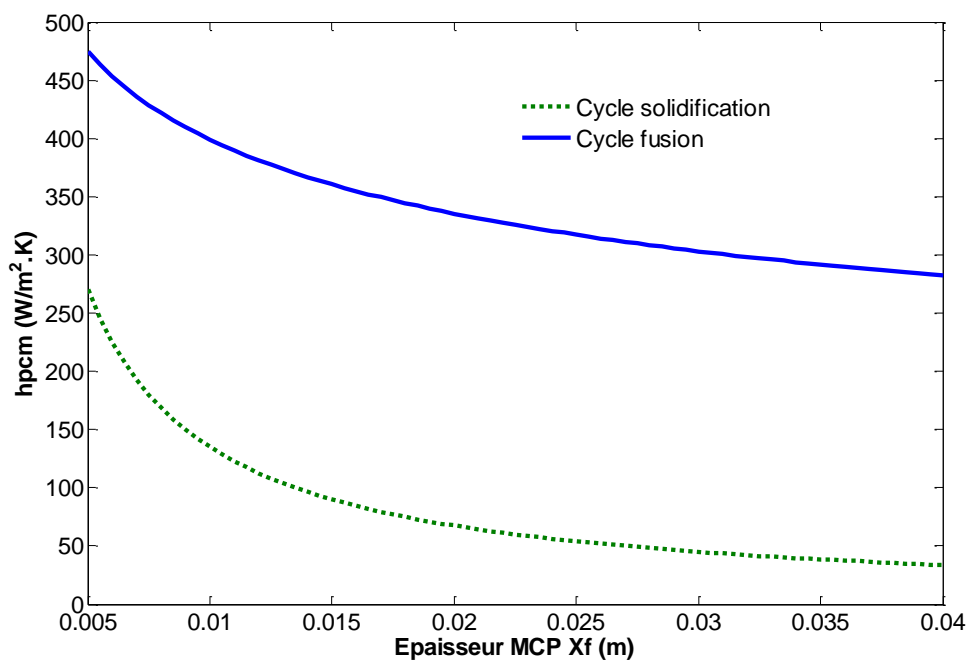


Figure 2.5 : Evolution du coefficient de transfert de chaleur à travers le MCP h_{PCM} . Phases Solidification/fusion.

Ceci peut être expliqué à partir de la courbe de l'évolution du nombre de Nusselt Nu_{PCM} sur la (Figure 2.6). En effet, durant la phase de fusion du MCP, et pour de petites épaisseurs du MCP (épaisseurs moins de 0.005 m), le nombre de Nusselt Nu_{PCM} est autours de 1, qui se traduit par un transfert de chaleur dominé principalement par la conduction. Au fur et à mesure que l'épaisseur du MCP X_f augmente (> 0.005 m), le nombre de Nusselt commence à croître également, et l'effet du transfert de chaleur par convection naturelle augmente également (équation 3.1). Cependant, l'augmentation du transfert de chaleur par convection reste insuffisante pour contrecarrer l'augmentation de la résistance thermique du MCP, qui est due à l'augmentation de l'épaisseur du MCP, et au caractère isolant du MCP (conductivité thermique faible du MCP-eau). Toujours est-il que cette augmentation du transfert de chaleur par convection donne lieu à une diminution moins brusque du coefficient de transfert de chaleur à travers le MCP h_{PCM} , en comparaison avec le cas d'une solidification, durant laquelle le transfert de chaleur ne dépend que de l'épaisseur et de la conductivité de l'isolant ($\frac{K_{PCM}}{X_f}$).

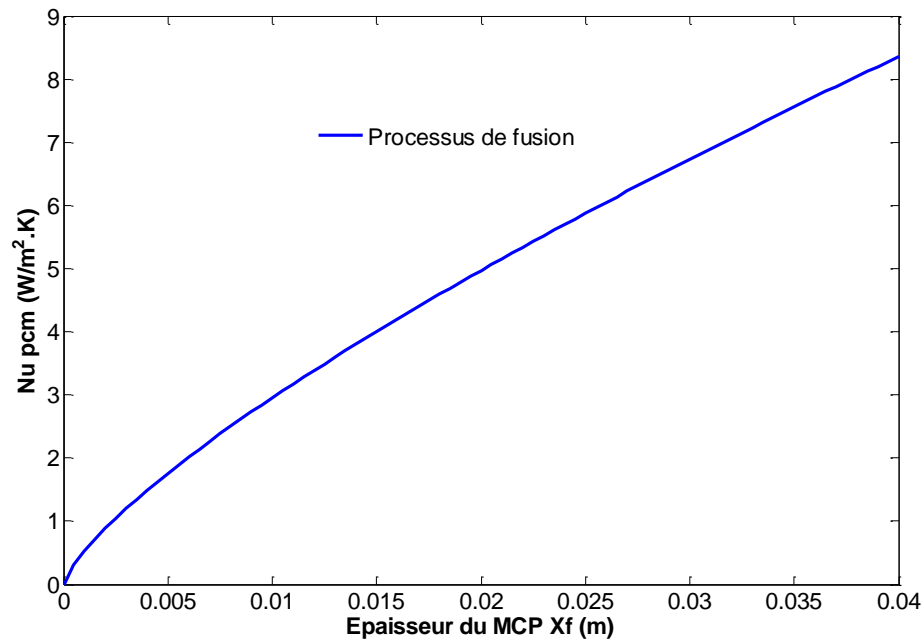


Figure 2.6 : Evolution du nombre de Nusselt à travers le MCP Nu_{PCM} . Phases fusion.

Afin de mettre en évidence l'effet de l'épaisseur de MCP sur le transfert de chaleur dans le réfrigérateur, nous définissons:

- Le coefficient de transfert de chaleur global H_{PCM} qui a lieu entre le réfrigérant circulant à travers l'évaporateur et l'air à l'intérieur du réfrigérateur pendant les cycles de marche / arrêt du compresseur, dans le cas où l'évaporateur est couplé à un MCP (équation 2.6). H_{PCM} est déterminé pour un domaine physique défini par; une paroi d'évaporateur en aluminium, une épaisseur du fluide réfrigérant circulant entre les deux parois métalliques de l'évaporateur, une couche de MCP d'épaisseur variable X_f et une couche d'air entourant le MCP.

- Le coefficient de transfert de chaleur global H qui a lieu entre le réfrigérant circulant dans l'évaporateur et l'air à l'intérieur du réfrigérateur pendant les cycles de marche et d'arrêt du compresseur, dans le cas où l'évaporateur est sans MCP (équation 2.5). H est défini pour un domaine physique qui consiste en; une paroi d'évaporateur, une couche de fluide réfrigérant entre les parois de l'évaporateur et une couche d'air entourant la surface de l'évaporateur.

H est considéré comme étant constant car il ne dépend que des conditions de fonctionnement du réfrigérateur et non de la variation de l'épaisseur du MCP. Cependant, contrairement à H , la variable H_{PCM} dépend de la variation de l'épaisseur du MCP X_f , telle qu'elle est définie en fonction de h_{PCM} sur l'équation 2.6.

$$\frac{1}{H} = \frac{1}{h_{air}} + \frac{e}{K_{evap}} + \frac{1}{h_{refrigerant}} \quad (2.5)$$

$$\frac{1}{H_{PCM}} = \frac{1}{h_{PCM}} + \frac{1}{h_{air}} + \frac{e}{K_{evap}} + \frac{1}{h_{refrigerant}} \quad (2.6)$$

Le calcul du coefficient de transfert de chaleur par convection dans le cas d'une évaporation d'un fluide frigorigène circulant à l'intérieur d'un évaporateur est basé sur la formule largement utilisée de Dittus et Boelter [89] :

Cycle de marche du compresseur (fluide frigorigène en mouvement) :

$$\frac{h_{\text{refrigerant}} D_L}{K_L} = 0.023 \left(\frac{D_L G_L}{\mu_L} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{p_L} \mu_L}{K_L} \right)^{0.4} \quad (2.7.a)$$

Cycle d'arrêt du compresseur (fluide frigorigène en stagnation) :

$$\frac{h_{\text{refrigerant}} D_L}{K_v} = 1 \quad (2.7.b)$$

$$\text{Avec: } G_L = \frac{\dot{m}_L}{s} \quad (2.8)$$

Le coefficient d'échange de chaleur par convection de l'air à l'intérieur du réfrigérateur est calculé à partir de l'approximation de McAdams [90]. Pour un transfert de chaleur en convection naturelle comme il relève de notre cas, la différence de température entre la surface de l'évaporateur et l'air qui l'entoure est la seule force motrice du transfert de chaleur à l'intérieur du réfrigérateur. Le coefficient de transfert de chaleur pour une convection naturelle est basé dans ce cas sur le nombre de Rayleigh Ra_{air} :

$$Ra_{\text{air}} = \frac{g \beta (T_{\text{air}} - T) L^3}{\alpha_{\text{air}} \nu_{\text{air}}} \quad (2.9)$$

T peut être défini par :

$T = T_{\text{evap}}$ lorsque H est calculé.

$T = T_{\text{PCM}}$ lorsque H_{PCM} est calculé.

A partir de l'estimation du nombre de Rayleigh, le régime d'écoulement est défini comme étant turbulent ($Nu_{\text{air}} > 10^9$). Le nombre Nusselt Nu_{air} peut alors s'exprimer comme suit [90]:

$$Nu_{\text{air}} = 0.13 Ra_{\text{air}}^{1/3} \quad (2.10)$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection de l'air intérieur s'écrit comme suit:

$$h_{\text{air}} = \frac{K_{\text{air}} Nu_{\text{air}}}{L_r} \quad (2.11)$$

Les coefficients H et H_{PCM} sont illustrés aux Figures 2.7 et 2.8, pendant les cycles de marche/arrêt du compresseur. Il a été noté à partir de la comparaison entre les deux coefficients H et H_{PCM} que plus on a une augmentation de l'épaisseur du MCP et plus on constate une diminution de H_{PCM} vis-à-vis de H .

La différence entre les deux coefficients est définie par un paramètre exprimé en pourcentage. Il est défini comme étant le *coefficient de perte de transfert de chaleur du MCP* D_{PCM} . Il est exprimé par l'équation 2.12:

$$D_{PCM} = \left(\frac{H - H_{PCM}}{H} \right) \cdot 100 \quad (2.12)$$

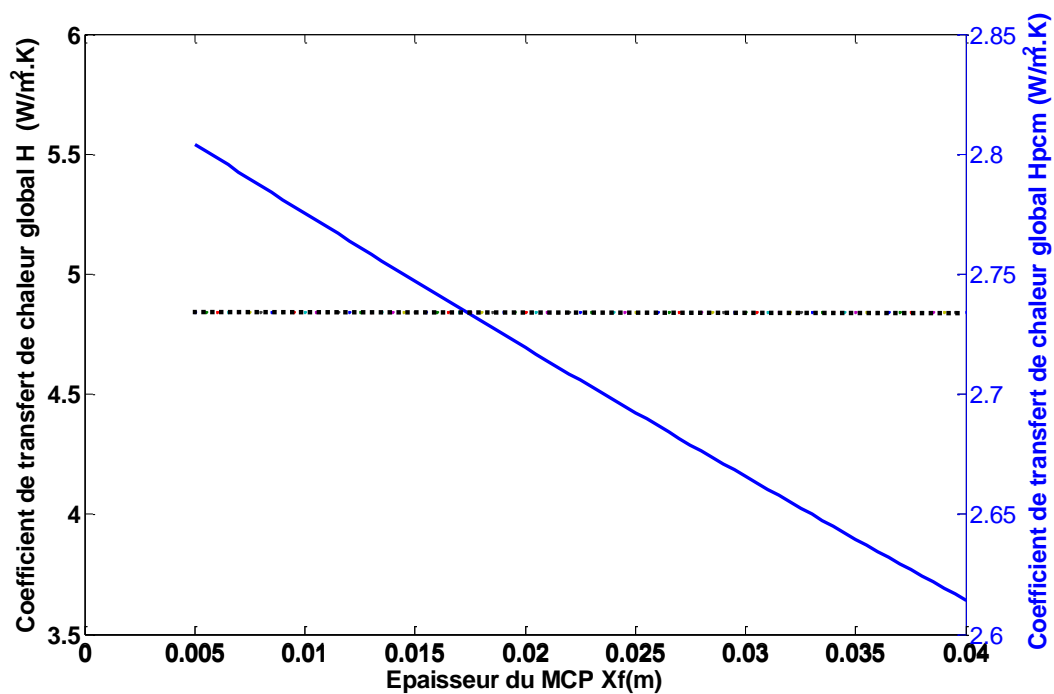


Figure 2.7 : Coefficients de transfert de chaleur global H et H_{PCM} . Cycle de marche.

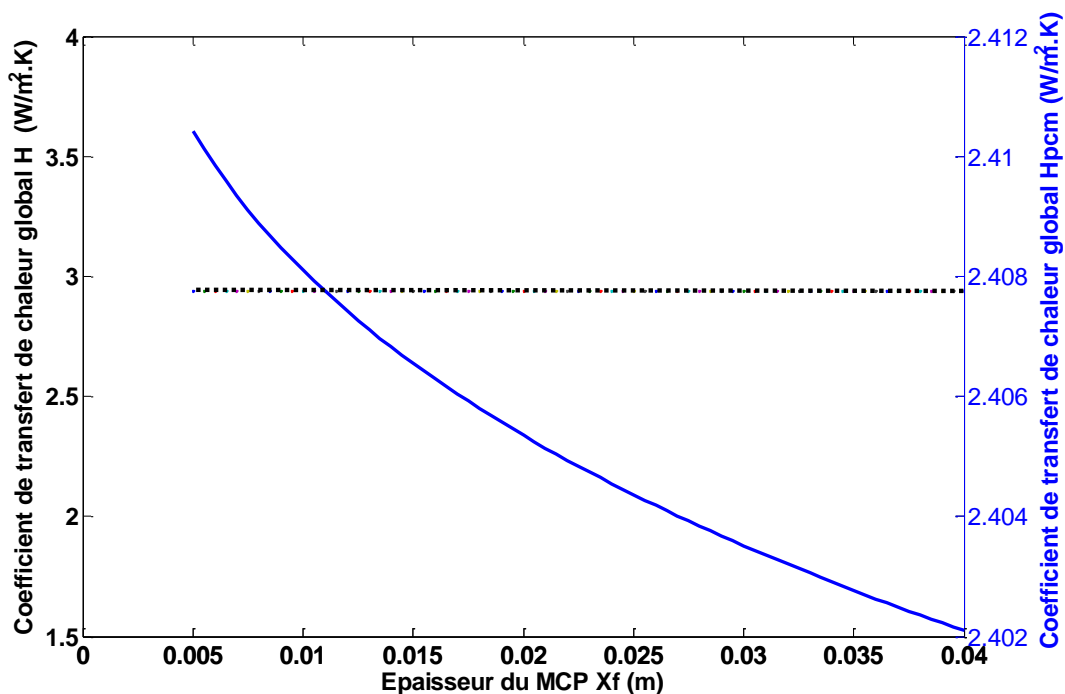


Figure 2.8 : Coefficients de transfert de chaleur global H et H_{PCM} . Cycle d'arrêt.

Il a été noté que le MCP affecte considérablement le transfert de chaleur à l'intérieur du réfrigérateur. Le coefficient de transfert de chaleur est réduit de 18,28% pendant le cycle d'arrêt du compresseur (processus de fusion), tandis que cette réduction atteindrait les 45,28% pendant le cycle de marche du compresseur (processus de solidification). Ces valeurs sont obtenues à partir du calcul de la moyenne de D_{PCM} dans l'intervalle de l'épaisseur du MCP X_f (5-40 mm). La figure 2.9 illustre l'évolution du paramètre D_{PCM} pour les cycles de fusion et de solidification.

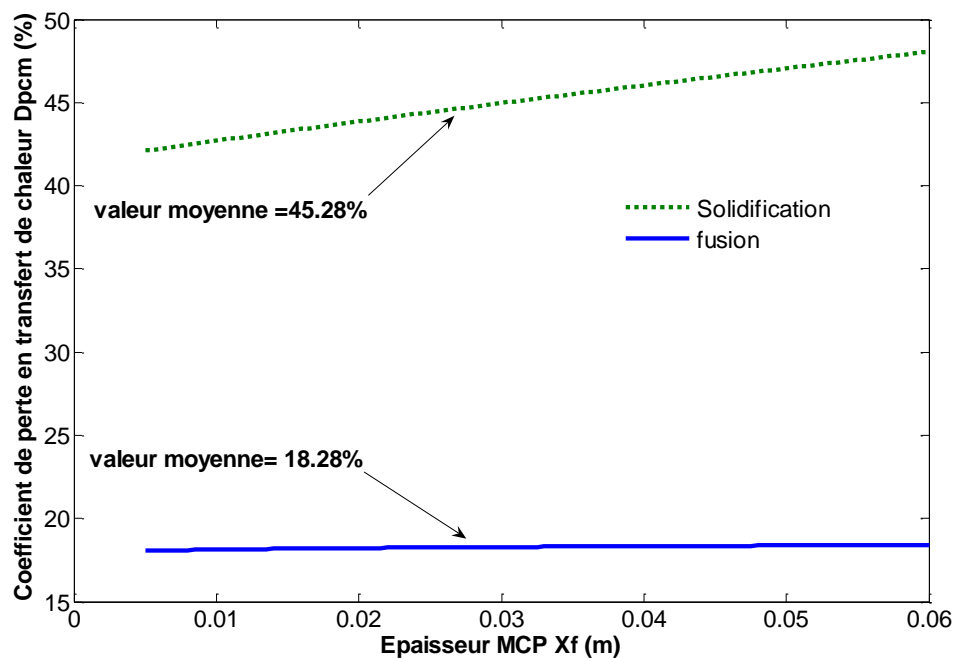


Figure 2.9 : Coefficient de perte de transfert de chaleur du MCP D_{PCM} . Cycles fusion/solidification.

Les profils de température de l'air à l'intérieur du réfrigérateur pendant les cycles marche/arrêt, avec et sans MCP, sont illustrés sur la Figure 2.10. La température est mesurée à trois (3) niveaux équidistants dans le compartiment réfrigération. Pour chaque niveau du réfrigérateur, quatre (4) thermocouples ont été placés. La température moyenne de chaque niveau est définie comme étant la moyenne des quatre (4) températures mesurées.

La diminution du transfert de chaleur à l'intérieur du réfrigérateur génère une augmentation moyenne de la température de l'air intérieur de $1,1^{\circ}\text{C}$, par rapport au réfrigérateur sans MCP. Cette valeur est obtenue par le calcul de la différence entre la température moyenne de l'air mesurée, entre le réfrigérateur avec et sans MCP.

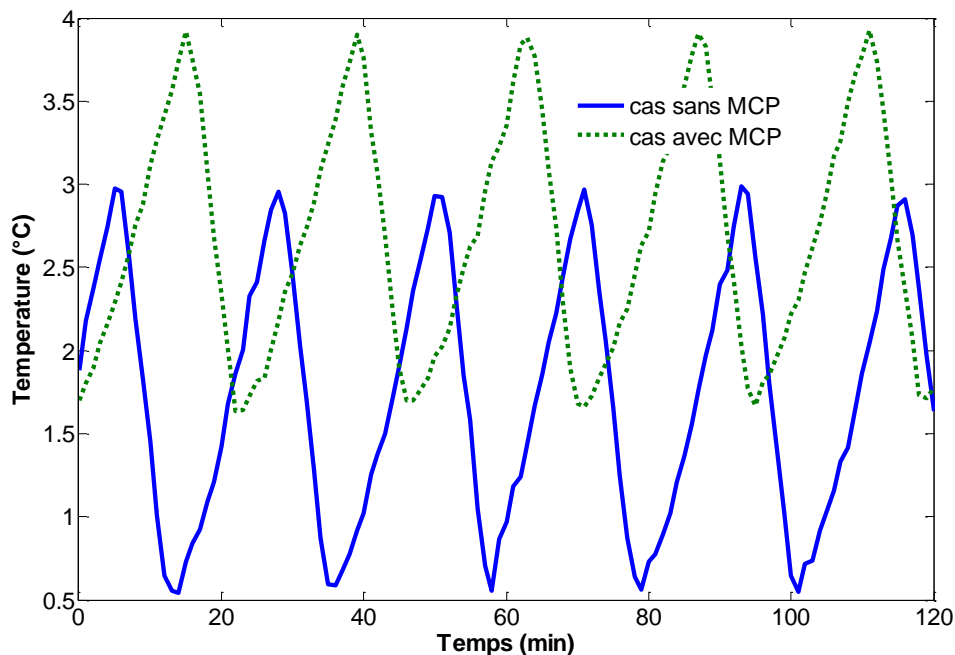


Figure 2.10 : Profil de température de l'air, avec et sans MCP. Cycle de marche/d'arrêt.

2.3.5. Effet du MCP sur le régime de fonctionnement du réfrigérateur

Comme il a été mentionné dans la section 2.3.3, l'utilisation du MCP en tant que dispositif de stockage d'énergie thermique permet de prolonger le temps d'arrêt du réfrigérateur, et par conséquent de réduire le nombre de cycles de marche du compresseur sur une période définie, comme il est illustré sur la Figure 2.11. Un nombre élevé de cycles de marche génère une surconsommation d'énergie du réfrigérateur, qui est due principalement à deux paramètres:

* Lors de la phase d'arrêt du compresseur, un rééquilibrage de la pression du fluide frigorigène s'opère dans le système frigorifique en raison de la différence du niveau de pression entre le condenseur et l'évaporateur. Le fluide frigorigène à haute pression se trouvant dans le condenseur migre alors vers l'évaporateur contenant le fluide frigorigène à une pression plus basse. Ce transfert de masse dû à la différence de pression se traduit par un transfert d'une quantité de chaleur du condenseur vers l'évaporateur. Un travail supplémentaire de la part du compresseur est alors nécessaire au début de chaque

démarrage du compresseur, pour permettre de contrebalancer cette quantité de chaleur venue du condenseur durant la phase d'arrêt [56].

* Le courant de démarrage élevé que fait appel le compresseur à chaque démarrage contribue également à l'augmentation de la consommation électrique, et pourrait devenir significatif sur le long terme.

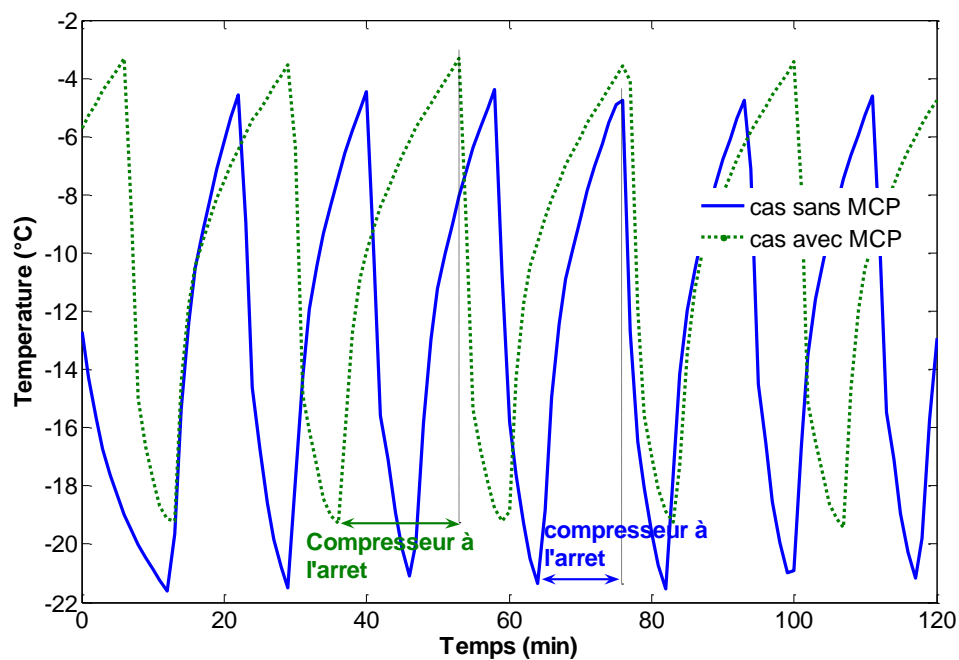


Figure 2.11 : Profil de la température d'évaporation, avec et sans MCP. Cycle de marche/d'arrêt.

Le tableau 2.2 présente, à partir des valeurs mesurées sous les conditions de test, la diminution en matière de : temps de marche journalier, nombre de cycles de fonctionnement et de consommation électrique :

Tableau 2.2 : Temps de marche, nombre de cycles et consommation électrique du réfrigérateur

Réduction en nombre de cycle de fonctionnement journalier	Réduction en consommation électrique	Réduction en temps de marche journalier
14.5 %	10 %	17.6 %

La consommation électrique du réfrigérateur est mesurée à l'aide d'un compteur d'énergie (modèle Phywe) sur une période de 24 heures. La réduction de la consommation d'énergie présentée dans le tableau 2.2 est obtenue par la différence de la consommation électrique mesurée pour un réfrigérateur avec et sans MCP.

La réduction du nombre de cycles de marche journalier entre un réfrigérateur avec et sans MCP est obtenue en définissant N comme étant le nombre de cycles sur une période de 24 heures, exprimé par l'équation 2.13 :

$$N = \frac{(24.3600)}{(t_m + t_a)} \quad (2.13)$$

Les paramètres t_m et t_a (exprimés en secondes) sont définis à partir des mesures expérimentales effectuées sur le réfrigérateur. Ils représentent respectivement les temps de fonctionnement et d'arrêt d'un seul (1) cycle de réfrigération. Ces valeurs sont quasi-constantes, car le mode de fonctionnement du réfrigérateur consiste en une série de cycles d'arrêt et de marche successifs sous les mêmes conditions de fonctionnement. La valeur de la réduction en temps de marche journalier t_{mj} présentée dans le tableau 2.2 est obtenue entre un réfrigérateur avec et sans MCP. Ce dernier est défini par l'équation suivante:

$$t_{mj} = t_m .N \quad (2.14)$$

2.3.6. Effet du MCP sur le coefficient de performance (COP)

L'amélioration des performances thermiques de l'évaporateur est associée à une augmentation de la température d'évaporation du fluide frigorigène. Cela permet au fluide frigorigène qui s'écoule dans l'évaporateur de s'évaporer plus facilement, réduisant ainsi le travail du compresseur et améliorant le COP.

L'amélioration du transfert de chaleur au niveau de l'évaporateur génère une augmentation des vapeurs du réfrigérant à l'intérieur de l'évaporateur. Cela se traduit par une légère augmentation de la pression de saturation du fluide frigorigène et une élévation de sa température d'évaporation [57, 58]. Cette augmentation de la température d'évaporation peut être observée sur la Figure 2.11.

Le coefficient de transfert de chaleur global de l'évaporateur H_{PCM_evap} a été déterminé dans le but de définir l'effet du MCP sur les performances de l'évaporateur (équation 2.15). Ce coefficient permet de quantifier le flux de chaleur qui se produit entre fluide frigorigène et le MCP, lorsque l'évaporateur est en contact avec le MCP. Ce coefficient met en lumière le rôle du MCP sur les performances de l'évaporateur après comparaison avec le coefficient de transfert de chaleur de l'évaporateur en absence de MCP H . H_{PCM_evap} est déterminé dans un domaine physique défini par; une paroi en aluminium de l'évaporateur, une couche de fluide frigorigène et une couche de MCP d'épaisseur variable X_f .

$$\frac{1}{H_{PCM_evap}} = \frac{1}{h_{PCM}} + \frac{e}{K_{evap}} + \frac{1}{h_{refrigerant}} \quad (2.15)$$

Les figures 2.12 et 2.13 illustrent l'évolution du coefficient de transfert de chaleur global H_{PCM_evap} par rapport au cas sans MCP. Ils indiquent l'évolution de ce coefficient en fonction de l'épaisseur du MCP, pour les cycles de fusion et de solidification, respectivement. Il a été observé que le transfert de chaleur au niveau de l'évaporateur a été amélioré de 260 W/m².K à 33,9 W/m².K, sur l'intervalle d'épaisseur [5 à 40 mm] au cours du cycle de marche du compresseur. Cette amélioration est due à la dominance du coefficient de transfert de chaleur par convection forcée du fluide frigorigène $h_{refrigerant}$ sur l'équation du coefficient de transfert de chaleur global (équation 2.15).

Une amélioration de l'ordre de $\sim 16\text{W} / \text{m}^2\text{K}$ au cours du cycle d'arrêt du compresseur mais d'une moindre magnitude, a également été constatée. Ceci est dû au fait que le fluide frigorigène est en phase de stagnation lorsque le compresseur est à l'arrêt, et son terme n'influe que peu sur le coefficient de transfert de chaleur global. Le transfert de chaleur ne présente aucune variation notable malgré la variation de l'épaisseur. Ceci est probablement dû au fait que la convection naturelle est le mode de transfert de chaleur dominant dans le MCP.

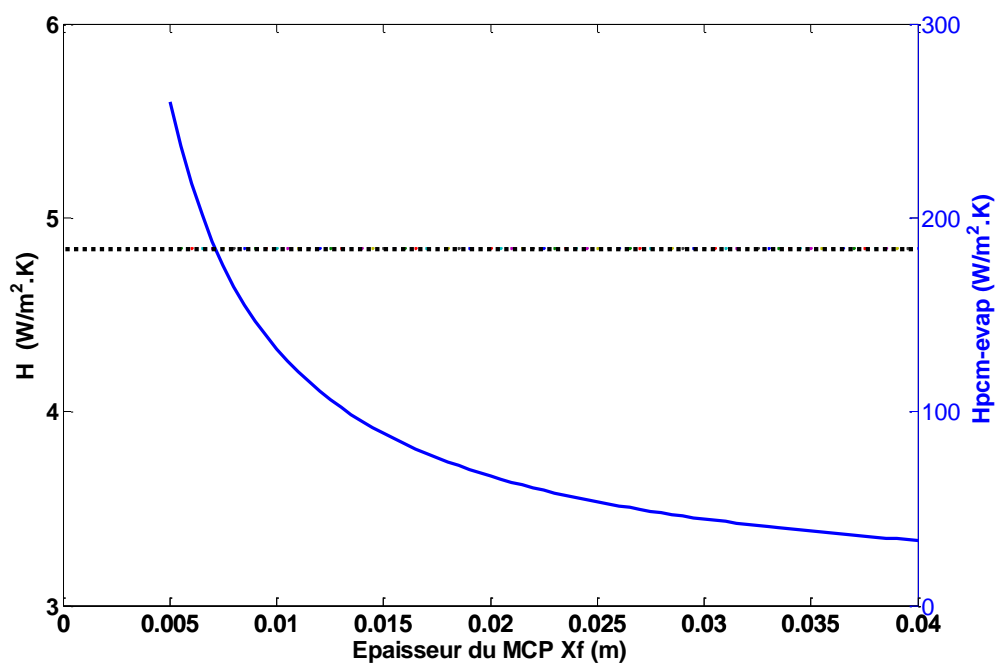


Figure 2.12 : Evolution du transfert de chaleur au niveau de l'évaporateur. Cas de la solidification.

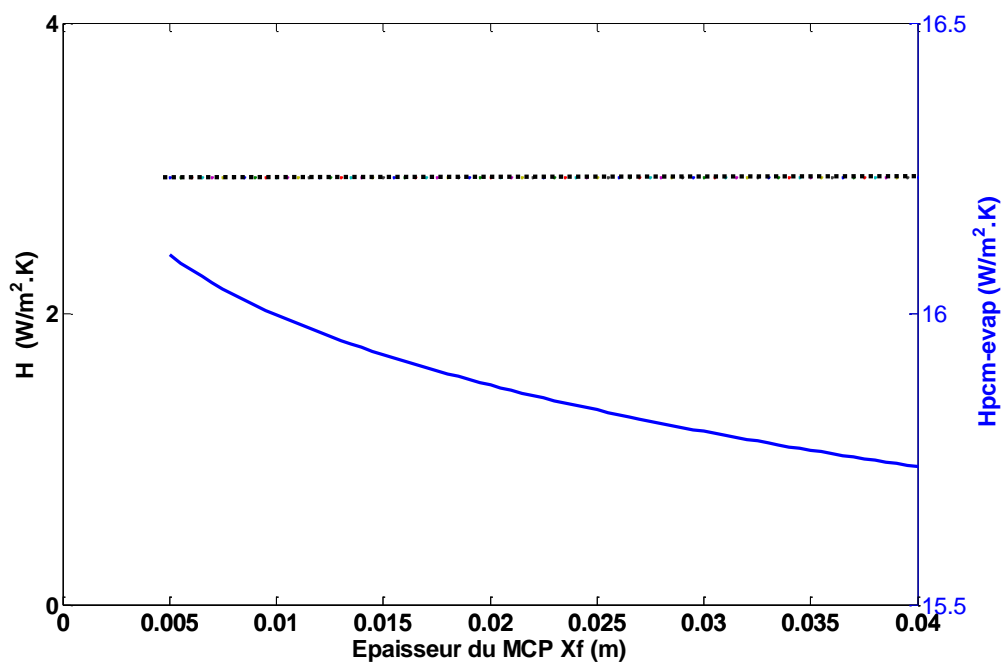


Figure 2.13 : Evolution du transfert de chaleur au niveau de l'évaporateur. Cas de la fusion.

Les valeurs mesurées du COP du cycle frigorifique associées à leurs températures d'évaporation du fluide frigorigène sont présentées dans le tableau 2.3. L'expérience avait indiqué une augmentation moyenne de la température d'évaporation de l'ordre de 2°C et une amélioration du COP globale du réfrigérateur de 5.05%.

Tableau 2.3 : Valeurs du COP et de la température de l'évaporateur

COP en présence de MCP	T_{evap} (°C)	COP sans MCP	T_{evap} (°C)	Gain en COP	Augmentation de température (°C)
2.77	-19.36	2.63	-21.25	5.05 %	1.89

2.4. Conclusion

L'étude entreprise dans ce chapitre s'est faite sur la base de mesures expérimentales et un modèle mathématique, et traite de l'effet du MCP sur les conditions de fonctionnement et le transfert de chaleur dans un réfrigérateur domestique équipé d'un évaporateur plat. Il a été conclu que l'ajout d'une couche de MCP génère une amélioration du transfert de chaleur au niveau de l'évaporateur, entraînant une amélioration du COP et une réduction de la consommation énergétique quotidienne. En effet, les résultats expérimentaux montrent que l'ajout d'une couche de 10 mm de MCP entraînerait une amélioration notable du transfert de chaleur au niveau de l'évaporateur durant la phase de marche du réfrigérateur. Une augmentation du transfert de chaleur permet une amélioration du phénomène d'évaporation du fluide frigorigène. Ceci génère une élévation de la température d'évaporation de l'ordre de 2°C, une augmentation du COP de la machine frigorifique de l'ordre de 5%, et une réduction de la consommation électrique de 10% et un prolongement du temps d'arrêt de 17 %.

- Cependant, cette configuration présente 2 inconvénients :

* Le temps d'arrêt n'est pas contrôlable, car le MCP interagit thermiquement avec l'air par la convection naturelle.

*Le MCP représente une résistance thermique supplémentaire (réfrigérant-air) qui contribue à augmenter légèrement la température de l'air du réfrigérateur (1°C).

Pour remédier à ces deux inconvénients, une 2^{ème} configuration a été proposée qui consiste en un échangeur de chaleur en lit tassé comportant un MCP. L'étude de ce dispositif fera l'objet des prochains chapitres.

3. ETUDE DE L'EFFET DU GIVRE ET DU MCP SUR LE TRANSFERT DE CHALEUR A L'INTERIEUR DU REFRIGERATEUR

3.1. Introduction

Il est établi qu'au-delà d'une certaine épaisseur, une couche de givre ou même de MCP peuvent entraîner une augmentation de la température de l'air du réfrigérateur et une réduction de ses performances énergétiques [91]. Le présent chapitre est une contribution ayant pour but de clarifier la nature et les caractéristiques du givre par rapport au MCP, ainsi que les mécanismes avec lesquels les deux matériaux affectent les performances énergétiques du réfrigérateur. L'étude comparative est justifiée car les deux matériaux se trouvent tout deux à la surface de l'évaporateur et la même composition chimique de l'eau.

Bien que beaucoup d'études aient été mené sur l'application des MCP dans les systèmes de réfrigération, l'effet de la formation de givre sur ces systèmes en présence de MCP n'a pas encore été examiné. À la connaissance de l'auteur, cet aspect n'a été étudié que pour le cas des réfrigérateurs sans présence de MCP, ou bien pour le cas de givre formé sur des surfaces froides traversées par de l'air humide.

3.2. Modélisation du problème de givre sur le transfert de chaleur dans le réfrigérateur

La formation de givre est un phénomène qui se produit souvent dans les réfrigérateurs équipés d'évaporateurs sans système de dégivrage. Au-delà d'une certaine épaisseur, le givre formé à la surface de l'évaporateur diminue le transfert de chaleur qui se produit entre le fluide frigorigène circulant dans l'évaporateur et l'air à l'intérieur du réfrigérateur. Une diminution du transfert de chaleur global au niveau de l'évaporateur diminue les performances de celui-ci et génère une surconsommation du travail du compresseur.

Dans cette section, les coefficients de transfert de chaleur globaux à travers l'évaporateur en présence de MCP et de givre seront calculés, afin de mettre en évidence l'influence de l'épaisseur de chacun (givre et MCP assimilé à de l'eau pure) sur le transfert

de chaleur à l'intérieur du réfrigérateur. Le givre est considéré comme étant sous sa phase solide, tandis que le MCP est considéré subir une transition de phase solide-liquide. L'intervalle d'épaisseur étudié du givre et du MCP est de 5 à 40 mm.

3.2.1. Hypothèses de calcul

Afin d'évaluer l'effet du MCP et du givre sur le transfert de chaleur à l'intérieur d'un réfrigérateur, certaines hypothèses et considérations ont été posées:

- Le givre consiste en un dépôt graduel de glace sur la surface de l'évaporateur, se formant très lentement dans le temps à partir de la vapeur d'eau contenu dans l'air qui subit une condensation puis une solidification. Il est considéré comme une eau sous sa phase solide, qui ne subit pas de fusion pendant le cycle d'arrêt du compresseur. On supposera alors que le transfert de chaleur à travers le givre se fait par conduction.
- Le MCP est supposé subir une solidification et une fusion lors des cycles de marche et d'arrêt du compresseur respectifs. Le MCP est supposé avoir les propriétés thermo-physiques de l'eau pure sous sa forme liquide qui se solidifie pendant le cycle de marche du compresseur, et les propriétés thermo-physiques de la glace sous sa forme solide qui fond durant le cycle d'arrêt du compresseur. La convection naturelle est prise en considération dans le transfert de chaleur dans le MCP lors de la phase de fusion.
- Le givre ne change pas de phase, et sa température suit sensiblement celle de l'évaporateur qui est en contact direct avec la surface de ce dernier. La température de surface de l'évaporateur mesurée oscille entre un maximum de -3 et un minimum de -19°C , comme indiqué à la section 2.3.1 du chapitre précédent. Sous cette condition de température, le givre est toujours maintenu sous sa phase solide, car sa température de changement de phase (0°C) est toujours supérieure à celle de l'évaporateur.
- Le processus de formation de givre sur les surfaces froides est compliqué et n'a pas été pris en compte dans le calcul. Leoni *et al.* [92] ont mené une étude expérimentale sur la formation et le développement du givre sur des surfaces froides et ont montré que la température des plaques et l'humidité relative de l'air étaient les paramètres qui affectent le plus les propriétés du givre (épaisseur, densité et conductivité thermique). À des fins de simplification de la comparaison avec le MCP, il est supposé que la conductivité thermique du givre ne dépend que de la densité, et sa valeur est considérée comme étant constante dans toute la couche de givre, indépendamment de la variation de son épaisseur [93].

- Les propriétés de l'eau pure pour le cas du MCP sont considérées constantes pour les mêmes conditions de température de fonctionnement. Ces propriétés sont tirées de la base de données du logiciel COOLPACK [94].

3.2.2. Définition de la résistance thermique au transfert de chaleur du givre et du MCP

Le calcul de la conductivité thermique du givre sur une surface plane est basé sur l'approximation de Kim *et al.* [93]:

$$K_{frost} = 0,132 + 3,13 \cdot 10^{-4} \rho_{frost} + 1,6 \cdot 10^{-7} \rho_{frost}^2 \quad (3.1)$$

ρ_{frost} est la densité du givre représentée par la corrélation suivante [92]:

$$\rho_{frost} = \left(0,627 \cdot \left(1 + \frac{T_{ev}}{273,15} \right) \cdot \left(1 + \frac{T_{air}}{273,15} \right)^{1/3} - 0,565 \right) \rho_{ice} \quad (3.2)$$

Les figures 3.1 et 3.2 illustrent l'évolution de la résistance thermique au transfert de chaleur du MCP R_{PCM} par rapport au givre R_{frost} , pour les processus de fusion et de solidification, respectivement. Ces coefficients (exprimés en $m^2 \cdot K/W$) sont définis comme étant l'inverse du coefficient de transfert de chaleur, et ne dépendent que de la variation de leur épaisseur. R_{PCM} est calculé à partir des caractéristiques de l'eau pure (base de données COOLPACK) et ne dépend que de l'évolution du h_{PCM} . Le MCP est supposé se solidifier et fondre pendant les cycles de marche et d'arrêt du compresseur, respectivement. Pour le calcul du h_{PCM} , il est supposé que seule la convection naturelle est prise en compte lors du cycle de fusion [88], et que seule la conduction est prise en compte lors du cycle de solidification [87].

R_{frost} est calculé à partir des caractéristiques du givre selon Kim *et al.* [93]. Contrairement au MCP, le givre est toujours considéré comme étant dans sa phase solide, comme expliqué précédemment, et que seule la conduction est considérée pour le calcul de R_{frost} .

R_{frost} représente la résistance thermique qui est causée par le givre, et R_{PCM} la résistance thermique causée par le MCP. Ces coefficients s'expriment comme suit:

$$R_{PCM} = \frac{1}{h_{PCM}} \quad (3.3)$$

$$R_{frost} = \frac{X_f}{K_{frost}} \quad (3.4)$$

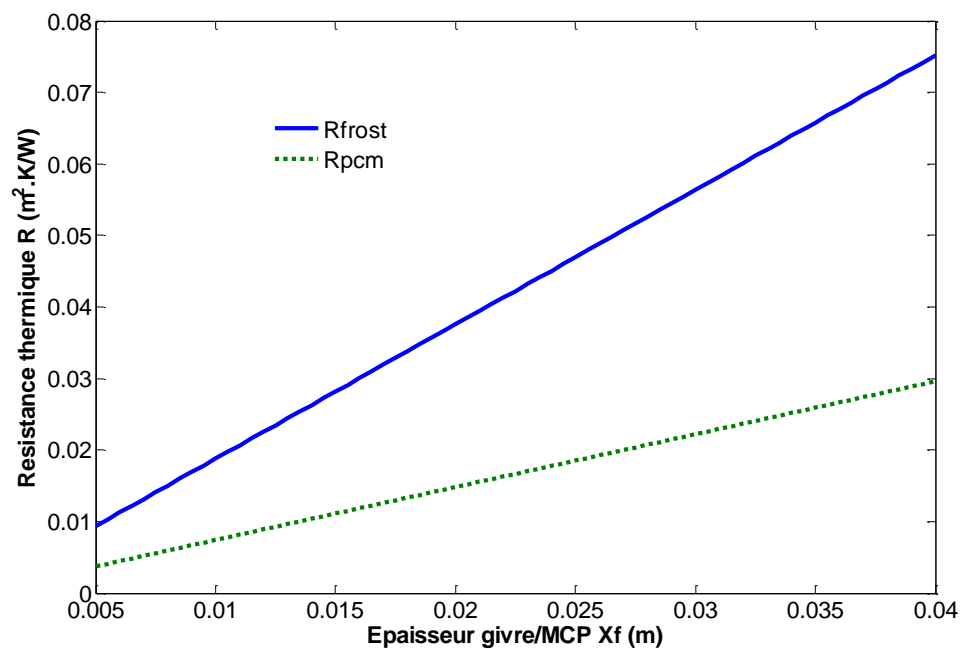


Figure 3.1 : Résistance thermique R_{frost} vs R_{PCM} · Cycle de marche.

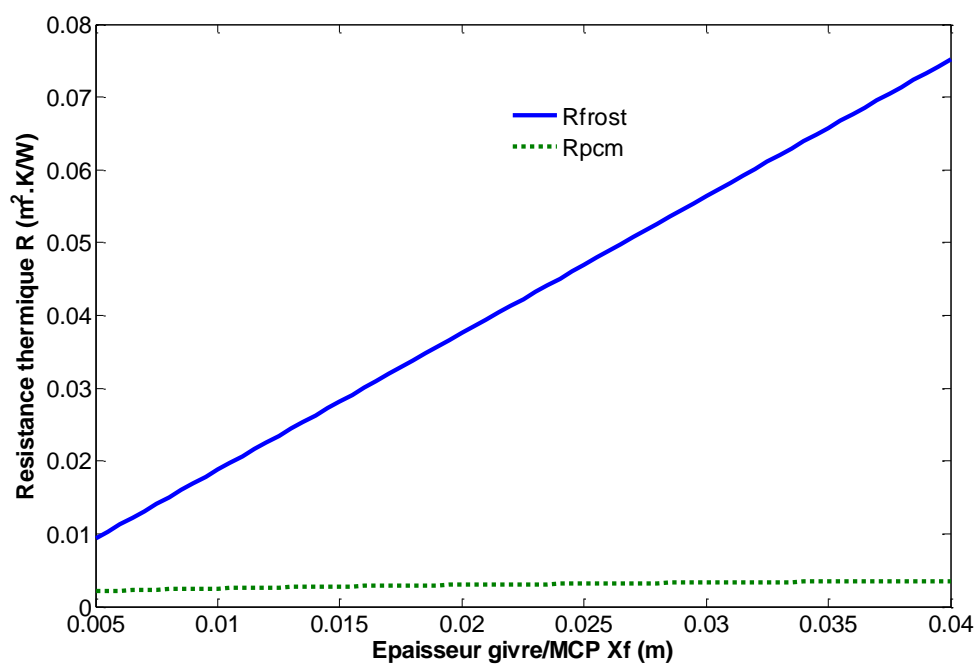


Figure 3.2 : Résistance thermique R_{frost} vs R_{PCM} · Cycle d'arrêt.

On note à partir des figures 3.1 et 3.2 que la résistance thermique de la couche de givre est toujours supérieure à la résistance thermique due au MCP. L'écart entre ces deux valeurs est minime dans l'intervalle des petites épaisseurs, mais cet écart s'accroît avec l'augmentation de l'épaisseur. La résistance thermique que représente le givre augmente sensiblement avec l'augmentation de son épaisseur. La diminution du transfert de chaleur par conduction à travers le givre affecte directement le transfert de chaleur entre le fluide frigorigène de l'évaporateur et l'air de la chambre, engendrant une augmentation de la température de l'air de la chambre, et un travail supplémentaire du compresseur. Cependant, le MCP présente une résistance thermique plus faible que celle du givre, et semble être moins sensible à l'augmentation de l'épaisseur dans l'intervalle des épaisseurs considérées. Cela peut s'expliquer par le fait que le MCP, avec ses propriétés de l'eau pure, possède une conductivité thermique supérieure à celle du givre.

Il est également remarqué que la résistance thermique que représente le MCP est croissante et plus importante lors du cycle de marche du compresseur, contrairement à la phase d'arrêt pendant laquelle le MCP présente une plus faible résistance. Ceci est justifié par le fait que durant la phase d'arrêt, le transfert de chaleur lors de la phase de fusion du MCP est régi par la convection naturelle. Ce mode de transfert compenserait alors l'augmentation de la résistance thermique qui est due à l'augmentation de l'épaisseur du MCP.

On note également que sous les mêmes conditions de fonctionnement du réfrigérateur, l'allure de la résistance thermique du givre est la même pour le cycle de marche et cycle d'arrêt du compresseur (Figures 3.1 et 3.2). Ceci est dû au fait que le givre ne subit pas de changement de phase durant les cycles de marche et d'arrêt du compresseur.

Dans la pratique, il peut exister des situations où le MCP ne subit pas de changement de phase. Cette situation pourrait être rencontrée lorsque le régime de fonctionnement du réfrigérateur est modifié suite à une manipulation du thermostat, engendrant alors un profil de température d'évaporateur décalé en dessous de la température de changement de phase du MCP. Ceci est traduit par un MCP toujours maintenu sous sa phase solide, avec un transfert de chaleur régi seulement par la conduction. Dans ce cas, la résistance thermique de la couche de givre à une allure presque identique à celle de la résistance thermique due au MCP, avec un léger avantage pour le

MCP, qui est dû à sa conductivité thermique plus importante que celle du givre (Figure 3.3).

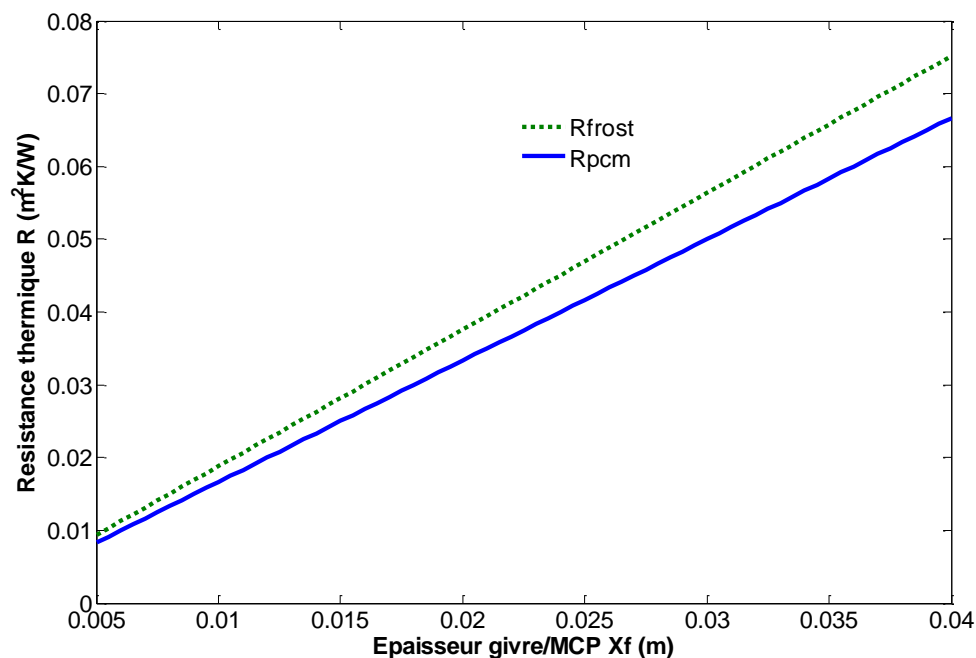


Figure 3.3 : Résistance thermique R_{frost} vs R_{PCM} . Cycle d'arrêt. (MCP sans changement de phase)

3.3. Effet du givre et du MCP sur les performances de l'évaporateur

Le coefficient de transfert de chaleur global de l'évaporateur H_{frost_evap} et H_{PCM_evap} ont été déterminés dans le but de définir l'effet du givre et du MCP sur les performances de l'évaporateur. Ils permettent de quantifier le flux de chaleur à travers l'évaporateur en contact avec le MCP, par rapport à un évaporateur en contact avec le givre.

Le coefficient global de transfert de chaleur qui a lieu entre le fluide frigorigène et le MCP a été précédemment défini par H_{PCM_evap} , (équation 2.15), tandis que le coefficient global de transfert de chaleur entre le fluide frigorigène et le givre est défini par H_{frost_evap} . Ce coefficient est déterminé pour un domaine physique défini par; une paroi en aluminium de l'évaporateur, une couche de fluide frigorigène et une couche de givre. Il est exprimé par l'équation 3.5.

$$\frac{1}{H_{frost_evap}} = \frac{X_f}{K_{frost}} + \frac{e}{K_{evap}} + \frac{1}{h_{refrigerant}} \quad (3.5)$$

Les figures 3.4 et 3.5 illustrent l'évolution de H_{PCM_evap} en comparaison avec H_{frost_evap} lors des cycles de fusion et de solidification, en fonction de l'épaisseur.

Il a été observé de la figure 3.4 une nette amélioration du transfert de chaleur au niveau de l'évaporateur pendant le cycle de marche du compresseur, pour les deux matériaux (MCP et le givre), mais avec un léger avantage pour le MCP. Néanmoins, cette amélioration décroît rapidement à mesure que l'épaisseur augmente, en raison de la conduction qui régit le transfert de chaleur à l'intérieur du MCP et du givre pendant le cycle de marche.

Cependant, durant le cycle d'arrêt du compresseur (Figure 3.5), le transfert de chaleur est amélioré à la fois pour le MCP et pour le givre, mais à une ampleur moindre que pour le cycle de marche du compresseur. Cela est dû au fait que le transfert de chaleur global est plus dominé par le terme de la convection forcée du fluide frigorigène à l'intérieur de l'évaporateur pendant le cycle de marche ($h_{refrigerant} \gg, Nu_{refrigerant} \gg$), que lorsque le fluide frigorigène est à sa phase de stagnation pendant le cycle d'arrêt ($h_{refrigerant} = \frac{K_L}{D}, Nu_{refrigerant} \approx 1$). Il a également été noté que lors du cycle d'arrêt du compresseur, la valeur de H_{PCM_evap} est pratiquement insensible à l'augmentation de l'épaisseur du MCP dans l'intervalle considéré. Cela est dû au mode de transfert de chaleur en convection naturelle qui est considéré dans le MCP.

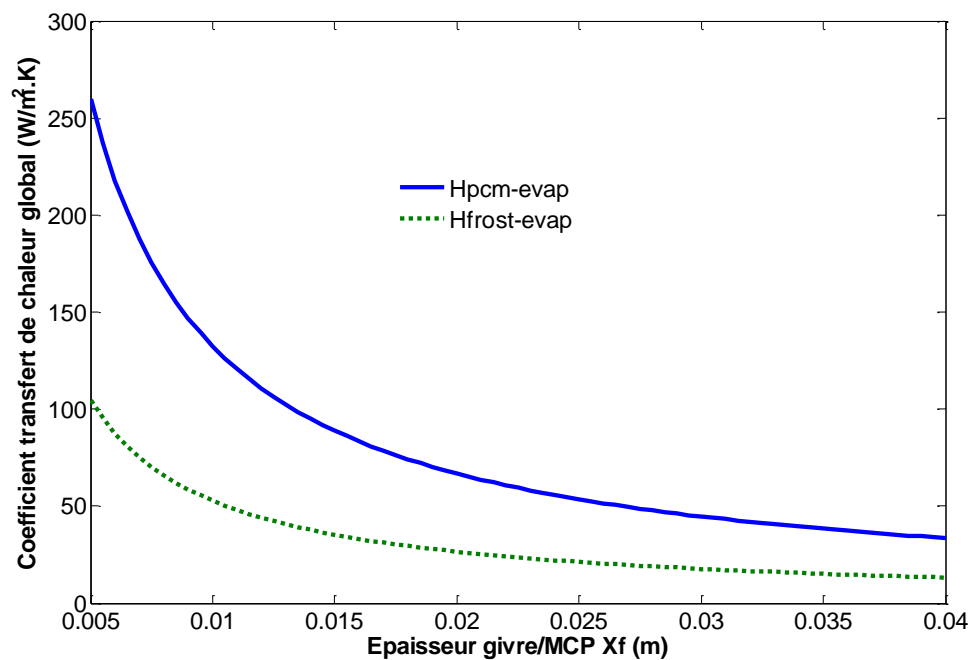


Figure 3.4: Evolution du transfert de chaleur au niveau de l'évaporateur. Cycle de marche.

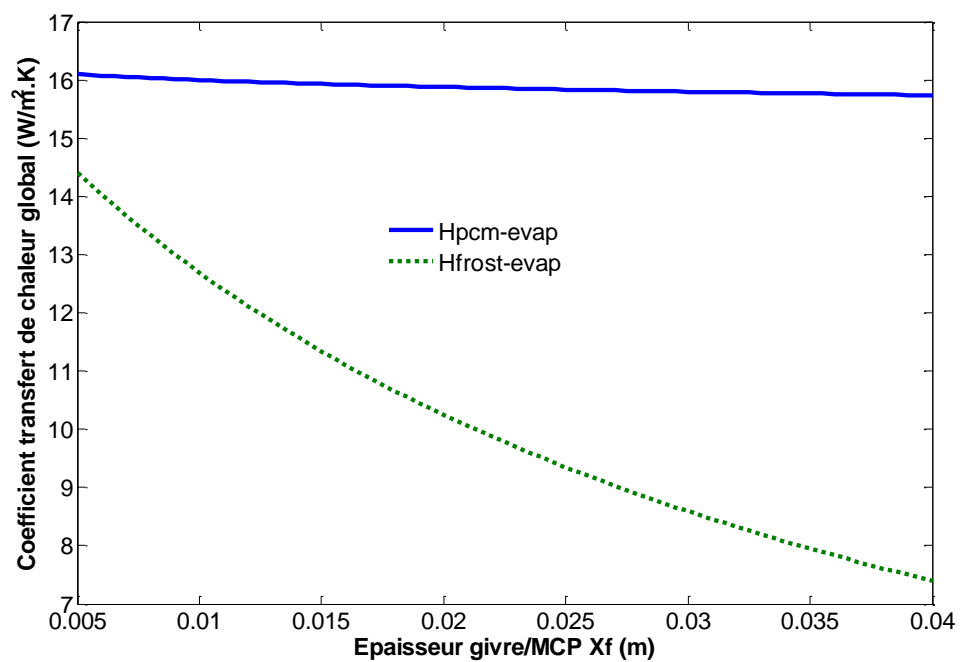


Figure 3.5 : Evolution du transfert de chaleur au niveau de l'évaporateur. Cycle d'arrêt.

3.4. Effet du givre et du MCP sur le transfert de chaleur

Afin de quantifier l'effet du MCP par rapport givre sur le transfert de chaleur, nous introduisons les coefficients D_{PCM} et D_{frost} , que nous définissons comme étant les *coefficients de perte de transfert de chaleur* du MCP et du givre, respectivement. Ces coefficients ont été calculés dans le même intervalle d'épaisseur considéré.

Le coefficient D_{PCM} compare le coefficient global de transfert de chaleur qui a lieu entre le fluide frigorigène et l'air à l'intérieur du réfrigérateur en présence de MCP H_{PCM} , avec le même coefficient dans le cas d'un évaporateur seul H . Ce coefficient a été précédemment défini au chapitre précédent par l'équation 2.12.

D_{frost} est une comparaison entre le coefficient de transfert de chaleur global qui a lieu entre le fluide frigorigène et l'air à l'intérieur du réfrigérateur en présence de givre H_{frost} (équation 3.7), avec le cas d'un évaporateur seul H . Ce coefficient est défini comme le *coefficient de perte de transfert de chaleur du givre*, représenté par l'équation 3.6:

$$D_{frost} = \left(\frac{H - H_{frost}}{H} \right) \cdot 100 \quad (3.6)$$

$$\frac{1}{H_{frost}} = \frac{1}{h_{air}} + \frac{X_f}{K_{frost}} + \frac{e}{K_{evap}} + \frac{1}{h_{refrigerant}} \quad (3.7)$$

Les figures 3.6 et 3.7 illustrent l'évolution de D_{PCM} et D_{frost} lors des cycles de fusion et de solidification, en fonction de l'épaisseur. Deux valeurs d'épaisseur (10 et 40 mm) pour les cas du MCP et du givre ont été illustrées à titre d'exemple, afin de mettre en évidence l'effet de l'épaisseur de chacun des matériaux sur le transfert de chaleur à l'intérieur du réfrigérateur.

La figure 3.6 indique que, pour un évaporateur couplé à un MCP, une couche de 10 mm d'épaisseur présente, lors du cycle de marche du compresseur, une réduction de 42,7% du coefficient de transfert de chaleur total, lorsqu'il est comparé à un évaporateur sans MCP. Cette réduction est de 46,1% pour une épaisseur de 40 mm. Cependant, la variation du coefficient de perte pour le cas du givre D_{frost} est légèrement plus affectée par la variation de l'épaisseur que le coefficient de perte du MCP D_{PCM} . Le givre présente une

réduction de 44,46% pour une épaisseur de 10 mm et atteint 51,8% pour une épaisseur de 40 mm. On observe que le MCP et le givre affectent avec la même amplitude le transfert de chaleur à l'intérieur du réfrigérateur.

Cependant, durant la phase d'arrêt du compresseur (Figure 3.7), il a été constaté que le MCP affecte moins sensiblement le transfert de chaleur que le givre, et son effet est quasi-constant par rapport à l'augmentation de son épaisseur. À titre de comparaison, un MCP de 10 mm d'épaisseur présente une réduction de transfert de chaleur D_{PCM} de 18% par rapport à un évaporateur sans MCP, et une réduction de 18,3% pour une épaisseur de 40 mm. Par contre, le givre présente quant à lui un coefficient de perte de transfert de chaleur D_{frost} de 21,22% pour une épaisseur de 10 mm et atteint les 30,3% pour une épaisseur de 40 mm. Le givre affecterait donc plus significativement le transfert de chaleur qui s'opère entre le fluide frigorigène circulant à travers l'évaporateur et l'air à l'intérieur du réfrigérateur, entraînant ainsi une augmentation de la température de l'air à l'intérieur du réfrigérateur, et un risque plus probable de détérioration des produits stockés.

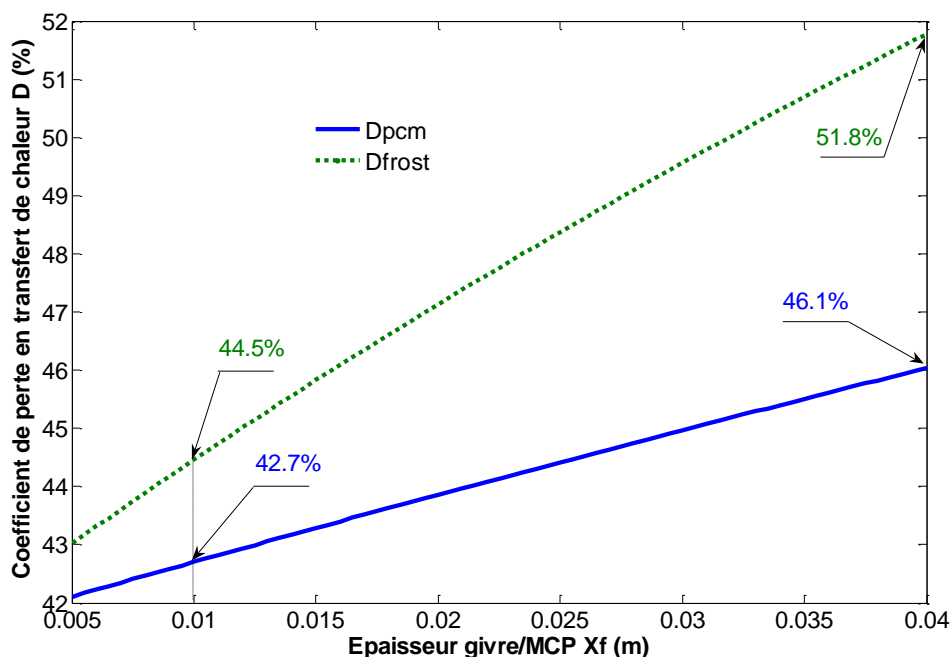


Figure 3.6: Coefficients de perte de transfert de chaleur, D_{PCM} et D_{frost} . Cycle de marche.

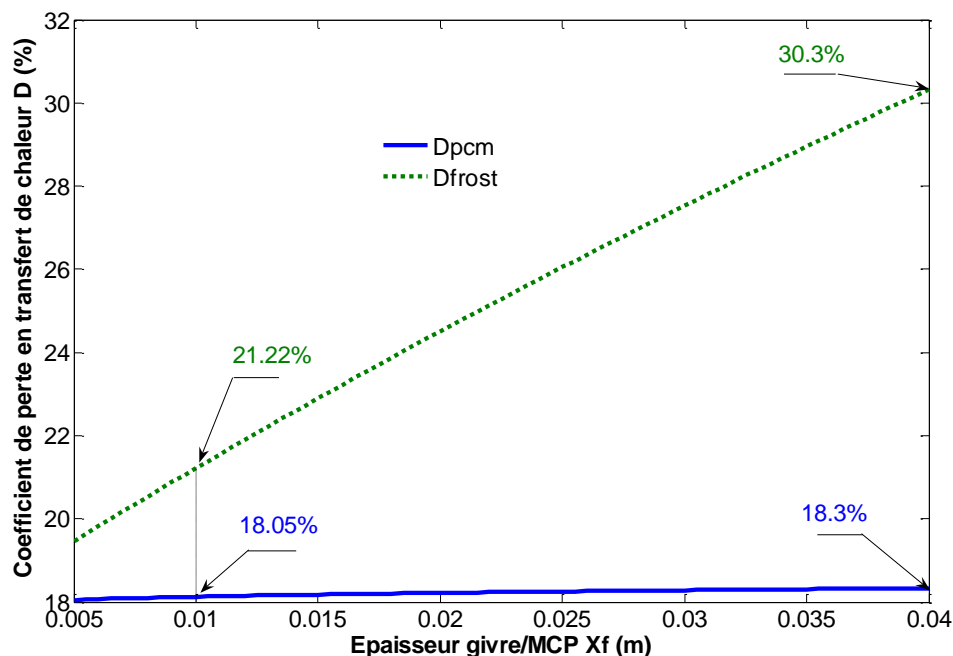


Figure 3.7 : Coefficients de perte de transfert de chaleur, D_{PCM} et D_{frost} · Cycle d'arrêt.

3.5. Conclusion

Une étude comparative portant sur les effets du MCP et du givre sur le transfert de chaleur à l'intérieur du réfrigérateur a également été discuté. Il a été conclu à partir des résultats analytiques et expérimentaux que le MCP et le givre affectent l'un et l'autre le transfert de chaleur qui a lieu entre le fluide frigorigène et l'air à l'intérieur du réfrigérateur, cependant, l'effet est légèrement plus important du côté du givre car il possède une conductivité thermique plus faible que celle du MCP. On note également que l'effet du givre sur le transfert de chaleur est plus évident par rapport au MCP pendant le cycle d'arrêt que pendant le cycle de marche du compresseur. Pendant le cycle de marche du compresseur, une couche de MCP-eau génère une réduction dans le transfert de chaleur de 42,7 à 46,1% pour une épaisseur comprise entre 10 et 40 mm, tandis qu'une couche de givre génère une réduction de 44,46 à 51,8%. En revanche, pendant le cycle d'arrêt du compresseur, la couche de givre produit une perte de transfert de chaleur de 21,22% à 30,3% dans sur la même plage d'épaisseur, tandis que le MCP-eau présente une résistance thermique quasi constante (~ 18%). Cette différence est due au fait que la fusion du MCP est régit par la convection naturelle. Ce mode de transfert augmente avec l'épaisseur, et

permet de compenser l'augmentation de la résistance thermique qui est due à l'augmentation de l'épaisseur du MCP, tandis que le transfert de chaleur à travers le givre est régi uniquement par conduction.

4. ANALYSE THERMIQUE D'UN REFRIGERATEUR MUNI D'UN EVAPORATEUR A AILETTES VENTILE COUPLE A UN MCP

4.1. Introduction

Une méthode de dimensionnement et d'optimisation d'un échangeur de chaleur en configuration de lit tassé de sphères (packed bed), comportant un matériau à changement de phase (MCP) et couplé à un système de ventilation secondaire a été développée [95]. L'échangeur de chaleur est intégré directement à l'intérieur du réfrigérateur, et en contact seulement avec l'air de la chambre. L'échangeur de chaleur contenant le MCP a pour rôle de maintenir sur une période préalablement définie, la température de l'air du réfrigérateur au niveau de la température de consigne du thermostat. Il a également pour but de réduire de manière contrôlée (control du temps de fusion du MCP) le temps de marche journalier et de la consommation électrique du réfrigérateur.

4.2. Description du modèle de calcul

Le modèle mathématique permet en premier lieu d'estimer la masse du MCP à intégrer dans un quelconque réfrigérateur domestique, en prenant en considération les caractéristiques techniques du réfrigérateur et son régime de fonctionnement, ainsi que les caractéristiques thermiques du MCP utilisé. Le modèle mathématique prend en considération le couplage entre les différents composants du système, à savoir ; le réfrigérateur, l'échangeur de chaleur à lit tassé comportant le MCP et le système de ventilation. Il permet la détermination des différents paramètres du modèle, à savoir ; le temps de fusion du MCP, l'intervalle de vitesse pour un fonctionnement efficace du système de ventilation, ainsi que le dimensionnement et l'optimisation de l'échangeur de chaleur contenant le MCP. Le modèle considère la perte de charge à travers l'échangeur de chaleur, le rendement de ventilation, la puissance limite du système de ventilation et le temps de fusion équivalent comme étant les contraintes de calcul du modèle. La précision de calcul du modèle théorique est de 10^{-4} m pour les dimensions de l'échangeur de chaleur, et de 10^{-4} m/s pour la vitesse de ventilation.

4.2.1. Hypothèses de calcul

- La température de consigne du thermostat est choisie de sorte à ce que la température de l'air dans la chambre soit autour de la température de changement de phase du MCP.
- Le régime de fonctionnement étant cyclique et alterné par des phases d'arrêt et de fonctionnement successives, le régime est considéré comme étant permanent.
- L'échangeur contenant le MCP est en configuration de lit tassé (packed bed), et est combiné à un système de ventilation secondaire qui a pour rôle le brassage de l'air à travers l'échangeur.
- Les apports thermiques considérés dans le calcul du bilan thermique sont : les apports à travers les parois du réfrigérateur, les apports dus aux ouvertures des portes et les apports dus à la résistance de dégivrage [57].
- Le MCP choisis dans le modèle est de l'eau pure : la température de fusion est égale à 0°C, comprise entre la température maximale et minimale de l'air dans la chambre.
- Le changement de phase se fait à une température constante et le phénomène de surfusion est non considéré.
- Seul la chaleur latente de changement de phase au sein du MCP est prise en considération dans le calcul. La chaleur sensible est supposée négligeable.

4.3. Description du modèle physique

4.3.1. Le réfrigérateur

Le modèle physique se compose d'un réfrigérateur conventionnel, d'un système de ventilation et d'un MCP contenu dans un échangeur de chaleur de type lit tassé de sphères. Le réfrigérateur est muni d'un évaporateur à ailettes ventilé. La puissance de l'évaporateur, le volume de réfrigérateur et l'épaisseur de son isolation sont des données du modèle (Figure 4.1).

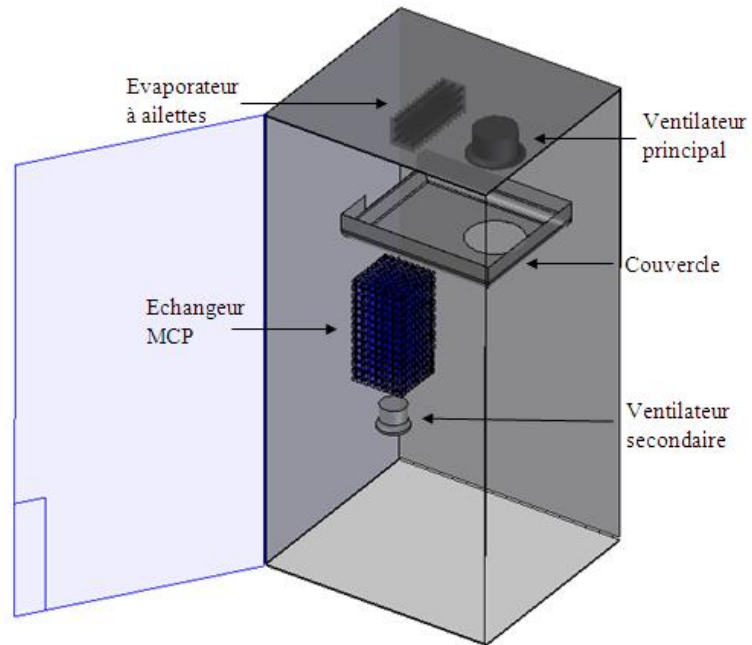


Figure 4.1: Descriptif général du réfrigérateur domestique à évaporateur à ailettes.

4.3.2. L'échangeur de chaleur contenant le MCP

L'échangeur contenant le MCP est installé à l'intérieur de la chambre à réfrigérer, et sa surface n'est en contact qu'avec l'air intérieur du réfrigérateur. Son refroidissement se fait seulement par convection. Le transfert de chaleur entre la surface de l'évaporateur et le MCP est très faible en convection naturelle, et nécessite l'ajout d'un système de ventilation secondaire qui permettrait de brasser l'air à travers la surface de l'échangeur contenant le MCP.

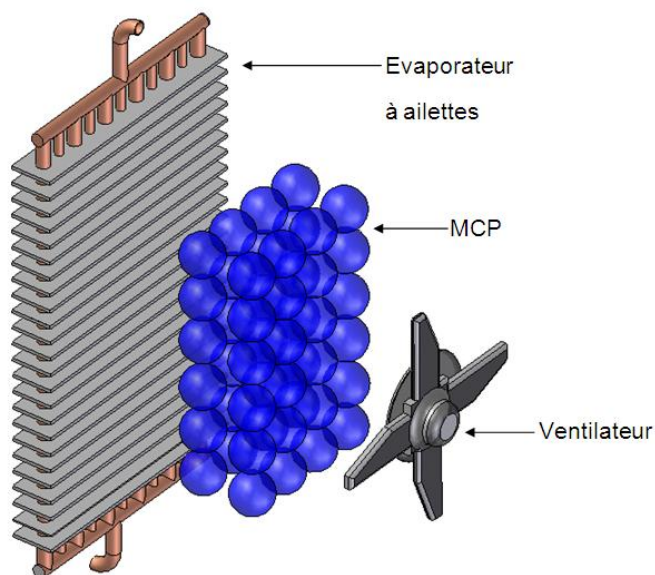


Figure.4.2 : Configuration de l'échangeur MCP en lit tassé (Packed bed)

La configuration de l'échangeur contenant le MCP est en forme de lit de sphères tassé (Packed bed) présente l'avantage de :

- Posséder une surface d'échange importante et modelable à partir du diamètre des sphères, permettant un meilleur control de sa surface d'échange (figure 4.2).
- Présenter une fraction de vide ε constante égale à 0.476 sur une fraction de volume de 0.524 pour une sphère. La masse du MCP qui occupe le volume des sphères étant fixe, et calculée à partir des besoins frigorifiques du réfrigérateur, une configuration d'échangeur en forme de sphérique permet de posséder un volume total des sphères toujours constant pour n'importe quelle valeur du diamètre de sphère. La variation du diamètre des sphères permet de contrôler la surface de l'échangeur sans pour autant affecter le volume ou la masse totale de l'échangeur.

4.3.3. Le système de ventilation

Le système de ventilation sélectionné doit être en mesure de contrer les pertes de charges à travers le lit tassé de sphère de l'échangeur, tout en ayant un débit suffisant pour brasser l'air à l'intérieur du réfrigérateur. La puissance du système de ventilation choisi ne doit toutefois pas dépasser celle du système de ventilation principale (initialement couplé à

l'évaporateur à ailettes), et doit avoir un rendement de ventilation acceptable lors de son fonctionnement.

4.4. Sélection du Matériau à Changement de Phase

Dans le cas d'un réfrigérateur muni d'un évaporateur à ailettes ventilé, la température de changement de phase du MCP choisie doit être comprise entre la température maximale et minimale de l'air dans la chambre. Cette température doit être légèrement plus élevée que la température de l'air à la sortie de l'évaporateur en phase de fonctionnement du compresseur. En effet, lors de la phase de stockage du froid (phase de solidification, compresseur en marche) l'air à la sortie de l'évaporateur doit être en mesure de refroidir et solidifier le MCP. Lors de la phase de déstockage (phase de fusion, compresseur à l'arrêt), la température du MCP est plus basse que celle de l'air. Ce dernier doit être en mesure de compenser les apports de la charge thermique et de maintenir la température de l'air de la chambre le plus longtemps possible proche de la température de changement de phase du MCP.

4.4.1. Inconvénient de la configuration de l'évaporateur à ailettes

La configuration de l'évaporateur à ailettes présente néanmoins une limitation majeure pour la sélection du MCP et de sa température de solidification. La température de début de solidification doit se trouver toujours comprise entre la température de l'air maximale et minimale de la chambre, et le décalage de l'intervalle de température de l'air de la chambre, suite à la manipulation du thermostat de commande, peut poser problème. En effet, la valeur de la température de changement de phase dans ce cas pourrait se situer en dehors de l'intervalle de la température de l'air, et cette condition de température ne permettrait pas au phénomène de changement de phase du MCP de se produire.

4.5. Régulation de la ventilation, et nouvelle stratégie de fonctionnement du réfrigérateur

Le réfrigérateur illustré précédemment (Figure 4.1) comporte initialement un évaporateur à ailettes muni d'un système de ventilation primaire. Ce dernier fonctionne en permanence et ne s'arrête que quelques secondes lors du cycle de dégivrage. L'échangeur contenant le MCP est installé à l'intérieur du réfrigérateur, et sa surface n'est en contact qu'avec l'air intérieur de ce dernier. L'échange thermique entre le MCP et l'air ne se fait

que par convection. La mise en contact direct du MCP avec la surface de l'évaporateur aurait permis un refroidissement plus efficace du MCP par transfert de chaleur par conduction. Cependant, la présence des ailettes au niveau de l'évaporateur constitue une contrainte pratique à cette disposition.

Due à l'existence d'une distance entre l'évaporateur et le MCP, le transfert thermique entre la surface de l'évaporateur et le MCP est très faible en convection naturelle, ce qui nécessite l'ajout d'un système de ventilation secondaire qui permettrait de brasser l'air à travers la surface de l'échangeur MCP. Le brassage forcé de l'air à travers l'échangeur MCP permet d'améliorer l'échange thermique entre le MCP et l'air à l'intérieur du réfrigérateur, et de contrôler son temps de fusion. Toutefois, l'ajout d'un système de ventilation supplémentaire nécessite la modification de la stratégie générale de fonctionnement du réfrigérateur. Le système de ventilation secondaire choisi doit posséder une puissance qui soit inférieure ou égale à celle du système de ventilation principale, et doit fonctionner en alternance avec ce dernier, ce qui nécessite alors l'ajout d'un relai inverseur de courant pour assurer la fonctionnement par alternance des deux systèmes de ventilation. Ces deux derniers ne fonctionnent donc jamais en même temps, et ceci permettra une consommation électrique globale de ventilation inférieure ou égale à celle de la configuration initiale, basée sur le fonctionnement d'un seul système de ventilation.

Le fonctionnement du réfrigérateur se fait sur deux phases :

Phase 1 Compresseur en marche :

- Le compresseur durant cette phase fonctionne en même temps que le système de ventilation principal. Le compresseur et le système de ventilation principal sont commandés par un thermostat qui est réglé sur la température de consigne choisie de la chambre. Le système de ventilation secondaire durant cette phase est à l'arrêt (Figure 4.3).

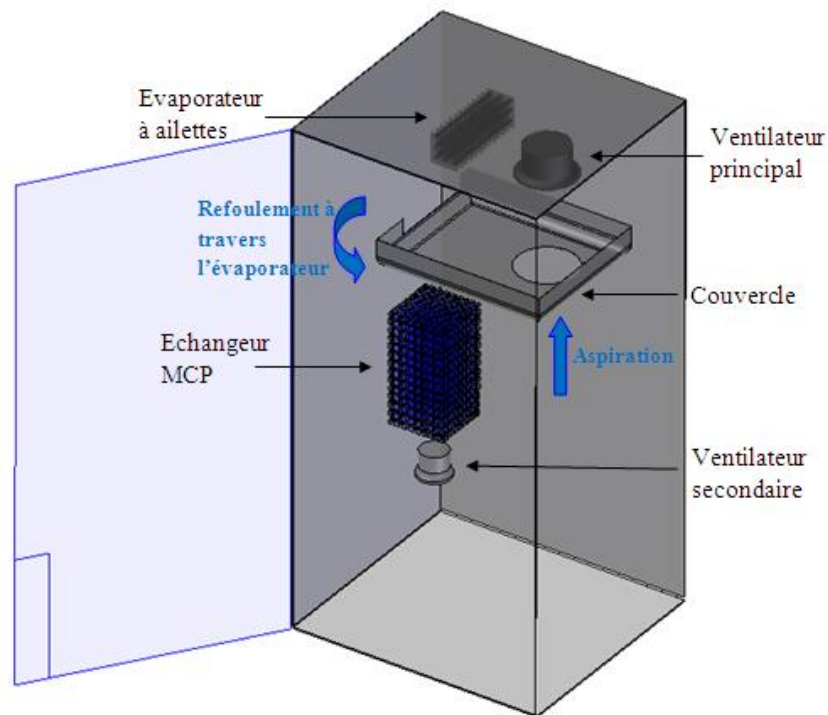


Figure 4.3 : Schéma synoptique du réfrigérateur. Cycle de marche.

Phase 2 Compresseur à l'arrêt :

Lorsque la température de consigne est atteinte à l'intérieur du réfrigérateur, le thermostat coupe l'alimentation du compresseur et du système de ventilation principal. Un relai inverseur bascule ensuite l'alimentation sur le système de ventilation secondaire. Ce dernier brasse l'air à travers l'échangeur MCP qui se refroidit à la sortie de l'échangeur (Figure 4.4).

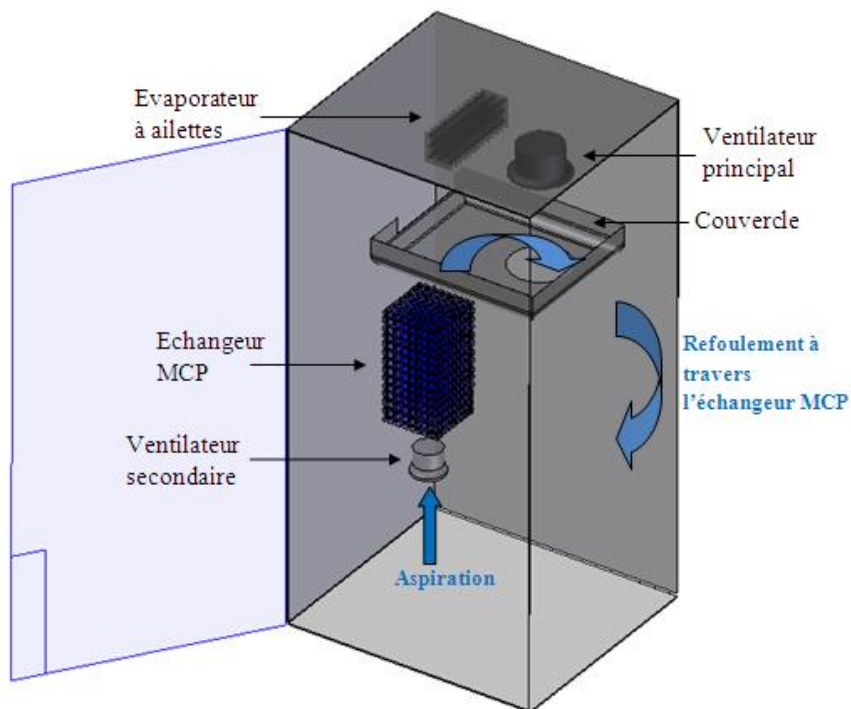


Figure 4.4 : Schéma synoptique du réfrigérateur. Phase de fonctionnement de l'échangeur MCP. Cycle d'arrêt.

4.6. Méthodologie de calcul

Le modèle théorique a été développé pour le dimensionnement et l'optimisation d'un échangeur de chaleur contenant un MCP en tant que dispositif de stockage thermique pour un système de réfrigération. Le modèle est basé sur les caractéristiques du réfrigérateur, du système de ventilation et du MCP, ainsi que sur des paramètres définis expérimentalement, qui sont présentés comme suit:

- Les dimensions, les propriétés d'isolation et la puissance thermique de l'évaporateur,
- Le diamètre, la puissance nominale et la courbe caractéristique du système de ventilation.
- La chaleur latente et la température de changement de phase du MCP sélectionné.
- Les paramètres définis expérimentalement : le temps de marche et d'arrêt journaliers du réfrigérateur, le nombre de cycles de réfrigération journaliers, les températures intérieure, extérieure et de surface de l'évaporateur).

Le modèle théorique permet de calculer :

- Les apports thermiques considérés dans le calcul du bilan thermique du réfrigérateur.

- La masse du MCP à intégrer dans l'échangeur de chaleur.
- Le temps de solidification du MCP.
- Les pertes de charge à travers l'échangeur de chaleur contenant le MCP.
- Le rendement de ventilation.
- L'intervalle de vitesses tolérées.
- Le flux de chaleur échangé au niveau de l'échangeur de chaleur contenant le MCP.
- Le temps de fusion du MCP.
- Les dimensions de l'échangeur de chaleur (calculées sur l'intervalle de vitesses tolérées).
- Les dimensions optimales de l'échangeur de chaleur MCP.

4.6.1. Détermination de la masse du MCP

La quantité de MCP à introduire dans le réfrigérateur est en mesure de stocker le froid produit durant le fonctionnement du réfrigérateur et de le restituer à l'air de la chambre durant le temps d'arrêt. A partir du bilan thermique du réfrigérateur, on définit la quantité adéquate du MCP à introduire dans un réfrigérateur, comme étant la masse qui doit être capable de stocker la quantité d'énergie qui est équivalente aux différents apports thermiques du réfrigérateur durant le temps d'arrêt du compresseur, sur une durée de 24h.

4.6.1.1. Définition du temps de marche/arrêt du compresseur

Les variables t_m et t_a sont définies à partir des mesures expérimentales effectuées sur le réfrigérateur. Ils représentent respectivement les temps de marche et d'arrêt d'un seul (1) cycle de réfrigération. N est défini comme étant le nombre de cycles de réfrigération sur une période de 24 heures, exprimé par l'équation suivante [95] :

$$N = \frac{(24.3600)}{(t_a + t_m)} \quad (4.1)$$

Ou:

Le temps de marche journalier $t_{mj} = t_m .N$

Le temps d'arrêt journalier $t_{aj} = t_a .N$

Le flux thermique global \dot{Q} est défini à partir des différents apports thermiques dans le réfrigérateur. Les apports considérés dans cette étude sont: les apports à travers les parois du réfrigérateur, les apports dus aux ouvertures des portes et les apports dus à la résistance de dégivrage [57] :

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{walls} + \dot{Q}_{defrost} + \dot{Q}_{door's_opening} \quad (4.2)$$

4.6.1.1.a. Apports thermiques à travers les parois du réfrigérateur

Les apports thermiques à travers les parois du réfrigérateur \dot{Q}_{walls} sont calculés à partir du bilan thermique sur les parois du compartiment de réfrigération :

$$\dot{Q}_{walls} = U.A. (T_{ext} - T_{int}) \quad (4.3)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{H_{ext}} + \frac{(A_{ext} \cdot e)}{(A_m \cdot K)} + \frac{A_{ext}}{A_{int} H_{int}} \quad (4.4)$$

4.6.1.1. b. Les apports thermiques dus aux ouvertures des portes

Le calcul de ces apports est basé sur un schéma d'ouverture de porte de 13 ouvertures par jour, tel qu'il a été proposé par Gin *et al.* [57] pour ses tests sur un réfrigérateur domestique. Ces apports sont exprimés à partir de l'équation suivante:

$$\dot{Q}_{door's_opening} = \frac{1000V_{ref} \Delta h_{air} \rho_{air} n_d}{24} \quad (4.5)$$

Avec:

$\dot{Q}_{door's_opening}$: Apports thermiques dus aux ouvertures des portes (W).

V_{ref} : Volume du réfrigérateur (m³).

Δh_{air} : Différence d'enthalpie entre l'air à l'intérieur du réfrigérateur et l'air ambiant (15.08Wh/kg) déterminé par le diagramme de Mollier.

ρ_{air} : Masse volumique de l'air (Prise à 1.2 kg/m³).

n_d : Nombre d'ouverture de porte journalier (13 fois).

4.6.1.1.c. Apports thermiques dus à la résistance de dégivrage

Les apports thermiques provenant de la résistance de dégivrage sont estimés à l'aide de l'équation suivante:

$$\dot{Q}_{defrost} = \frac{n_{defrost} t_{defrost} \dot{P}_{defrost}}{24 * 3600} \quad (4.6)$$

Avec:

$\dot{Q}_{defrost}$: Apports thermiques dus à la résistance de dégivrage (W).

$n_{defrost}$: Nombre de dégivrage journalier (2 fois)

$t_{defrost}$: Temps de dégivrage (600 secondes)

$\dot{P}_{defrost}$: Puissance de la résistance de dégivrage (425W)

Les charges thermiques du réfrigérateur Q_D pendant le temps d'arrêt du compresseur sont proportionnelles à son flux thermique global \dot{Q} :

$$Q_D = \dot{Q} \cdot t_{aj} \quad (4.7)$$

Cette énergie est équivalente à une masse de MCP en phase de fusion, égale à:

$$M_{PCM} = \frac{Q_D}{L_f} \quad (4.8)$$

4.6.1.2. Calcul du temps de solidification du MCP

Le temps de solidification est le temps nécessaire à la masse du MCP pour se solidifier durant le temps de marche du compresseur. Il dépend de la puissance de refroidissement de l'évaporateur \dot{Q}_f . Le temps de solidification t_{sol} est exprimé par l'équation suivante:

$$t_{sol} = \frac{(M_{PCM} \cdot L_f)}{(\dot{Q}_f \cdot 3600)} \quad (4.9)$$

4.6.1.3. Correction de la masse du MCP

Le temps de marche du compresseur doit être corrigé, et doit être équivalent au temps de marche initial, ajouté au temps nécessaire à l'évaporateur pour qu'il puisse solidifier le MCP (t_{sol}). Un calcul itératif est alors nécessaire pour corriger la masse du MCP, en fonction de la nouvelle valeur du temps de marche/arrêt du compresseur:

$$t_{mj} = t_{mj} + t_{sol} \quad (4.10.a)$$

$$t_{aj} = t_{aj} - t_{sol} \quad (4.10.b)$$

Pour une valeur fixe de \dot{Q} , la valeur de Q_D qui dépend du nouveau t_{aj} (équation 4.7) et du nouveau M_{PCM} (équation 4.8) est alors recalculé. Un calcul itératif est maintenu jusqu'à ce que M_{PCM} se stabilise et converge vers sa valeur finale.

4.6.2. Couplage entre les différents composants du système physique

Le modèle permet le couplage entre les différents composants du système, à savoir le réfrigérateur, l'échangeur MCP et le système de ventilation en se basant sur quatre contraintes de calcul, à savoir ; Les pertes de charges à travers l'échangeur MCP, la

puissance limite du système de ventilation, le rendement de ventilation et le temps de fusion du MCP :

- Une perte de charge importante à travers l'échangeur MCP suite à une mauvaise configuration de l'échangeur MCP et du système de ventilation conduit à un blocage/ralentissement de l'écoulement de l'air à travers les sphères de l'échangeur, engendrant une surchauffe et un risque de détérioration du ventilateur. Ceci nécessite alors une puissance de ventilation plus importante pour satisfaire le brassage de l'air à l'intérieur du réfrigérateur et vaincre la perte de charge à travers l'échangeur.
- La puissance de la ventilation secondaire ne doit en aucun cas dépasser celle de la ventilation principale de l'évaporateur. En effet, il a été proposé que ce système de ventilation fonctionne en alternance avec le système de ventilation principale, pour garantir une consommation électrique globale de ventilation inférieure ou égale à celle de la configuration initiale du réfrigérateur qui compte un seul système de ventilation principale.
- La ventilation secondaire doit fonctionner dans un intervalle de valeurs de rendement dans lequel ce dernier doit être énergétiquement efficace. Le rendement de ventilation est estimé à partir de sa courbe caractéristique de fonctionnement.
- Le temps de fusion (calculé) est idéalement équivalent au temps d'arrêt journalier (mesuré) du compresseur, afin que le froid stocké au sein du MCP puisse contrebalancer les apports thermiques à travers les parois du réfrigérateur durant cet intervalle de temps.

4.6.2.1. Perte de charge à travers l'échangeur MCP

La réduction de la valeur de la perte de charge à travers l'échangeur permet l'utilisation d'un système de ventilation d'une puissance moindre que celle de la ventilation principale, donc moins énergivore et moins cher. Le Calcul de la perte de charge ΔP à travers l'échangeur de chaleur contenant le MCP est basé sur l'approximation d'Ergun pour un lit tassé de sphères [89], qui est exprimée par l'équation ci-dessous :

$$\Delta P = \frac{F_p \cdot L \cdot \rho \cdot V^2 \cdot (1 - \varepsilon)}{D \cdot \varepsilon^3} \quad (4.11)$$

$$F_p = \frac{150}{\text{Re}} + 1.75 \quad (4.12.a)$$

$$\text{Re} = \frac{D.V.\rho}{(1-\varepsilon).\mu} \quad (4.12.b)$$

D est le diamètre de la sphère, qui appartient à l'intervalle $[D_{\min}, D_{\max}]$. L est la longueur de l'échangeur de chaleur, qui appartient à l'intervalle $[L_{\min}, L_{\max}]$. Ces intervalles sont introduits manuellement dans le modèle et dépendent de la contrainte pratique de disposition de l'échangeur à l'intérieur du réfrigérateur.

4.6.2.2. Calcul du rendement de ventilation

Les valeurs tolérées du rendement de ventilation sont dictées par la norme établissant les exigences d'éco-conception pour les unités de ventilation. L'Annexe C3 de la performance énergétique des bâtiments (PEB) [96] exprime ces exigences quant au rendement de ventilation. Elle définit trois classes d'efficacité énergétique pour les systèmes de ventilation en fonction de leur puissance spécifique P_{SFP} , calculée à partir de la puissance nominale \dot{P}_v et du débit volumique ϕ :

$$P_{SFP} = \frac{\dot{P}_v}{\phi} \quad (4.13)$$

La puissance spécifique (P_{SFP}) doit appartenir à l'une de ces trois (3) catégories :

- * catégorie 1 : $P_{SFP} < 500 \text{ W.m}^{-3}.\text{s}$
- * catégorie 2 : $500 < P_{SFP} < 750 \text{ W.m}^{-3}.\text{s}$
- * catégorie 3 : $750 < P_{SFP} < 1250 \text{ W.m}^{-3}.\text{s}$

La valeur de 1250 est la valeur maximale acceptable la plus défavorable du point de vue énergétique. Le rendement de ventilation η quant à lui est exprimé par la formule :

$$\eta = \frac{(\Delta P_v \cdot \phi)}{\dot{P}_v} \quad (4.14)$$

Avec :

ΔP : Perte de charge calculée à travers l'échangeur MCP.

ΔP_v : Perte de charge générée par la ventilation sur un point de fonctionnement donné de la courbe caractéristique du système de ventilation (vitesse de ventilation V , perte de charge ΔP_v), qui est fourni par le constructeur.

4.6.2.3. Définition de l'intervalle de vitesses toléré du système de ventilation

Pour un fonctionnement énergétique efficace de ventilation, un intervalle de vitesse de ventilation est défini par le model de calcul. Ce domaine est limité par les points de fonctionnement maximal et minimal tolérés de ventilation $[V_{\min}, V_{\max}]$. Contrairement aux intervalles de dimensions $[L_{\min}, L_{\max}]$ et $[D_{\min}, D_{\max}]$, qui sont introduits manuellement dans le modèle, cet intervalle est calculé à partir de deux (2) paramètres, à savoir: Le rendement de la ventilation et la puissance spécifique de ventilation.

Le point de fonctionnement minimal de ventilation V_{\min} est défini en fonction de la puissance spécifique de ventilation. Sa valeur est équivalente à la valeur seuil de 1250 $W.m^{-3}.s$. Le point de fonctionnement maximal de ventilation V_{\max} est défini comme étant le point dans lequel le rendement du système de ventilation est maximal. Les points de fonctionnement de ventilation sont représentés par la courbe caractéristique (vitesse de ventilation V , perte de charge ΔP_v).

4.6.2.4. Calcul du temps de fusion du MCP

Le flux de chaleur en convection forcée, échangée entre l'air de la chambre et le MCP s'écrit comme suit :

$$\dot{Q}_{PCM} = S_{PCM} \cdot h_{echangeur} \cdot (T_{int} - T_{PCM}) \quad (4.15)$$

Dans le cas d'un écoulement forcé externe autours d'une sphère, on présente la formule du nombre de *Nusselt* moyen comme suit [97]:

$$Nu_{m sph} = 2 + \sqrt{(Nu_{m lam}^2 + Nu_{m Turb}^2)} \quad (4.16)$$

$$Nu_{m lam} = 0.664 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (7.17.a)$$

$$Nu_{m turb} = \frac{0.037 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr}{1 + 2.443 \cdot Re^{(-0.1)} \cdot (Pr^{(2/3)} - 1)} \quad (7.17.b)$$

La formule est valable pour $3.5 < Re < 10^6$ et $0.7 < Pr < 600$.

Le nombre de *Nusselt* moyen pour un lit tassé de sphères peut s'exprimer come suit :

$$Nu_m = f_\varepsilon \cdot Nu_{m\ Sph} \quad (4.18.a)$$

$$F_\varepsilon = 1 + 1.5 \cdot (1 - \varepsilon), \quad 0.26 < \varepsilon < 1 \quad (4.18.b)$$

$$Re = \frac{V_{eff} \cdot D \cdot \rho}{\mu} \quad (4.18.c)$$

Finalement, le coefficient d'échange convectif à travers le MCP $h_{echangeur}$, et le flux de chaleur convectif \dot{Q}_{PCM} peuvent s'écrire ainsi:

$$h_{echangeur} = \frac{K \cdot Nu_{m\ sph}}{D} \quad (4.19)$$

$$\dot{Q}_{PCM} = S \cdot h_{echangeur} \cdot (T_{int} - T_{PCM}) \quad (4.20)$$

Le temps de fusion du MCP à l'intérieur de l'échangeur t_{PCM} , peut s'exprimer alors :

$$t_{PCM} = \frac{L_f \cdot M_{PCM}}{\dot{Q}_{PCM}} \quad (4.21)$$

Le temps de fusion (calculé) t_{PCM} est idéalement équivalent au temps d'arrêt journalier (mesuré) du compresseur t_{aj} , afin que le froid stocké au sein du MCP puisse contrebalancer les apports thermiques globaux \dot{Q} du réfrigérateur durant cette période.

4.6.3. Dimensionnement de l'échangeur de chaleur contenant le MCP

À chaque vitesse d'air appartenant au domaine de fonctionnement efficace est associée les dimensions correspondantes de l'échangeur, que l'on peut désigner par : le diamètre équivalent de la sphère, la longueur équivalente et la largeur équivalente. On définit alors:

- Le diamètre équivalent de la sphère D_i est défini comme étant le diamètre pour lequel le temps de fusion t_{PCM} est égal au temps d'arrêt du compresseur, pour une vitesse donnée appartenant à l'intervalle domaine de fonctionnement efficace. Le temps de fusion ne dépend que des variables définissant l'échange thermique au niveau de l'échangeur MCP (vitesse, diamètre équivalent de la sphère), et non pas des pertes de charges à travers ce dernier (longueur de l'échangeur).
- La longueur équivalente de l'échangeur MCP L_i , comme étant la longueur pour laquelle la perte de charge à travers l'échangeur, sous les conditions de vitesse et de diamètre équivalent, est égale à la perte de charge de ventilation, définie pour chaque point de fonctionnement de la courbe caractéristique système de ventilation.
- L'épaisseur équivalente E_i est générée à partir de la valeur de la hauteur équivalente L_i , pour maintenir une valeur constante du volume de l'échangeur.
- La profondeur P de l'échangeur est supposée constante.

Dans l'intervalle de vitesses tolérées et de diamètre $V_i = [V_{\min}, V_{\max}]$ et $D = [D_{\min}, D_{\max}]$:

$$D_i = D (t_{PCM} = t_{aj}) \quad (4.22)$$

Dans un domaine de longueur d'échangeur $L = [L_{\min}, L_{\max}]$:

$$L_i = L (D (\Delta P = \Delta P_v) = D_i) \quad (4.23)$$

4.6.4. Optimisation des dimensions de l'échangeur contenant le MCP

Pratiquement, le diamètre de la sphère (et le multiple du diamètre) doit être égal à la largeur, ou bien à la longueur de l'échangeur contenant le MCP, pour que ce dernier puisse être contenu à l'intérieur de l'échangeur de chaleur. Cependant, il existe toujours un écart entre la valeur du diamètre équivalent avec la largeur de l'échangeur, ou avec sa longueur. Cet écart génère une différence entre le volume idéal du MCP V_{PCM} qui est calculé à partir des apports thermique du réfrigérateur durant le temps d'arrêt journalier du compresseur, avec le volume réel à intégrer qui est calculé à partir des dimensions équivalentes de l'échangeur. L'optimisation est définie comme étant la détermination des dimensions présentant un écart minimal de volume à travers l'intervalle de vitesses tolérée.

4.6.4.1. Méthodologie proposée

Le volume du MCP V_{PCM} est défini par la masse du MCP M_{PCM} à introduire dans le réfrigérateur. Cette masse est calculée à partir des apports thermiques du réfrigérateur durant son temps d'arrêt journalier. Cette masse est constante et peut également être définie à partir des dimensions équivalentes de l'échangeur:

$$V_{PCM} = \frac{M_{PCM}}{\rho_{PCM}} = L_i \cdot E_i \cdot P \cdot \varepsilon \quad (4.24)$$

La profondeur P de l'échangeur est supposée constante, et seule la variation sur la hauteur L_i et l'épaisseur E_i est prise en considération dans le calcul. L'équation 4.24 permet de définir pour chaque valeur de L_i une valeur équivalente de E_i , à partir d'une profondeur P constante et d'un volume constant de l'échangeur de chaleur V_{PCM} .

Cependant, le modèle pourrait générer une valeur de diamètre de sphère qui ne coïncide pas forcément avec les dimensions d'épaisseur et de longueur de l'échangeur du MCP du point de vue dimensionnel, causant ainsi un léger écart entre le volume constant idéal du MCP V_{PCM} avec volume réel à être pratiquement intégré dans l'échangeur de chaleur V_{real} , comme il est explicité sur la figure 4.5.

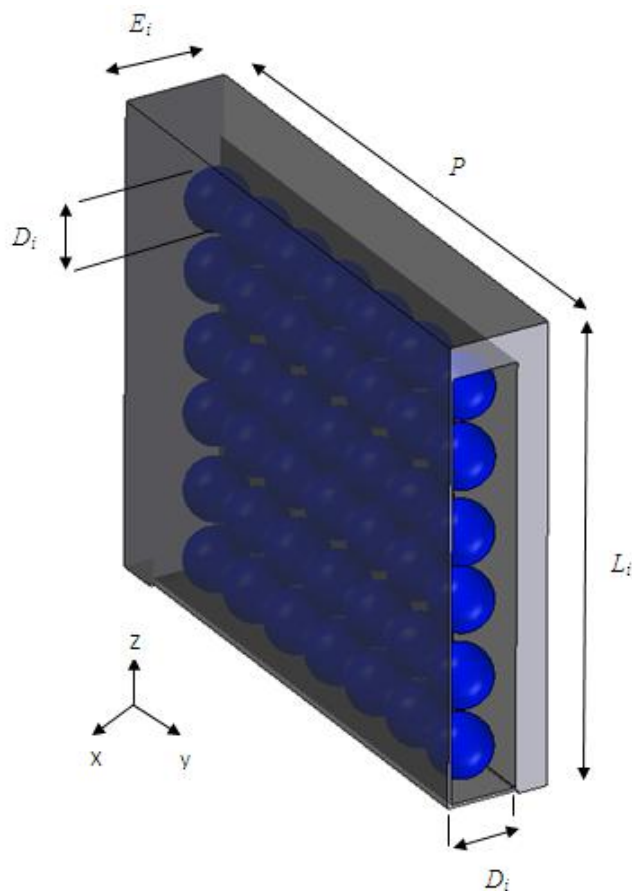


Figure 4.5 : Représentation de l'échangeur de chaleur MCP avec ses dimensions réelles (en bleu) et calculées (en gris)

L'approche proposée pour la détermination des dimensions optimales de l'échangeur de chaleur consiste à définir une vitesse de ventilation optimale pour laquelle le volume réel du MCP V_{real} , calculée à partir des dimensions équivalentes de l'échangeur de chaleur, occupe le maximum du volume constant idéal du MCP V_{PCM} , calculé à partir des charges thermiques du réfrigérateur.

On définit alors R comme étant l'écart minimal entre V_{PCM} et V_{real} dans l'intervalle des vitesses toléré. L'écart R est représenté par l'équation suivante:

$$R = \min(|V_{PCM} - V_{real}|) / V_{PCM} \quad (4.25)$$

$$V_{real} = n_x \cdot n_y \cdot n_z \cdot V_{sphere} \quad (4.26)$$

$$n_x = \left\lfloor \frac{E_i}{D_i} \right\rfloor \quad (4.27.a)$$

$$n_y = \left\lfloor \frac{P}{D_i} \right\rfloor \quad (4.27.b)$$

$$n_z = \left\lfloor \frac{L_i}{D_i} \right\rfloor \quad (4.27.c)$$

Avec :

V_{sphere} : Volume d'une sphère, calculé sur la base du diamètre équivalent D_i .

n_x : Nombre de sphères dans la direction de l'épaisseur E_i .

n_y : Nombre de sphères dans la direction de la profondeur P .

n_z : Nombre de sphères dans la direction de la longueur L_i .

4.7. Conclusion

L'analyse des résultats de simulation et des mesures expérimentales a permis de ressortir les conclusions suivantes:

- Le réfrigérateur étant muni d'un évaporateur de type à ailettes ventilé, la température de changement de phase du MCP choisi doit être comprise entre la température maximale et minimale de l'air dans le réfrigérateur.
- Le temps de fusion doit être équivalent idéalement au temps d'arrêt du compresseur sur une durée de 24h. Cependant, plusieurs contraintes font face à cette condition ; Les pertes de charges à travers l'échangeur MCP et le rendement de ventilation et la puissance limite du système de ventilation secondaire. Le système de ventilation doit fonctionner sur une gamme de rendement dans laquelle ce dernier doit être énergétiquement efficace avec un minimum de perte de charge à travers l'échangeur de chaleur. Cette gamme de rendement de ventilation est dictée par la norme imposant des critères en matière de consommation d'énergie et de performances énergétiques.
- Une approche a été proposée pour optimiser les dimensions de l'échangeur de chaleur MCP, qui se base sur l'erreur minimal du volume du MCP à introduire par rapport au volume calculée. En effet, le modèle donne une valeur d'un diamètre idéal de sphère ne coïncidant pas avec l'épaisseur et la longueur de l'échangeur du MCP du point de vue dimensionnel, générant alors un écart de volume du MCP au sein de l'échangeur qui nécessiterait une correction des dimensions de l'échangeur. L'optimisation les dimensions de l'échangeur de chaleur consiste à définir la valeur de vitesse optimale pour laquelle le volume réel, calculé à partir des dimensions équivalentes de l'échangeur de chaleur, occupe le maximum du volume idéal du MCP, calculé à partir des charges thermiques de l'échangeur thermique du réfrigérateur.

5. ETUDE DE CAS D'UN REFRIGERATEUR DOMESTIQUE 600L

5.1. Introduction

Le présent chapitre traite de l'analyse des résultats du dimensionnement et de l'optimisation d'un échangeur de chaleur contenant un MCP, pour le cas d'un réfrigérateur de 600 L couplé à un système de ventilation d'une puissance de 63W. L'analyse permet de définir l'impact des variables de la simulation (diamètre des sphères, vitesse de ventilation et longueur du lit tassé) sur les paramètres du modèle mathématique.

Un résumé de travaux de littérature qui traitent de l'effet du MCP sur les performances du réfrigérateur (COP, temps d'arrêt du compresseur, consommation d'énergie) a également été exposé. La comparaison de ces travaux s'est effectuée sur la base des caractéristiques techniques du réfrigérateur, du type et de la surface d'échange du MCP ainsi que de la configuration de l'échangeur à l'intérieur du réfrigérateur. Finalement, la validation du modèle a été présentée et repose sur une comparaison avec des résultats du modèle aux résultats expérimentaux présents dans la littérature.

5.2. Résultats et discussions

5.2.1. Conditions de test

Afin de déterminer le régime de fonctionnement adéquat à l'utilisation du MCP (eau pure) comme moyen de stockage thermique, une série de mesures de la température de l'air pour plusieurs températures de consigne du thermostat ont été menés pour fixer les températures de consignes adéquates permettant au phénomène de changement de phase de se produire (Figure 5.1).

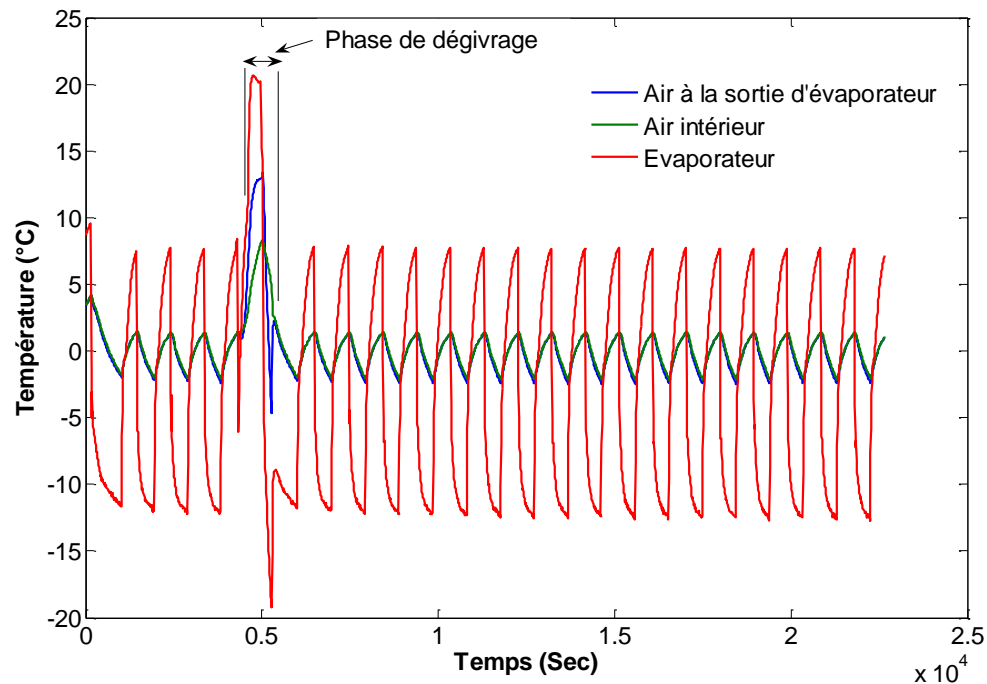


Figure 5.1 : Régime de fonctionnement du réfrigérateur (expérimental).

Les mesures expérimentales avaient montré que le réglage de la température de consigne à -1°C afficherait un profil de température de l'air avec une allure périodique autour de la température de changement de phase de l'eau pure (0°C). En effet, une température de réglage du thermostat à -1°C donne une température de l'air comprise entre $-1,3$ et $+2,3^{\circ}\text{C}$, comme illustré sur la figure 5.2. Ces conditions de température permettent alors au cycle de fusion/solidification de l'eau pure d'avoir lieu.

Les tests expérimentaux sont entrepris en respect de la norme EN153 [98] qui constitue le protocole de mesure de la consommation électrique et de la distribution de la température à l'intérieur d'un réfrigérateur domestique. La température et l'humidité de l'air dans la chambre climatique a été fixé à 26°C et 50% par un système de control de conditionnement d'air. La température de l'air à l'intérieur du réfrigérateur a été réglée sur plusieurs température de consigne (1 , 0 , -1 et -2°C) pour déterminer la température adéquate (-1°C) qui permettrait le changement de phase de l'eau comme MCP. La présente étude a été menée au sein de l'institut de génie thermique (IGT) de la haute école d'ingénierie de gestion du canton de Vaud (HEIG VD).

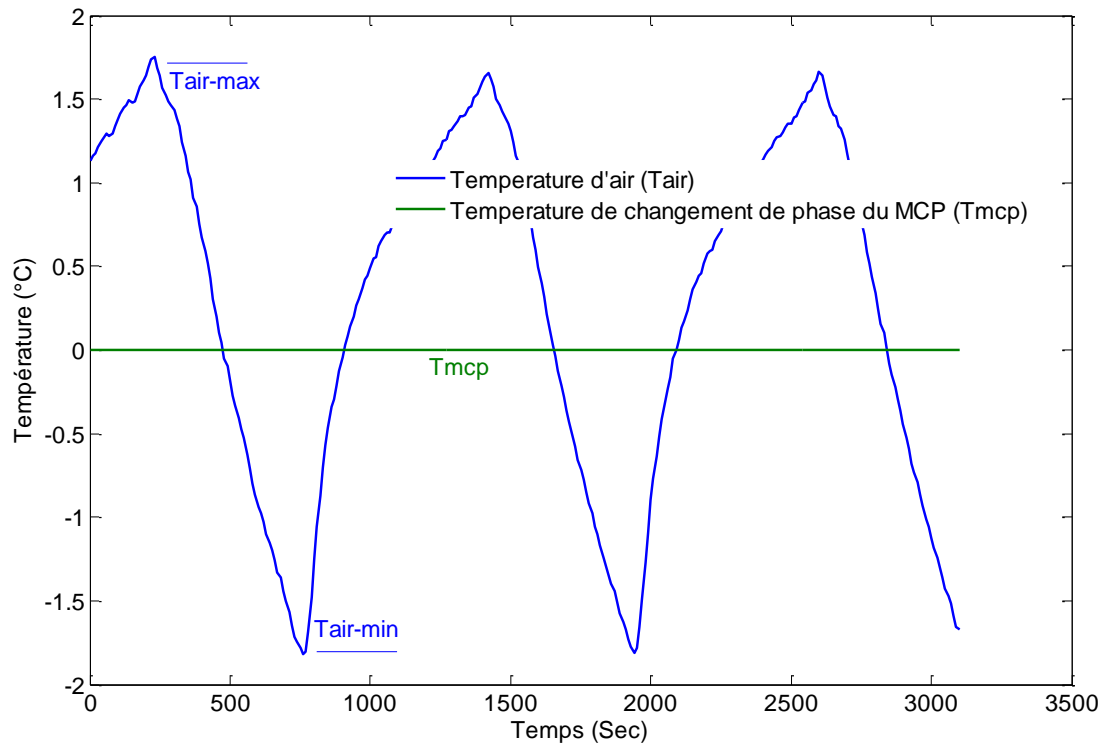


Figure 5.2 : Allure de la température de l'air et le MCP. Température de consigne= -1°C (expérimental).

5.2.1.1. Problème de manipulation de la température de consigne

Manipuler la température de consigne du thermostat permet de modifier la plage de température de l'air de la chambre (température minimale-maximale). Cette plage de température pourrait alors se décaler par rapport à la valeur de la température de changement de phase du MCP, comme indiqué sur les figures 5.3 et 5.4. Pour une température de consigne réglée à + 1°C (Figure 5.3), la plage de température de l'air est supérieure à la température de changement de phase de l'eau (la température de l'air est comprise entre +0,6 et +3,3°C). Le MCP en contact avec l'air ambiant reste alors totalement liquide et aucun changement de phase ne pourra se produire.

Ce problème ne se pose pas pour le cas d'un évaporateur plat. En effet, la sélection de la température de changement de phase du MCP étant définie à partir du profil de la température de l'évaporateur, cette dernière est peu influencée par la manipulation du thermostat. L'intervalle de la température de l'évaporateur est de l'ordre de 20°C, et ne se décale que de quelques degrés suite à la manipulation du thermostat (de l'ordre de 5°C). Par contre, la sélection de la température de changement de phase du MCP dans le cas

d'un évaporateur à ailettes est définie à partir du profil de la température de l'air, et l'intervalle de la température de l'air est de l'ordre de quelques degrés (4 à 6°C), et la manipulation du thermostat pourrait facilement décaler cet intervalle par rapport à la température de changement de phase du MCP.

Signalons également que le problème de décalage de la température de changement de phase du MCP par rapport à celle de l'air ne se présente que pour des réfrigérateurs nécessitant la manipulation de la température de consigne du thermostat, et non pas pour des réfrigérateurs qui fonctionnent à des températures de consigne fixe.

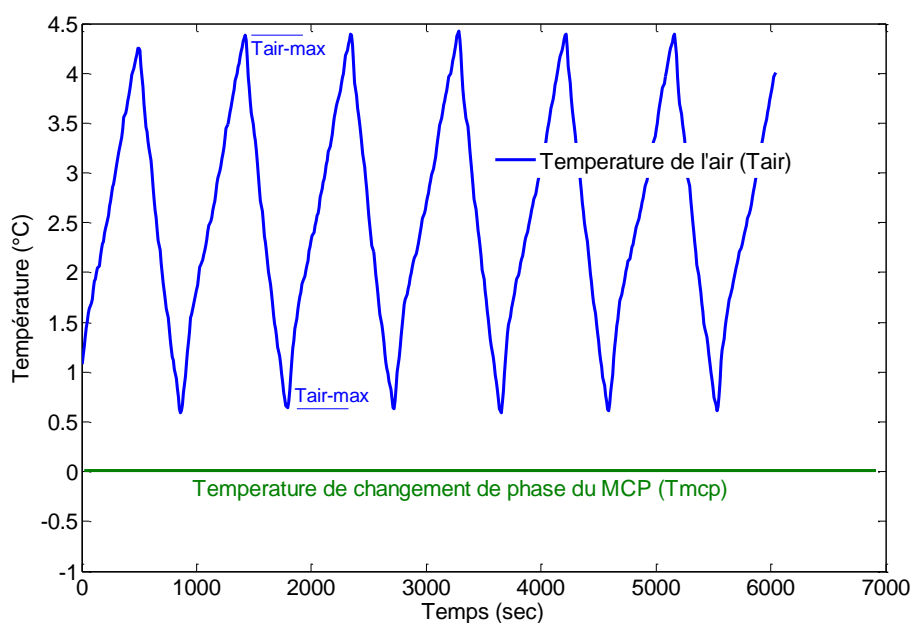


Figure 5.3 : Allure de la température de l'air et le MCP. Température de consigne= +1°C (expérimental).

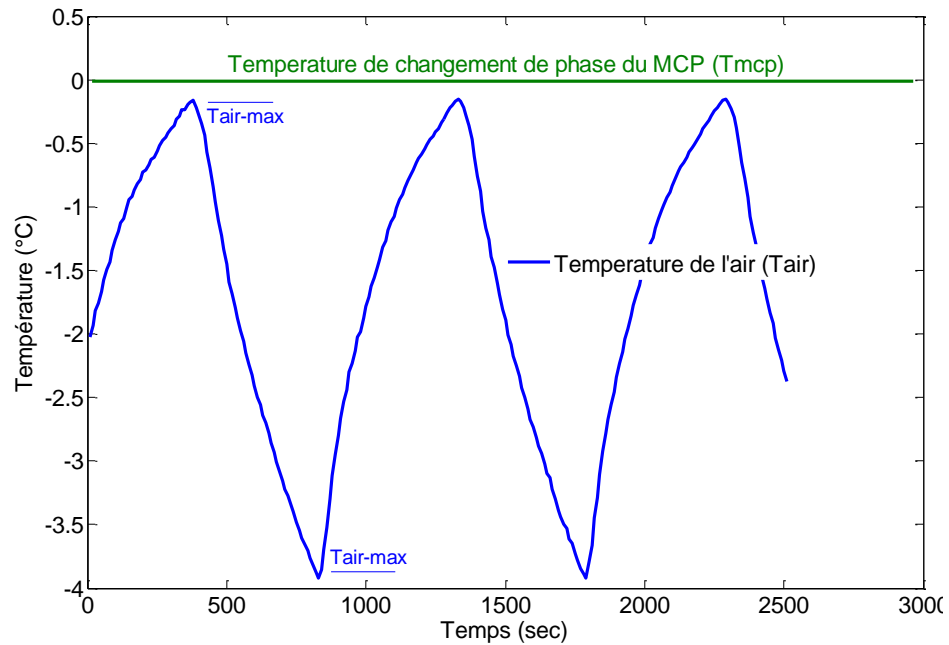


Figure 5.4 : Allure de la température de l'air et le MCP. Température de consigne= -3.5°C (expérimental).

Les conditions de test utilisées dans le modèle sont présentées dans le tableau suivant :

Tableau 5.1 : Caractéristiques du réfrigérateur et conditions de test.

Réfrigérateur	
Volume utile	600L
Dimensions	1.50 *0.60 *0.66 m
Isolation en polyuréthane	0.055 m
Fluide frigorigène	HFC-R600a
Evaporateur	À ailettes ventilé
Température intérieure	-1°C
Température ambiante	25°C
température d'évaporation	-10°C
Puissance de l'évaporateur (à -10°C)	380W
MCP (Eau)	
température de changement de phase	0°C
Configuration de l'échangeur	Packed bed
Ventilation primaire	
Puissance nominale	90W
Ventilation secondaire	
Puissance nominale	63W
Diamètre	160mm

5.2.2. Dimensionnement de l'échangeur de chaleur contenant le MCP

5.2.2.1. Définition de l'intervalle de vitesses toléré

Le modèle du système de ventilation *K160M* de marque 'green ventilation' [99] est choisi comme système de ventilation secondaire au réfrigérateur. Il possède une puissance nominale de 63 W, et un diamètre de 160 mm. Le système de ventilation a été sélectionné avec une puissance inférieure à celle du système de ventilation principale qui est couplé à l'évaporateur à ailettes (90W).

L'intervalle de vitesses tolérée est défini à partir des exigences de la norme d'éco-conception pour les unités de ventilation. Cet intervalle a été précédemment défini à partir de deux (2) paramètres: le rendement de ventilation et la puissance spécifique du système de ventilation.

Le rendement de ventilation, calculé à partir de l'équation 4.14 est illustré sur la figure 5.5. Le point de fonctionnement maximal de ventilation est défini comme étant le point où le rendement est maximal, qui est égale à 22.84 % pour une vitesse de 3.7 m/s, et équivalent à une perte de charge de ventilation ΔP_v de 193.5Pa. La perte de charge quant à elle est déterminée à partir de la courbe caractéristique du système de ventilation (courbe perte de charge de ventilation-vitesse) sur la figure 5.6.

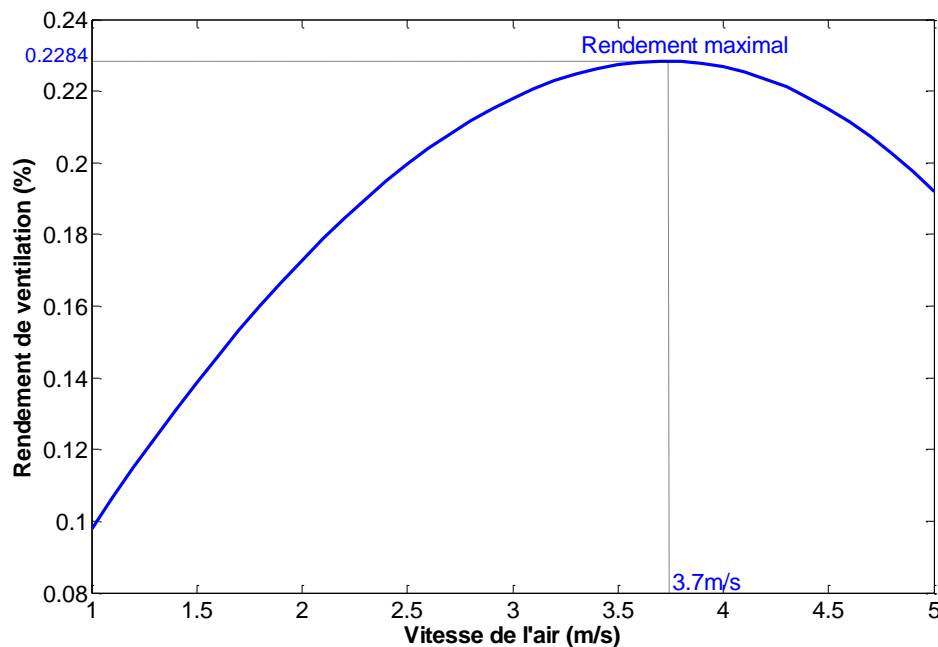


Figure 5.5 : Courbe du rendement de ventilation [99].

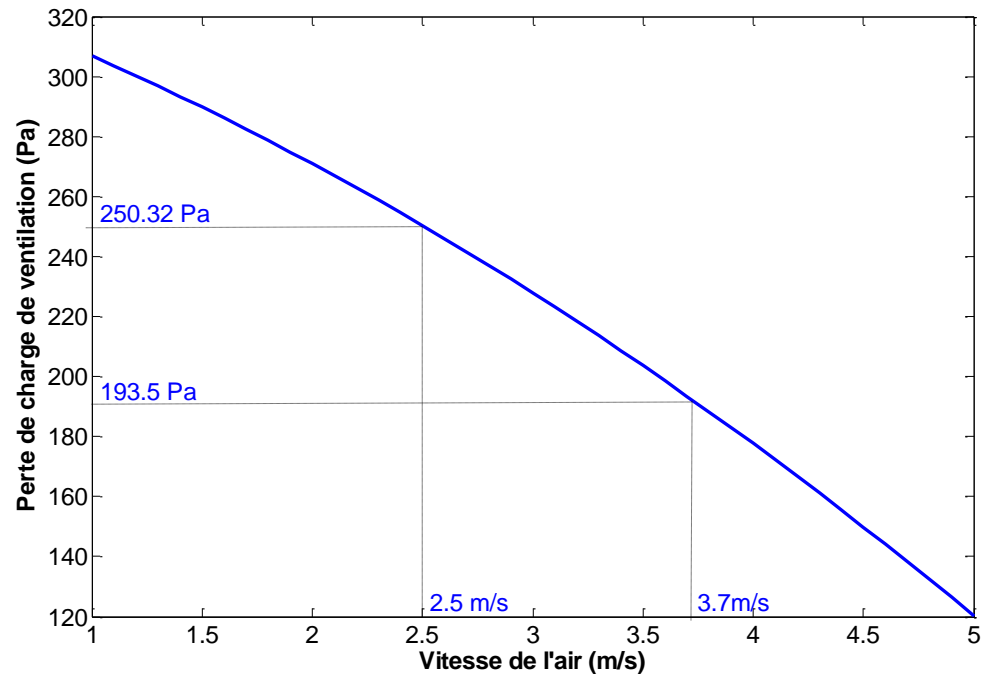


Figure 5.6 : Courbe caractéristique du système de ventilation (Vitesse, Perte de charge) [99].

La figure 5.7 illustre l'évolution de la Puissance spécifique du système de ventilation en fonction de la vitesse de ventilation. Pour un régime de fonctionnement de ventilation le plus tolérable énergétiquement ($1250 \text{ W}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{s}$), on définit le point de fonctionnement minimale qui est estimé à 2.5m/s. Cette vitesse est équivalente à une perte de charge de ventilation ΔP_v de 250.32Pa.

Nous pouvons maintenant définir l'intervalle de vitesses tolérées de ventilation qui est égale à [2,5 - 3,7 m/s], et équivalent à un intervalle d'efficacité de [20 - 22,84%]. On peut vérifier depuis la figure 5.5 que le rendement de ventilation augmente dans l'intervalle de vitesses tolérée [2,5-3,7 m / s], mais diminue pour des vitesses supérieures à la valeur seuil de 3,7 m/s.

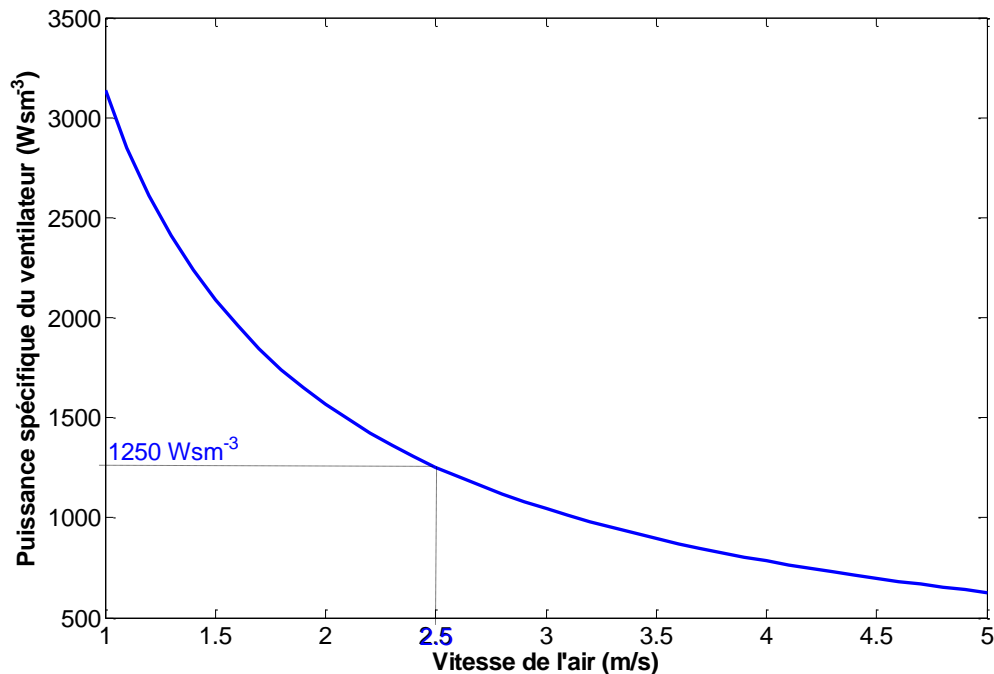


Figure 5.7 : Courbe de la puissance spécifique du système de ventilation [96].

5.2.2.2. Définition du diamètre équivalent

Le flux thermique global \dot{Q} sous les conditions de test a été précédemment estimé à 54,84W. Les apports thermiques à travers les parois du réfrigérateur sont estimés à 43,04 W, ce qui représente 79,4% du flux thermique global \dot{Q} (54,84 W). Les apports dus à l'ouverture des portes sont estimés à 5,39 W (9,83% de \dot{Q}) et à 5,90 W pour ceux de la résistance de dégivrage à (10,76 % de \dot{Q}). Le temps d'arrêt journalier du compresseur t_{aj} est mesuré à 12,64 h, ce qui correspond à une masse de MCP de glace de 7,15 kg. Cette quantité n'occupe que 1,2% du volume utile du réfrigérateur, n'affectant que très légèrement la capacité de stockage du réfrigérateur.

Le terme \dot{Q}_{PCM} a été précédemment défini comme étant le flux de chaleur échangé entre l'échangeur de chaleur contenant le MCP et l'air intérieur. Ce terme a été déterminé à partir des équations 4.15 à 4.20 du chapitre précédent, et dépend essentiellement du coefficient d'échange convectif à travers le MCP ($h_{\text{échangeur}}$). Ce dernier s'écrit à partir du nombre de *Nusselt* et dépend ainsi du régime d'écoulement de l'air à travers le MCP.

Dans l'intervalle des vitesses tolérés et de diamètres, il a été noté le nombre de *Reynolds* est de l'ordre de 10^4 , et le régime d'écoulement est toujours turbulent sous ses conditions à travers l'échangeur de chaleur (Figure 5.8).

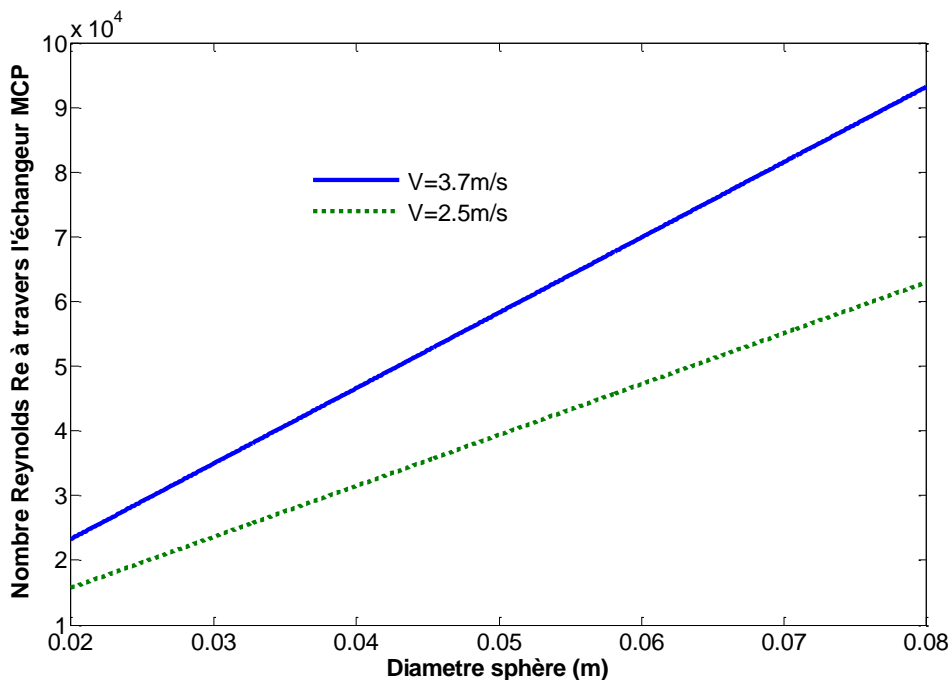


Figure 5.8 : Allure du nombre de *Reynolds* pour les deux vitesses seuil (2.5, 3.7m/s)

L'approximation retenue dans le présent travail [97] pour calculer le nombre de *Nusselt* satisfait son critère de validité ($3.5 < Re < 10^6$, $0.7 < Pr < 600$). Cette dernière prend en compte à la fois le régime laminaire et turbulent d'un écoulement. Le nombre de *Nusselt* moyen pour un lit tassé de sphères est présenté à la figure suivante :

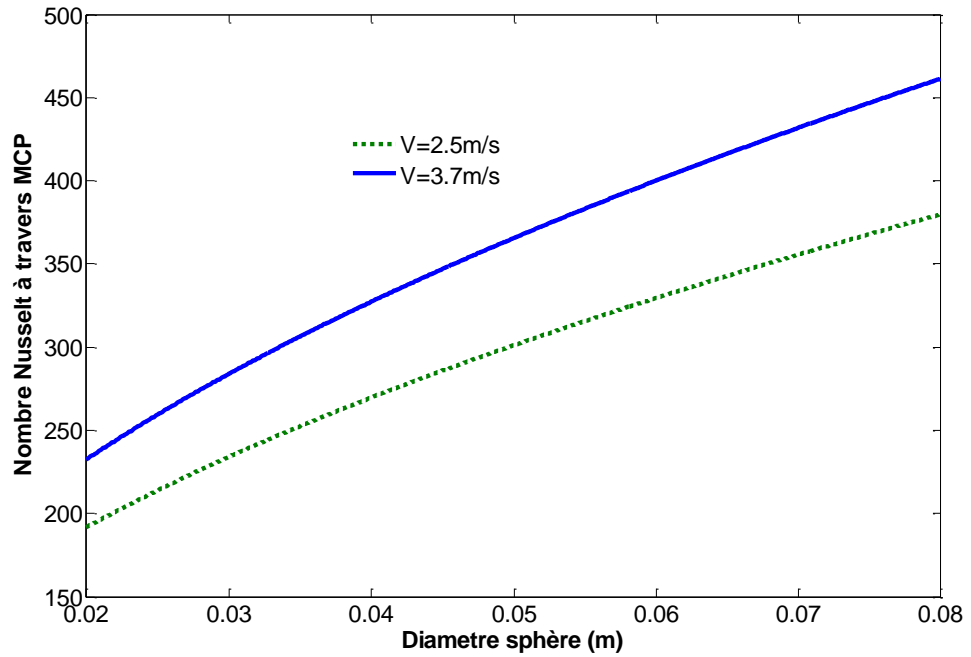


Figure 5.9 : Allure du nombre de *Nusselt* pour les deux vitesses seuil (2.5, 3.7m/s)

Le coefficient d'échange convectif à travers le MCP ($h_{\text{échangeur}}$) est présenté à la figure suivante :

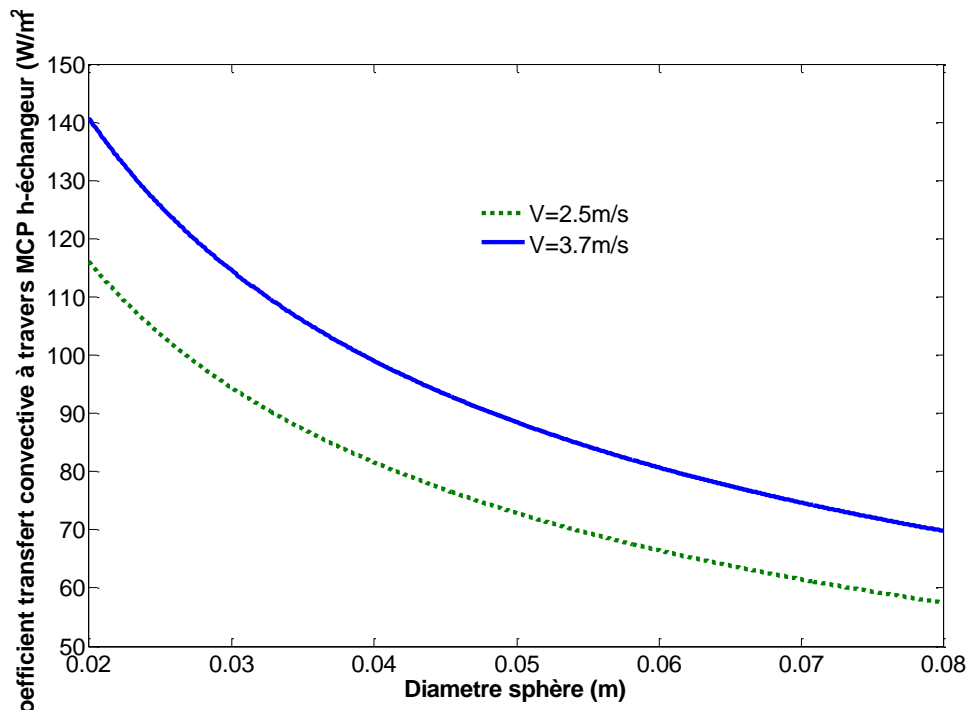


Figure 5.10 : Allure coefficient d'échange convectif à travers le MCP ($h_{\text{échangeur}}$) pour les deux vitesses seuil (2.5, 3.7m/s)

La figure 5.11 illustre l'évolution de \dot{Q}_{PCM} pour plusieurs valeurs de vitesses ainsi que leurs diamètres équivalents respectifs. Il est à noter que \dot{Q}_{PCM} dépend de manière significative du diamètre et de la vitesse.

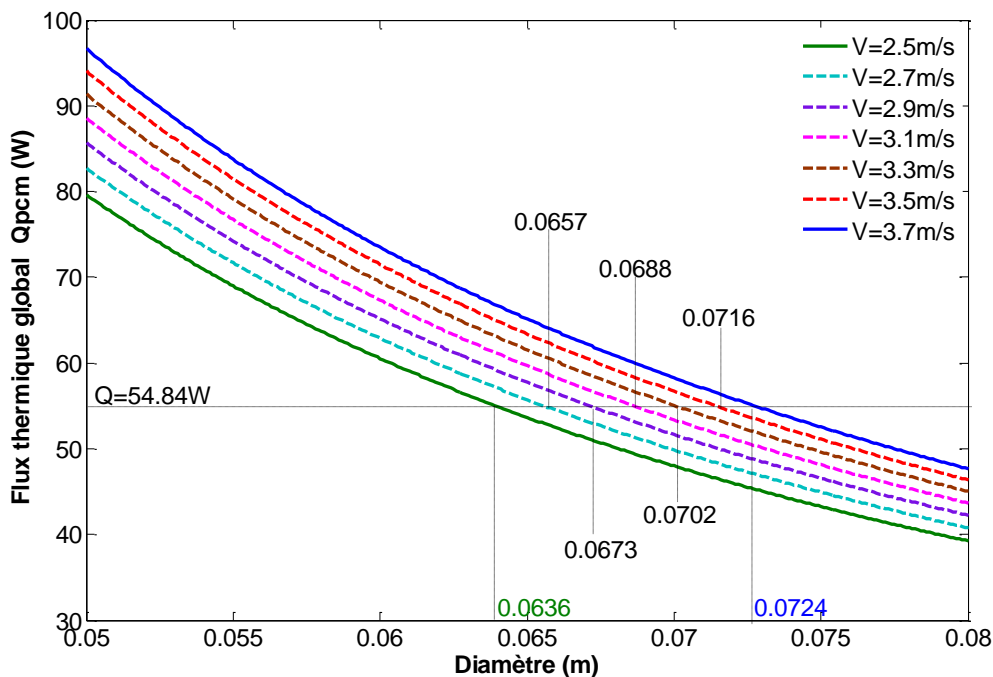


Figure 5.11 : \dot{Q} et \dot{Q}_{PCM} sur l'intervalle de vitesse tolérée [2.5 - 3.7 m/s] (Calculé)

Le diamètre équivalent D_i est défini comme étant le diamètre pour lequel le flux thermique entre l'échangeur de chaleur et l'air \dot{Q}_{PCM} , lors du cycle de changement de phase du MCP, est égal au flux thermique global du réfrigérateur \dot{Q} . Nous notons sur la figure 5.11 que le diamètre équivalent D_i est compris entre [0,0636 à 0,0724 m] sur l'intervalle de vitesses tolérées [2,5-3,7 m/s].

Le diamètre équivalent D_i peut également être déduit des valeurs du temps de fusion du MCP t_{PCM} . Cela est dû au fait que \dot{Q}_{PCM} dépend de t_{PCM} , comme il est explicité par l'équation 4.21. Avec un temps d'arrêt journalier t_{aj} mesuré de 12,64 h, le diamètre

équivalent peut également être défini comme étant le diamètre pour lequel le temps de fusion t_{PCM} est égal à t_{aj} .

La figure 5.12 illustre l'évolution du temps de fusion t_{PCM} pour plusieurs valeurs de vitesse et ainsi que leurs diamètres équivalents respectifs. Le temps de fusion t_{PCM} est plus long pour les faibles vitesses, mais il est plus affecté par la variation du diamètre de sphère. Le temps de fusion t_{PCM} diminue de manière sensible avec l'augmentation du diamètre, et par conséquent avec la diminution de la surface d'échange. La figure 5.12 indique que le diamètre équivalent D_i est compris entre [0,0636 et 0,0724 m], ce qui correspond au même intervalle que celui obtenue sur la courbe du flux de chaleur (figure 5.8).

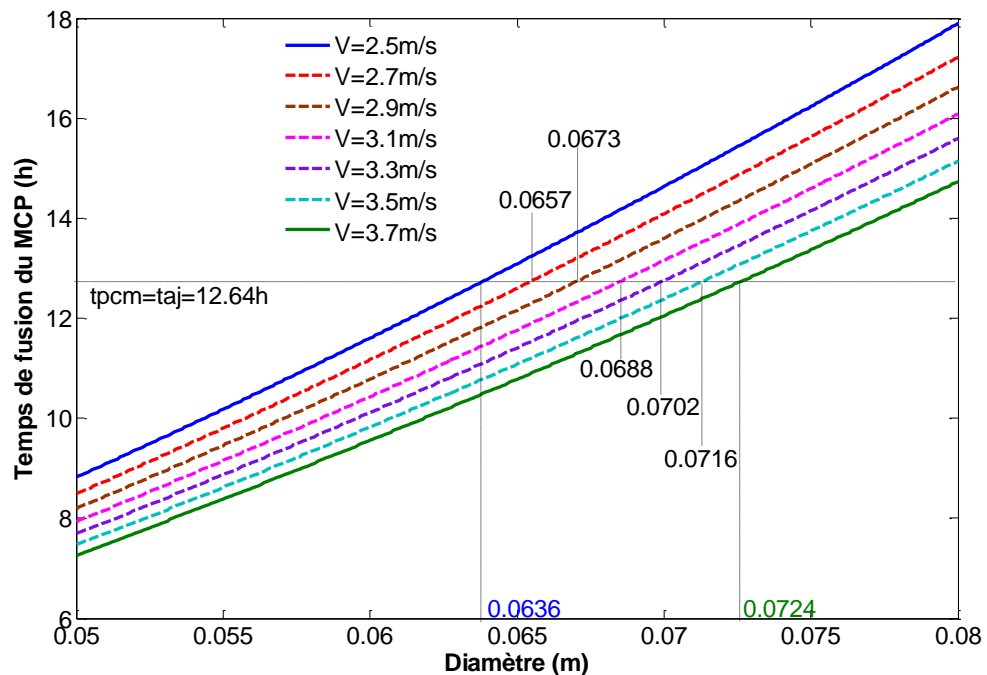


Figure 5.12 : Temps de fusion t_{PCM} sur l'intervalle de vitesses [2.5 - 3.7 m/s] (Calculé)

La figure 5.13 permet d'exposer toutes les valeurs du diamètre équivalent D_i calculées à travers tout l'intervalle de vitesses tolérée [2,5, 3,7 m / s]:

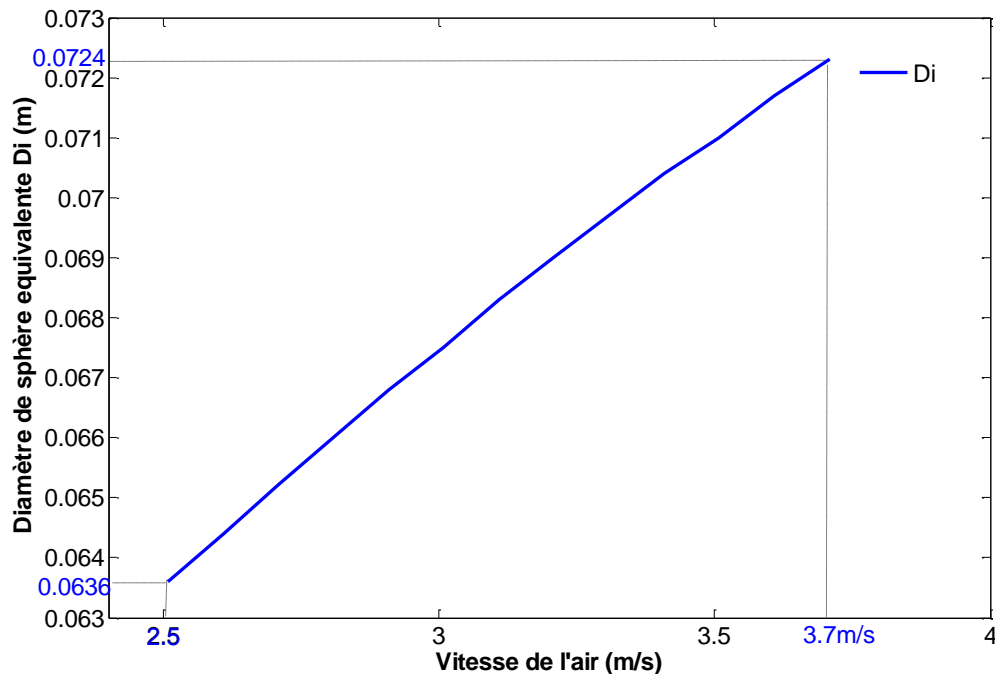


Figure 5.13 : Diamètre équivalent D_i sur l'intervalle de vitesses [2.5 - 3.7 m/s] (Calculé)

5.2.2.3. Définition de la longueur équivalente

Les figures 5.14 et 5.15 illustrent l'évolution de la perte de charge à travers l'échangeur de chaleur pour les vitesses extrêmes de 3,7 et 2,5 m/s, respectivement. Ces figures décrivent également la méthode qui a permis de définir les valeurs de leurs longueurs équivalentes respectives. La longueur équivalente de l'échangeur de chaleur L_i est définie comme étant la longueur pour laquelle la perte de charge à travers l'échangeur ΔP , sous les conditions de vitesse et de diamètre équivalent, est égale à la perte de charge de ventilation ΔP_v définie pour chaque point de fonctionnement $(V, \Delta P_v)$ de la courbe caractéristique.

Pour chaque valeur de longueur appartenant à l'intervalle prédéfini de $[L_{\min}, L_{\max}]$, le modèle calcule la perte de charge dans l'échangeur de chaleur dans l'intervalle de diamètre prédéfini $[D_{\min}, D_{\max}]$. Lorsqu'une valeur de longueur présente une perte de charge ΔP égale à ΔP_v , le modèle utilise cette valeur comme étant la longueur équivalente L_i . Cette valeur est définie pour chaque valeur de vitesse et de diamètre équivalent.

La figure 5.14 présente la valeur de la longueur équivalente L_i (18,16 cm) pour un point de fonctionnement maximal de (3,7 m/s, 193,5 Pa) et un diamètre équivalent D_i de 0,0724 m. La figure 5.15 présente la longueur équivalente L_i (45,8 cm) pour le point de fonctionnement minimal de (2,5 m/s, 250,32 Pa) et un diamètre équivalent D_i de 0,0636 m.

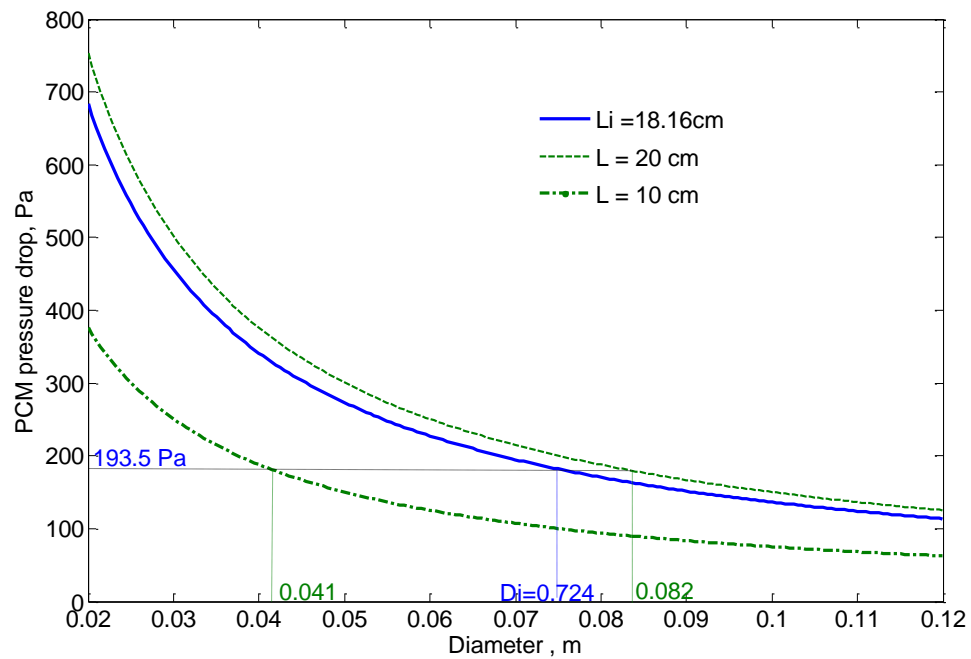


Figure 5.14 : Définition de la longueur équivalente au point (3.7m/s, 193.5 Pa) (Calculé)

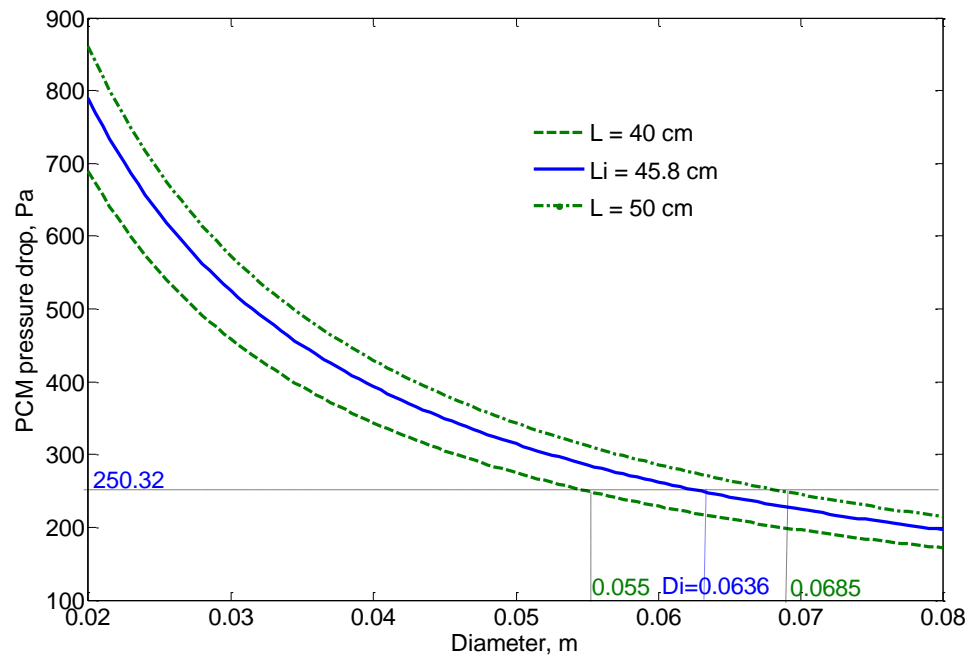


Figure 5.15 : Définition de la longueur équivalente au point (2.5m/s, 250.32 Pa) (Calculé)

La figure 5.16 reprend toutes les valeurs de longueur équivalente L_i calculées sur l'intervalle de vitesses tolérée [2,5, 3,7 m/s]. On note que L_i pour la vitesse de 2,5 et 3,7 m/s (définies sur les figures 5.14 et 5.15) sont également représentés. La figure 5.17 résume finalement les valeurs de largeur équivalente E_i , calculées à partir de l'équation 4.22 du précédent chapitre.

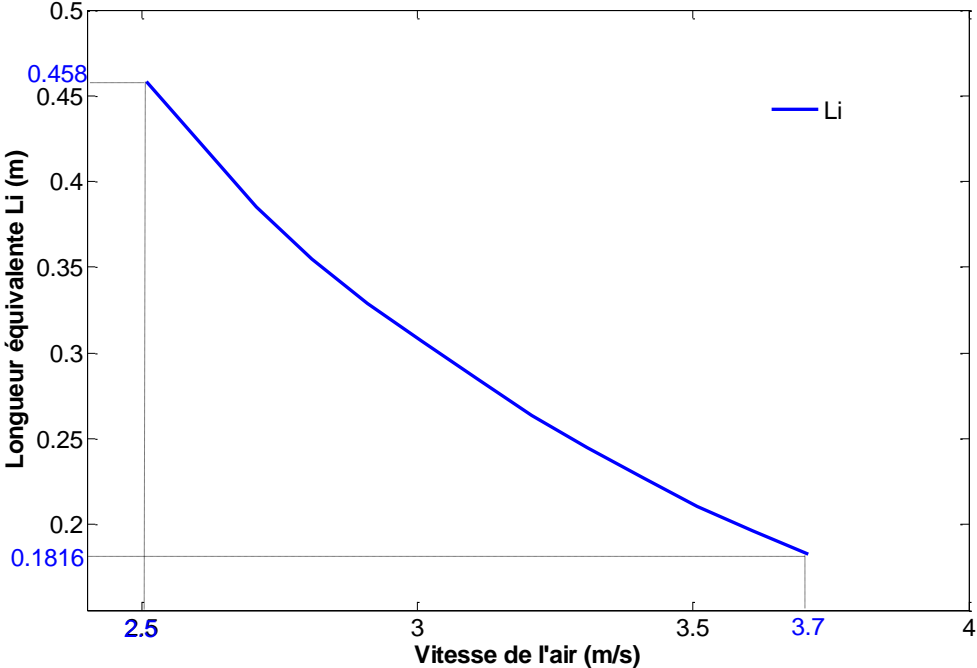


Figure 5.16 : Longueur équivalente dans l'intervalle des vitesses [2.5 - 3.7 m/s] (Calculé)

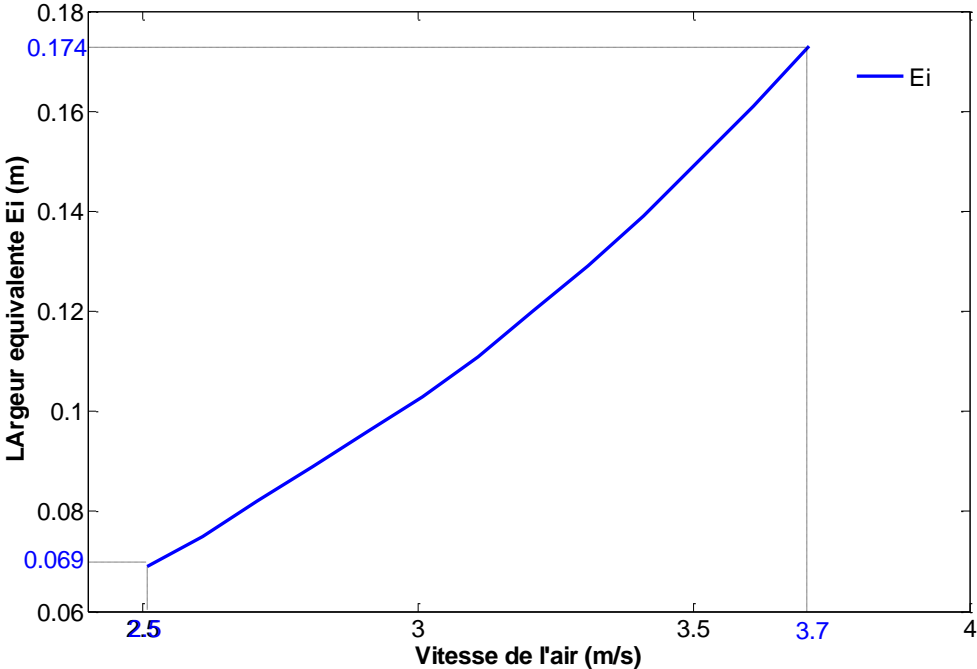


Figure 5.17 : L'argeur équivalente dans l'intervalle des vitesses [2.5 - 3.7 m/s] (Calculé)

5.2.3. Dimensions optimales de l'échangeur de chaleur

L'approche proposée pour la définition des dimensions optimales de l'échangeur thermique consiste à définir la valeur de la vitesse optimale pour laquelle le volume réel V_{real} , calculé à partir des dimensions équivalentes de l'échangeur de chaleur, occuperait le maximum du volume idéal du MCP V_{PCM} . Ce dernier étant calculé à partir des charges thermiques globales du réfrigérateur.

La valeur générée du diamètre de sphère par le modèle mathématique ne correspond pas tout à fait aux valeurs calculées de la largeur et de la longueur de l'échangeur de chaleur, créant ainsi un écart entre les dimensions du volume de MCP calculé et le volume réel à intégrer en pratique dans l'échangeur de chaleur. L'optimisation consiste alors à chercher le minimum de cet écart. Ce dernier, nommé R , est défini comme étant la différence entre V_{PCM} et V_{real} . La valeur minimale de R donne alors la valeur de la vitesse optimale, équivalente aux dimensions optimales de l'échangeur de chaleur contenant le MCP.

La figure 5.18 illustre l'évolution de R sur l'intervalle de vitesses tolérées et indique une valeur minimale à 3,495 m/s. Ce point de fonctionnement (écart minimum R_{min} de 4,93%, perte de charge de ventilation de 203,93 Pa et vitesse équivalente de 3,495 m/s) équivaut à un diamètre de sphère optimal de 0,071 m, une longueur optimale de 0,213 m et une largeur optimale de 0,148 m.

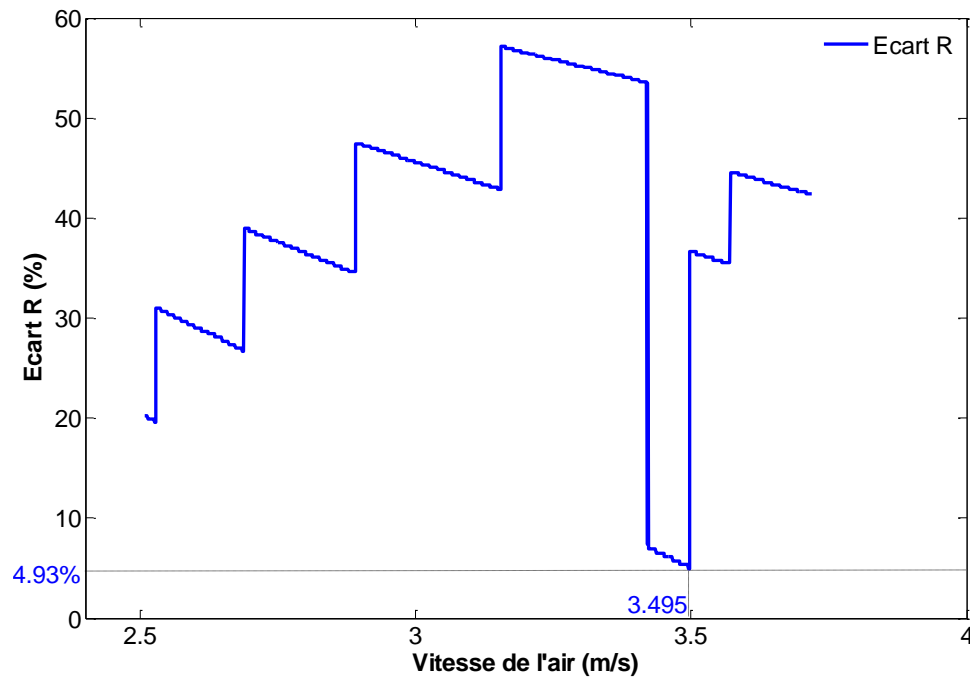


Figure 5.18 : Evolution de l'écart R [2.5 - 3.7 m/s] (Calculé)

Le tableau suivant illustre les valeurs du volume idéal de l'échangeur (V_{PCM}) et du volume réel du MCP (V_{real}), ainsi que le nombre de sphères à l'intérieur de l'échangeur, pour les deux valeurs seuil de l'intervalle de vitesses [2.5, 3.7m/s] :

Tableau 5.2 : Volume et nombre de sphère de l'échangeur MCP

Vitesse (m/s)	V_{PCM} (m ³)	$n_x.n_y.n_z$	V_{real} (m ³)	R (%)
2.5	$8.3 \cdot 10^{-3}$	1*7*6	$1.3 \cdot 10^{-3}$	18.8
3.7		2*6*2	$4.7 \cdot 10^{-3}$	33.9
3.495 (optimal)		2*7*3	$7.9 \cdot 10^{-3}$	4.93 (R_{min})

5.3. Validation du modèle théorique

5.3.1. Perte de charge dans l'échangeur de chaleur

Le dispositif expérimental réalisé par Ben Amara [90] est composé d'un conduit de section carrée (dimension interne : largeur * profondeur * hauteur: 19 * 19 * 64cm) qui contient un lit tassé avec 10 rangées de 5 * 5 sphères d'un diamètre de 0.038 mm chacun (voir figure 5.19). Un capteur de pression différentielle (modèle FCO352) est utilisé pour mesurer la perte de charge dans l'échangeur de chaleur à lit tassé avec une précision de $\pm 0,25\%$. La température de l'air est mesurée à l'aide de thermocouples de type T étalonnés, dont la précision est estimée à $\pm 0,2^\circ\text{C}$. Tous les instruments de mesure sont connectés à un enregistreur de données de type FLUKE HELIOS I.

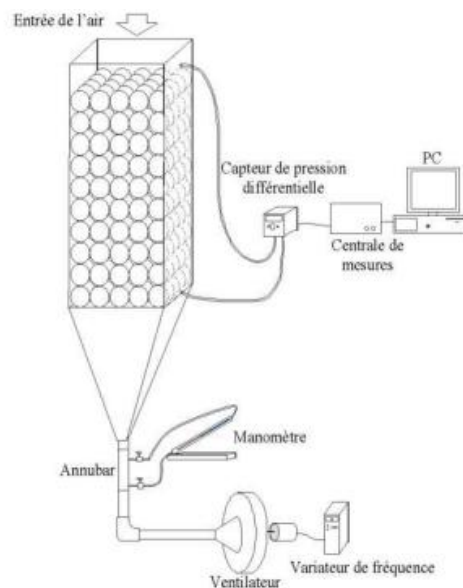


Figure 5.19 : Schéma du dispositif expérimental [90].

L'auteur avait suggéré une corrélation à partir de mesures expérimentales pour l'estimation de la perte de charge à travers l'échangeur de chaleur. La corrélation est exprimée comme suit:

$$\Delta P = (C_1 \mu V + C_2 \rho V^2) L + C_3 \rho V^2 \quad (5.1)$$

Les données numériques du présent modèle comparées aux résultats expérimentaux de Ben Amara [90] sont présentées sur la figure 5.20. Il a été noté que la différence est

inférieure à 15% sur l'intervalle de vitesses tolérée [2,5-3,7 m/s]. Elle est de 12,86% pour une vitesse de 3,7 m/s et de 14,29% pour une vitesse de 2,5 m/s.

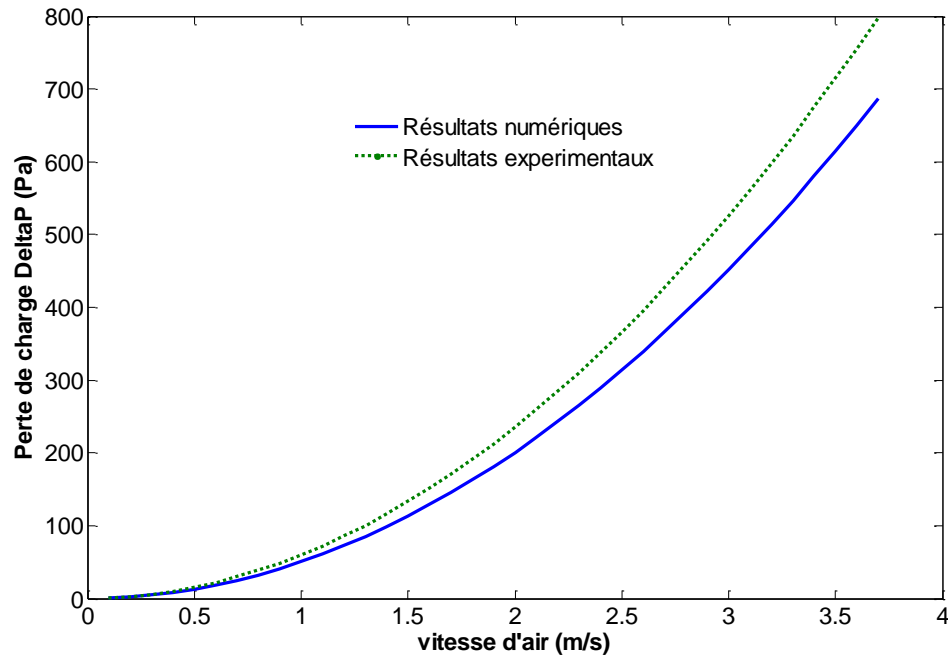


Figure 5.20 : Perte de charge à travers l'échangeur de chaleur. Numérique vs expérimental

5.3.2. Transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur à lit tassé

Ben Amara [90] avait également suggéré une corrélation à partir des mesures expérimentales pour évaluer le transfert de chaleur qui se produit entre les sphères contenues dans l'échangeur de chaleur à lit tassé et l'air. La corrélation est illustrée par l'équation suivante:

$$Nu_m = 1.09 \cdot Re^{0.53} \cdot Pr^{1/3} + 2 \quad (5.2)$$

Les données numériques du présent modèle comparées aux résultats expérimentaux de Ben Amara [90] sont présentées sur la figure 5.21. Il a été noté que la différence est inférieure à 12% sur l'intervalle de vitesses tolérée [2,5-3,7 m/s]. Elle est de 10,78% pour une vitesse de 3,7 m/s et de 11,9% pour une vitesse de 2,5 m/s.

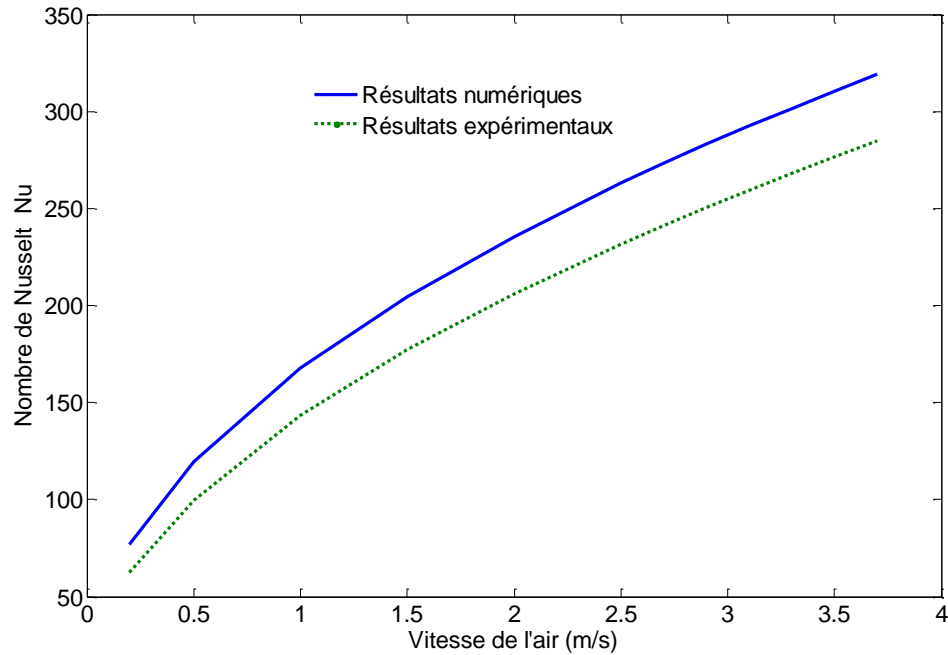


Figure 5.21 : Nombre de Nusselt à travers l'échangeur de chaleur. Numérique vs expérimental

5.3.3. Temps de fusion du MCP contenu dans l'échangeur de chaleur à lit tassé

Le banc d'essai utilisé pour le test par Ksouksou *et al.* [100] est un réservoir cylindrique à lit tassé de sphères, et utilisant de l'eau comme MCP. La solidification et la fusion du MCP ont été effectuées à l'aide d'un fluide caloporteur qui circule à travers les nodules sphériques qui contiennent le MCP. La hauteur du réservoir est de 1,42 m et son diamètre est de 0,95 m. Son volume utile est de 1m^3 et il contient 2500 nodules. Le diamètre des nodules contenant du MCP est constant pour toutes les sphères et égale à 77 mm. Le nodule contenant le MCP est constituée de polyéthylène à haute densité avec une épaisseur moyenne de 2 mm. Ce dernier est conçu pour s'adapter à la dilatation et à la pression résultante de l'apparition de glace lors de la solidification. Le nodule est rempli de MCP à environ 96% de son volume total. Le banc d'essai permet le contrôle et la mesure de la température et du débit du fluide caloporteur (voir figure 5.22).

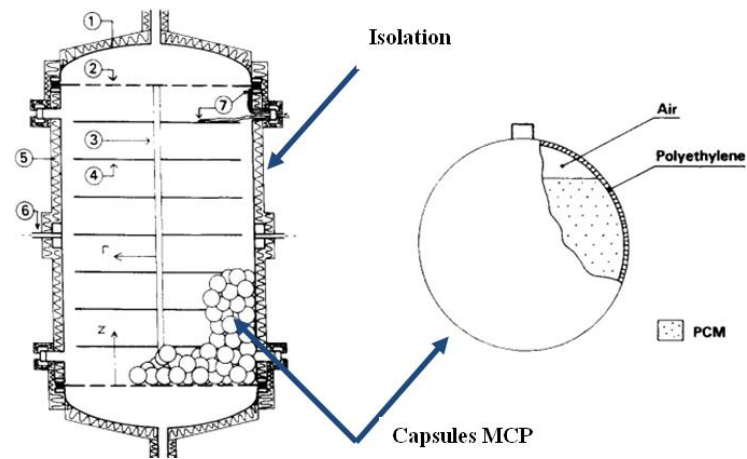


Figure 5.22 : Schéma du dispositif expérimental utilisé [100].

La comparaison avec les résultats numériques a concerné deux conditions de test:

- Variation du débit pour une température MCP fixée à -6°C ,
- Variation de température pour un débit fixe de $2,4 \text{ m}^3/\text{h}$.

L'évolution du temps de fusion MCP et la différence entre les résultats numériques et expérimentaux sont présentés dans les tableaux suivants:

Tableau 5.3 : Evolution du temps de fusion du MCP pour une température fixe (-6°C)

Débit (m^3/h)	Temps de fusion du MCP (h) (Calculé)	Temps de fusion du MCP (h) (Expérimentale)	Difference (%)
1	9.3	9.9	+6.4
1.5	7.6	8.25	+8.55
2	6.58	5.63	-14.43
2.4	6	5.39	-10.16
2.5	5.88	5.25	-10.71

Tableau 5.4 : Evolution du temps de fusion du MCP pour un débit fixe (2.4 m³/h)

Température du fluide (°C)	Temps de fusion du MCP (h) (Calculé)	Temps de fusion du MCP (h) (Expérimentale)	Difference (%)
-6	6	5.39	-10.16
-5	7.21	6.39	-11.37
-3.8	9.48	9.9	+4.4

5.4. Comparaison avec les résultats de la littérature

Le tableau 5.5 résume les résultats obtenus dans les cas de l'utilisation du MCP dans les réfrigérateurs en fonction du type de MCP et des caractéristiques du réfrigérateur. Pour que les résultats soient comparables, le volume du réfrigérateur, la température de fusion du MCP, ainsi que le volume et la surface du MCP sont indiqués. A partir des résultats présentés dans ce dernier, il a été conclu que l'association du MCP avec un réfrigérateur classique prolonge le temps d'arrêt du compresseur, améliore le COP du système et réduit la consommation d'énergie du réfrigérateur. Il est également remarqué qu'une meilleure amélioration du COP peut être obtenue par une application d'un MCP à la surface de l'évaporateur et du condenseur, tandis qu'un MCP mis en contact avec l'air ambiant permet d'obtenir un prolongement significatif du temps d'arrêt du compresseur.

Tableau 5.5 : Caractéristiques et performances du réfrigérateur couplé au MCP

	Type de MCP	En contact avec MCP	Volume du réfrigérateur (L)	Température de fusion (°C)	Volume du MCP (L)	Surface d'échange du MCP (m ²)	% C OP	Temps d'arrêt du compresseur (h)	Réduction de consommation (%)
Berdja <i>et al.</i> [94]	Packed bed	air	600	0	7.9	0.665	1.3	12.6	-
Gin <i>et al.</i> [51]	Plat	air	153	-15.5	4.6	0.85	-	-	1.2
Azzouz <i>et al.</i> [52-53]	Plat	évaporateur	290	-3	2.8	0.48	10 - 30 %	8.2- 9	-
Marquez <i>et al.</i> [49]	Plat	air	155	0	1	0.42	-	4.8	-
Oro <i>et al.</i> [54]	Plat	air	270	-18	9	1.33	-	-	-
Alzuwaid <i>et al.</i> [50]	plat	air	810	-2	2	-	-	-	5
Wang <i>et al.</i> [55-56]	cylindre	Entre composants	-	0	40	1.5	6 - 8 - 0 %	-	-
Sheng <i>et al.</i> [58,59]	cylindre	condenseur	220	30.5 - 50.3	1.225	-	18.7 %	4.7	12

5.5. Conclusion

Il a été question dans ce chapitre du dimensionnement et de l'optimisation d'un échangeur de chaleur contenant un MCP en forme de lit tassé de sphères, pour le cas d'un réfrigérateur conventionnel d'un volume de 600 L et couplé à un système de ventilation d'une puissance de 63W. A partir de l'analyse des résultats de la simulation, il a été noté que pour un réfrigérateur conventionnel 600L couplé à un système de ventilation secondaire d'une puissance de 63 W, l'intervalle de vitesse de fonctionnement toléré est de [2.5 - 3.7m/s]. Cet intervalle est équivalent à un intervalle de diamètre de sphère de [0.0636 - 0.0724 m], et un intervalle de longueur d'échangeur de [0.1816 - 0.458 m].

L'optimisation a donné lieu à une vitesse optimale de 3.495 m/s appartenant à l'intervalle de vitesse de [2.5 - 3.7m/s]. Cette vitesse est équivalente à un diamètre de sphère optimale de 0.071 m, une longueur d'échangeur de 0.12135 m, et une épaisseur de 0.148 m.

L'échangeur de chaleur n'occupe que 1,2% du volume utile du réfrigérateur et a permis d'assurer un temps d'arrêt prolongé du compresseur de 12,6h (temps d'arrêt prolongé de 53.5%) pour une masse MCP-eau de 7,15 kg. Ce temps d'arrêt pourrait être redéfini de manière à ce qu'il représente les besoins réels en froid de l'application frigorifique (Ex. heures pleines de consommation électrique).

CONCLUSION GENERALE

L'étude présentée met en évidence le rôle avantageux des Matériaux à Changement de Phase (MCP) dans l'amélioration des performances énergétiques des réfrigérateurs domestiques ainsi que dans la réduction de la durée de fonctionnement de tel systèmes. Ce résultat se base sur une étude à la fois expérimentale et numérique. Deux types de réfrigérateurs domestiques couramment utilisés ont été sélectionnés comme cas d'étude; La première configuration consiste en une disposition directe du MCP à la surface d'un évaporateur plat. La deuxième disposition, qui est considérée comme la réponse aux problèmes rencontrés dans l'étude théorique de la première configuration, consiste à confiner le MCP dans une cuve de stockage en forme de lit tassé de sphères qui est traversé par un fluide frigoporteur.

Une méthode d'analyse est développée pour sélectionner le Matériau à Changement de Phase (MCP) adéquat pour les deux types de réfrigérateurs sélectionnés ainsi que de sa disposition spatiale à l'intérieur du volume à réfrigérer. (1) Pour un évaporateur plat, le MCP est en contact avec l'air et la surface de l'évaporateur. La température de changement de phase du MCP qui doit être sélectionnée doit être proche de la température de surface de l'évaporateur afin que le changement de phase puisse avoir lieu. (2) Pour un évaporateur à ailettes, le MCP est uniquement en contact avec l'air ambiant, et la température de changement de phase du MCP doit être comprise entre les températures maximale et minimale de l'air à l'intérieur du réfrigérateur.

Une étude comparative portant sur les effets du MCP et du givre sur le transfert de chaleur à l'intérieur du réfrigérateur muni d'un évaporateur plat a été également développée (chapitre 4). Les caractéristiques du givre sont comparées à celles d'un MCP, ainsi que les mécanismes avec lesquels elles affectent les performances énergétiques du réfrigérateur. En effet, a est montré que l'effet du givre sur le transfert de chaleur est plus évident par rapport au MCP pendant le cycle d'arrêt du compresseur. Cependant, le MCP affecte le transfert de chaleur avec la même amplitude que celui du givre, lors de la phase de marche du compresseur.

Le mécanisme suivant lequel le MCP influe sur le temps d'arrêt du compresseur diffère selon le type d'évaporateur. (1) Pour un évaporateur plat, le froid stocké dans la

couche de MCP est partiellement libéré à l'air à l'intérieur du réfrigérateur et partiellement à travers la surface de celui-ci, lors de la phase d'arrêt du compresseur. Cela permet de maintenir le bulbe du thermostat de surface à une température basse pendant une période plus longue et d'obtenir un retard dans l'enclenchement du thermostat et un prolongement du temps d'arrêt du compresseur. (2) Pour un évaporateur à ailettes par contre, le froid est stocké dans l'échangeur de chaleur contenant le MCP, qui est dimensionné pour que le temps de fusion de ce dernier puisse assurer un temps d'arrêt prolongé équivalent au temps d'arrêt journalier du réfrigérateur.

Le mécanisme par lequel le MCP affecte les conditions de fonctionnement du réfrigérateur diffère également selon le type d'évaporateur installé. (1) Dans le cas d'un évaporateur plat sans ventilation forcée, le MCP améliore le transfert de chaleur au niveau de l'évaporateur, ce qui augmente les performances de ce dernier et prolonge le temps d'arrêt du compresseur. Cependant, au-delà d'une certaine épaisseur, le MCP peut servir d'isolant thermique au transfert de chaleur qui se produit entre le fluide frigorigène et l'air à l'intérieur du réfrigérateur, générant ainsi une augmentation de la température de l'air. Déterminer une épaisseur optimale de la couche de MCP est alors nécessaire pour ce type d'application. (2) Pour un évaporateur à ailettes, le MCP n'affecte pas le transfert de chaleur global au niveau de l'évaporateur car sa surface n'est en contact qu'avec l'air de chambre et non pas avec la surface de l'évaporateur. De plus, le dimensionnement optimisé de l'échangeur de chaleur a permis de minimiser la perte de charge, d'obtenir un fonctionnement efficace du ventilateur et de prolonger d'une manière précise le temps d'arrêt du compresseur.

Il est à mentionner que le dimensionnement de l'échangeur de chaleur a été appliqué à un réfrigérateur d'un volume de 600L (muni d'un évaporateur à ailettes). Ceci dit, le modèle de calcul peut être applicable pour n'importe quel type de réfrigérateur, y compris celui de la première configuration, un réfrigérateur de 400L muni d'un évaporateur plat, générant des dimensions différentes qui dépendent des caractéristiques techniques du réfrigérateur, du MCP et du système de ventilation. Une généralisation de tels systèmes de réfrigération munies de systèmes de stockage par MCP permettent de faire des économies en terme de consommation d'énergie (meilleurs COP, temps d'arrêt plus longs et à basse consommation énergétique), et de réduction émissions de gaz à effet de serre, et peut être une solution au problème de délestage durant les périodes de forte demande électrique.

L'analyse des résultats de simulation et des mesures expérimentales a permis de dégager différentes perspectives suivant le type de configuration du réfrigérateur:

Réfrigérateur avec évaporateur plat

Il a été constaté que pour le cas d'un évaporateur plat sans ventilation forcée, le MCP prolonge le temps d'arrêt du compresseur, augmente le coefficient de performance du réfrigérateur, mais augmente légèrement la température de l'air à l'intérieur du réfrigérateur. Cette augmentation est d'autant plus importante lorsque l'épaisseur du MCP augmente, au risque de diminuer le volume utile du réfrigérateur et de détériorer les produits conservés. Déterminer une épaisseur optimale de la couche de MCP est alors nécessaire pour ce type d'application. Cette optimisation de l'épaisseur est définie par la recherche d'un compromis entre la maximisation du temps d'arrêt et une minimisation de remontée de l'air de la chambre. Afin de compenser la remontée de la température de l'air dans la chambre, l'une des solutions pour ce problème est l'amélioration de l'échange thermique global qui s'opère entre la surface du MCP et l'air à l'intérieur du réfrigérateur. Ceci peut se faire par soit par l'amélioration du coefficient d'échange de l'air à la surface du MCP (ailettes, ventilation), soit par l'amélioration de la conductivité thermique du MCP (ajout d'additifs comme le graphite ou la mousse métallique).

Réfrigérateur avec évaporateur à ailettes

Pour le cas d'un évaporateur à ailettes, le dimensionnement de l'échangeur de chaleur contenant le MCP permet de contrôler plus précisément le temps d'arrêt du compresseur qui est équivalent au temps de fusion du MCP. Dans ce travail, il a été défini comme étant le temps d'arrêt journalier du compresseur mesuré sous les conditions de test pour un réfrigérateur dépourvu d'un échangeur de chaleur contenant un MCP. Ce temps d'arrêt pourrait être redéfini de manière à ce qu'il représente d'autres besoins en froid de l'application frigorifique pour une meilleure économie d'énergie (Ex. heures pleines de consommation électrique durant l'été).

La configuration de lit de sphères tassée à l'avantage de fournir une grande surface d'échange qui augmente avec la diminution du diamètre nominale de la sphère. Cependant, plus le diamètre diminue et plus la perte de charge à travers l'échangeur augmente, contraignant ainsi l'air à circuler efficacement travers ce dernier. Il serait intéressant de confronter les performances de cette configuration, en termes de transfert de chaleur et

d'écoulement, à d'autres types de configurations (en plaque à ailette, tubulaire, nid d'abeille ou autres).

Un inconvénient a été noté pour ce type de configuration, qui est celui du décalage de l'intervalle de la température de l'air par rapport la température de changement de phase du MCP. Ce problème se manifeste dans le cas où il y a manipulation du thermostat, contraignant ainsi le phénomène de changement de phase de se produire. Le recours à l'utilisation de plusieurs MCP avec différentes températures de changement de phase, dans le but de couvrir l'ensemble de l'intervalle de température de l'air, pourrait s'avérer l'une des solutions à ce problème.

APPENDICE A: Liste des symboles et des abréviations

A	: Surface moyenne des parois du réfrigérateur (m ²)
a	: Diffusivité thermique (m ² /s)
C_p	: Chaleur spécifique J/(kg K)
D	: Diamètre Hydraulique de sphère (m)
D_i	: Diamètre équivalent de sphère (m)
D_L	: Epaisseur de l'évaporateur (m)
D_{PCM}	: Coefficient de perte de transfert de chaleur du MCP
D_{frost}	: Coefficient de perte de transfert de chaleur du givre
E_i	: Largeur équivalente de l'échangeur de chaleur (m)
e	: Epaisseur de la paroi de l'évaporateur (m)
F_p	: Facteur de frottement
g	: Force de gravité (m/s ²)
G_L	: Débit surfacique du réfrigérant (Kg/s m ²)
$h_{echangeur}$: Coefficient de transfert de chaleur convective à travers l'échangeur de chaleur en lit tassé W/(m ² K)
h_{PCM}	: Coefficient de transfert de chaleur convective à travers la couche de MCP W/(m ² K)
H	: Coefficient de transfert de chaleur global entre le réfrigérant et l'air en absence de MCP (W/(m ² K))
H_{PCM}	: Coefficient de transfert de chaleur global entre le réfrigérant et l'air en présence de MCP (W/(m ² K))
H_{PCM_evap}	: Coefficient de transfert de chaleur global entre le réfrigérant et le MCP (W/(m ² K))
H_{frost}	: Coefficient de transfert de chaleur global entre le réfrigérant et l'air en présence de givre (W/(m ² K))
H_{frost_evap}	: Coefficient de transfert de chaleur global entre le réfrigérant et le givre (W/(m ² K))
K	: Conductivité thermique (W/(m K))
L	: Longueur de l'échangeur de chaleur (m)
L_f	: Chaleur latente du MCP (kJ/Kg)
L_i	: Longueur équivalente de l'échangeur de chaleur (m)
L_r	: Longueur caractéristique du réfrigérateur
M_{PCM}	: Masse du MCP (Kg)
\dot{m}_L	: Débit massique du réfrigérant (Kg/s)
N	: Nombre de cycles de réfrigération journaliers
n_x	: Nombre de sphères dans la direction de l'épaisseur E_i
n_y	: Nombre de sphères dans la direction de la profondeur P
n_z	: Nombre de sphères dans la direction de la longueur L_i
n_d	: Nombre d'ouverture journalier des portes
$n_{defrost}$: Nombre de dégivrage journalier

P	: Profondeur de l'échangeur de chaleur (m)
\dot{P}_v	: Puissance nominale de ventilation (W)
P_{SFP}	: Puissance spécifique de ventilation (W s/m ³)
$\dot{P}_{defrost}$: Puissance de la résistance de dégivrage (W)
\dot{Q}	: Le flux thermique global du réfrigérateur (W)
Q_D	: Les charges thermiques du réfrigérateur (kJ)
\dot{Q}_f	: Puissance de l'évaporateur (W)
\dot{Q}_{PCM}	: Flux de chaleur échangé entre l'échangeur de chaleur contenant le MCP et l'air (W)
$\dot{Q}_{door's_opening}$: Apports thermiques dus aux ouvertures des portes (W)
\dot{Q}_{wall}	: Apports thermiques à travers les parois du réfrigérateur (W)
$\dot{Q}_{defrost}$: Apports thermiques dus au dégivrage (W)
R	: Ecart entre V_{PCM} et V_{real}
R_{PCM}	: Résistance thermique causée par le MCP (m ² K/W)
R_{frost}	: Résistance thermique causée par le givre (m ² K/W)
S_{PCM}	: Surface de l'échangeur de chaleur MCP (m)
s	: Surface traversée par le réfrigérant (m ²)
T_{ext}	: Température moyenne de l'air du réfrigérateur (°C)
T_{int}	: Température moyenne de l'air ambiant (°C)
T_{evap}	: Température de la surface de l'évaporateur (°C)
t_m	: temps de marche d'un (1) cycle de réfrigération (h)
t_a	: temps d'arrêt d'un (1) cycle de réfrigération (h)
t_{mj}	: temps de marche journalier (h)
t_{aj}	: temps d'arrêt journalier (h)
t_{sol}	: Temps de solidification (h)
T_{PCM}	: Température de changement de phase du MCP (°C)
t_{PCM}	: Temps de fusion du MCP (h)
$t_{defrost}$: Temps de dégivrage (600 sec)
U	: Coefficient de transfert de chaleur global à travers les parois du réfrigérateur (W/mK)
V_{real}	: Volume de l'échangeur de chaleur MCP calculé à partir des dimensions équivalentes (m ³)
V_{sphere}	: Volume de sphère calculé sur la base de D_i (m ³)
V_{ref}	: Volume du réfrigérateur (m ³)
V_{PCM}	: Volume idéal de l'échangeur de chaleur MCP (m ³)
V_i	: Vitesse de l'air à l'intérieur du réfrigérateur (m/s)
X_f	: Epaisseur du givre/MCP (m)

- ΔP : Perte de charge à travers l'échangeur de chaleur MCP (Pa)
- ΔP_v : Perte de charge générée par le ventilateur, définie pour chaque point de fonctionnement ($V, \Delta P_v$) de la courbe caractéristique (Pa)
- Δh_{air} : Différence d'enthalpie entre le réfrigérateur et l'environnement extérieur (Wh/kg)

Symboles grecques

- ϕ : Débit volumique (m^3/s)
- ρ : Masse volumique (Kg/m^3)
- ε : Fraction de vide
- β : Coefficient de dilatation thermique ($1/K$)
- ν : Viscosité cinématique (m^2/s)
- μ : Viscosité dynamique (Pa.s)
- η : Rendement de ventilation

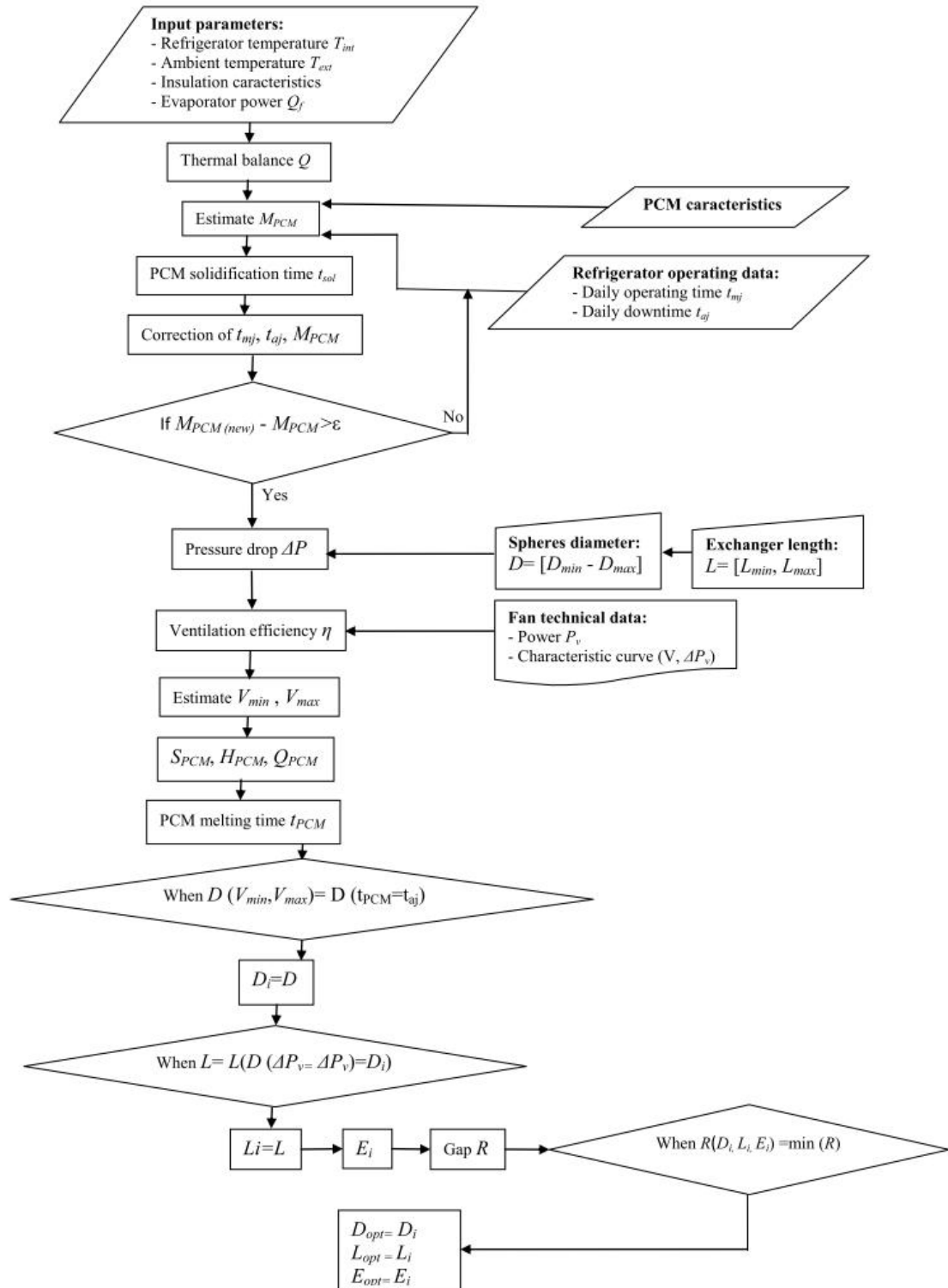
Nombres adimensionnels

- Pr : Nombre de Prandtl
- Nu : Nombre de Nusselt
- Re : Nombre de Reynolds
- Ra : Nombre de Rayleigh

Indices

- L : Réfrigérant liquide
- PCM : Matériau à Changement de Phase
- air : Air à l'intérieur du réfrigérateur
- $frost$: Givre
- ice : Glace
- $evap$: Evaporateur
- m : Moyen
- sph : Sphère
- lam : Laminaire
- $turb$: Turbulent
- $refrigerant$: Rapporté au fluide frigorigène

APPENDICE B: Organigramme de programmation du modèle de dimensionnement de l'échangeur de chaleur en lit tassé



APPENDICE C: corrélations simplifiées pour le calcul des coefficients d'échange global pour le MCP, l'évaporateur et le fluide frigorigène.

Coefficients de transfert de chaleur par convection du MCP h_{PCM} (Lim et Bejan [88]) :

Phase de fusion :

$$h_{PCM} = \frac{K_{PCM} Nu_{PCM}}{X_f}$$

$$Nu_{PCM} = 0.35 Ra_{PCM}^{0.25}$$

$$Ra_{PCM} = \frac{g \beta (T_{evap} - T_{PCM}) X_f^3}{\alpha_{PCM} \nu_{PCM}}$$

Phase de solidification :

$$h_{PCM} = \frac{K_{PCM}}{X_f}$$

Coefficient de transfert de chaleur par convection d'une évaporation d'un fluide frigorigène circulant à l'intérieur d'un évaporateur (Dittus et Boelter [89]) :

Cycle de marche du compresseur (fluide frigorigène en mouvement) :

$$\frac{h_{refrigerant} D_L}{K_L} = 0.023 \left(\frac{D_L G_L}{\mu_L} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{pL} \mu_L}{K_L} \right)^{0.4}$$

Cycle d'arrêt du compresseur (fluide frigorigène en stagnation) :

$$\frac{h_{refrigerant} D_L}{K_v} = 1$$

Coefficient de transfert de chaleur pour une convection naturelle (McAdams [90]) :

$$h_{air} = \frac{K_{air} Nu_{air}}{L_r}$$

$$Nu_{air} = 0.13 Ra_{air}^{1/3}$$

$$Ra_{air} = \frac{g \beta (T_{air} - T) L^3}{\alpha_{air} \nu_{air}}$$

$T = T_{evap}$ lorsque H est calculé.

$T = T_{PCM}$ lorsque H_{PCM} est calculé.

REFERENCES

1. Farid, M.M., Khudhair, A.M., Razack, S.A. and Al-Hallaj, S., "A review on phase change energy storage: materials and applications", *Energy Conversion and Management*, V. 45, (2004), 1597–1615.
2. Patry, J., "Le stockage du froid, appliqué à la climatisation et aux centrales frigorifiques", Editions Parisiennes, (2007).
3. Zalba, B., Marin, J., Cabeza L.F. and Mehling H., "Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications", *Applied Thermal Engineering*, V. 23, (2003), 251–283.
4. Al Abidi, A.A., Bin Mat, S., Sopian, K., Suleiman, M.Y. and Abdulrahman, C.H.L., "Review of thermal energy storage for air conditioning systems", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, V. 16, (2012) 5802-5819.
5. Oro, E., De Garcia, A., Castell, A., Farid, M.M., Cabeza, L.F., "Review on phase change materials (MCPs) for cold thermal energy storage applications", *Applied Energy*, V. 99, (2012), 513–533.
6. Abhat, A., "Low temperature latent heat thermal energy storage: heat storage materials", *Solar Energy*, V. 10, N° 4, (1983), 313-332.
7. Sharma, A., Tyagi, V.V., Chen, C.R. and Buddhi, D., "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, V. 13, (2009), 318–345.
8. Rios-Rojas, C., "Etude des propriétés de transferts thermiques des coulis de glace stabilisée", Thèse de doctorat, L'institut national des sciences appliquées de Lyon, (2005).
9. Hu, J., Sari O., Mahmed, C., Cereghetti, R. and Homsy, P., "Experimental study on flow behaviors of CO₂ hydrate slurry", 9th International Conference on Phase Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning, (29 September -1 October 2010), Sofia, Bulgaria.

10. Meunier, F., Rivet, P. and Terrier, M.F., "Production de froid, froid industriel, commercial, domestique et conditionnement d'air", Dunod édition, (2015).
11. Singh, H., Talekar, A., Chien, W.M. and Shi, R., "Continuous solid-state phase transitions in energy storage materials with orientational disorder – Computational and experimental approach", *Energy*, V. 91, (2015), 334-349.
12. Du, X., Wang, H., Cheng, X. and Du, Z., "Synthesis and thermal energy storage properties of a solid-solid phase change material with a novel comb-polyurethane block copolymer structure". *RSC Advances*, V. 6, N° 48, (2016), 42643-42648.
13. Fallahi, A., Guldentops, G., Tao, M., Granados-Focil, S. and Van Dessel, S., "Review on solid-solid phase change materials for thermal energy storage: molecular structure and thermal properties", *Applied Thermal Engineering*, V. 127, (2017), 1427-1441.
14. Cantor, S., "DSC study of melting and solidification of salt hydrates", *Thermochimica Acta*, V. 33, (1979), 69–86.
15. Wu, S., Zhu, D., Li, X., Li, H. and Lei, J., "Thermal energy storage behavior of Al₂O₃–H₂O nanofluids", *Thermochimica Acta*, V. 483, (2009), 73–77.
16. Sciacovelli, A., Colella, F. and Verda, V., "Melting of PCM in a thermal energy storage unit: Numerical investigation and effect of nanoparticle enhancement", *International Journal of Energy Research*, V. 37, (2013), 1610–1623.
17. Li, Y., Guo, B., Huang, G., Shu, P., Kiriki, H., Kubo, S., Ohno, K. and Kawai, T., "Eutectic compound (KNO₃/NaNO₃: PCM) quasi-encapsulated into SiC-honeycomb for suppressing natural convection of melted PCM", *International Journal of Energy Research*, V. 39, (2015), 789–804.
18. Zhao, G., Xu, X., Qiu, L., Zheng, X. and Tang, D., "Study on the Heat Conduction of Phase-Change Material Microcapsules", *Journal of Thermal Science*, V. 22, N° 3, (2013), 257–260.
19. Founti, M., Mandilaras, I., Laskaridis, K., Patronis, M., Romero M.D., Sánchez, A. and Lopez-Buendia, M., "Multi-functional building products based on natural stone and MCPs with stabilised thermal and dynamic load", 7th Conference on Phase Change

Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning, (13-15 September 2006), Dinan, France.

20. Alkan, C., “Enthalpy of melting and solidification of sulfonated paraffins as phase change materials for thermal energy storage”, *Thermochimica Acta*, V. 451, (2006), 126–130.

21. Lopez, J., Dumas, J. and Del Barrio, E.P., “Composites graphite/sel pour le stockage d’énergie à haute température : étude des effets du graphite et de la microstructure des composites sur les propriétés de changement de phase des sels“, *Comptes Rendus Mécanique*, V. 336, (2008), 578–585.

22. Crank, J., “Free and moving boundary problems”, Oxford Science Publications, (2005).

23. Benard, C., Gobin, D., Zanolì, A., “Moving boundary problems: heat conduction in the solid phase of the phase-change material during melting driven by natural convection in the liquid”, *International Journal of heat Mass Transfer*, V. 29, N° 11, (1986), 1669-1681.

24. Gobin, D. and Le Quéré, P., “Melting from isothermal vertical walls. Synthesis of numerical comparison exercise”, *Computer Assisted mechanics and Engineering Sciences*, V. 7, (2000), 289-306.

25. Gadjil, A. and Gobin, D., “Analysis of two-dimensional melting in rectangular enclosures in presence of convection”, *Transaction of the ASME*, V. 106, (1984), 20-26.

26. Gobin, D. and Bénard, C., “Melting of metals driven by natural convection in the melt: influence of Prandtl and Rayleigh numbers”, *Journal of Heat Transfer*, V. 114, (1992), 521-524.

27. Shamsundar, N. and Sparrow, E.M., “Analysis of multidimensional conduction phase change via the enthalpy model”, *Journal of Heat Transfer*, V. 97, (1975), 333-340.

28. Bricard, A. and Gobin, D., “Transfert de chaleur avec changement d’état solide-liquide“, *Technique d’ingénieur*, BE 8 240, (2003), 1-14.

29. Voller, V.R., “Fast implicit finite-difference method for the analysis of phase change problems”, *Numerical Heat Transfer*, V.17, Part B, (1990), 155-169.

30. Voller, V.R., Cross, M. and Markatos, N.C., “An enthalpy method for convection/diffusion phase change”, *International journal for Numerical Methods in Engineering*, V. 24, (1987), 271-284.
31. Brent, A.D., Voller, V.R. and Reid. K.J., “Enthalpy porosity technique for modelling convection-diffusion phase change: application to the melting of a pure metal”, *Numerical Heat Transfer*, V. 13, (1988), 297-318.
32. Bonacina, C. and Comini, G., “On the solution of the nonlinear heat conduction equations by numerical methods”, *International Heat and Mass Transfer*, V. 16, (1973), 581-589.
33. Solé, A., Miró, L., Barreneche, C., Martorell, I. and Cabeza L., “Review of the T-history method to determine thermophysical properties of phase change materials (PCM)”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, V. 26, (2013), 425–436.
34. Haun, L., “Thermal characterization of phase change material using the T-history method”, Entropy Solutions, Inc, (2015).
35. Marin, J.M., Zalba, B., Cabeza, L.F. and Mehling, H., “Determination of enthalpy-temperature curves of phase change materials with the temperature-history method: improvement to temperature dependent properties”, *Measurement Science and Technology*, V. 14, (2003), 184–189.
36. Yinping, Z., Yi, J. and Yi, J., “A simple method, the -history method, of determining the heat of fusion, specific heat and thermal conductivity of phase-change materials”, *Measurement Science and Technology*, V. 10, (1999), 201–205.
37. Castello, C., Gunther, E., Mehling, H., Hiebler, S. and Cabeza, L.F., “Determination of the enthalpy of PCM as a function of temperature using a heat-flux DSC—A study of different measurement procedures and their accuracy, “*International Journal of Energy Research*, V. 32, (2008), 1258–1265.
38. Desmons, J., “Aide mémoire génie climatique”, 2^{ème} édition DUNOD, (2010).
39. Abokersh, M.H., Osman, M., El-Baz, O., El-Morsi, M. and Sharaf, O., “Review of the phase change material (PCM) usage for solar domestic water heating systems (SDWHS)”, *International journal of energy research*, V. 42, (2017), 329–357.

40. Laidi, M., Hanini, S., Abbad, B., Berdja, M., Ouali, M., “The study and performance of a modified ENIEM conventional refrigerator to serve as a photovoltaic powered one under Algerian climate conditions”. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, V. 4, (2012), 053112.
41. Haussmann, T. and Schossig, P., “PCM-AKTIV: a project for activ driven construction materials with latent heat storage”, 7th Conference on Phase Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning, (13-15 September 2006), Dinan, France.
42. Stritih, U. and Butala, V., “Energy saving in building with PCM cold storage”, *International journal of energy research*, V. 31, (2007), 1532–1544.
43. Tzivanidis, C., Antonopoulos, K.A. and Kravvaritis, E.D., “Parametric analysis of space cooling systems based on night ceiling cooling with PCM–embedded piping”, *International journal of energy research*, V. 36, (2012), 18–35.
44. Kousksou, T., Arid, A., Jamil, A. and Zeraoui, Y., “Thermal behavior of building material containing microencapsulated PCM”, *Thermochimica Acta*, V. 550, (2012), 42–47.
45. Esen, M. and Ayhan, T. “Development of a model compatible with solar assisted cylindrical energy storage tank and variation of stored energy with time for different phase change materials”, *Energy Conversion and Management*, V. 37, N° 12, (1996), 1775–1785.
46. Esen, M., Durmus, A. and Durmus, A., “Geometric design of solar–aided latent heat store depending on various parameters and phase change materials”, *Solar Energy*, V. 62, N° 1, (1998), 19–28.
47. Esen, M., “Thermal performance of a solar-aided latent heat store used for space heating by heat pump”, *Solar Energy*, V. 69, N°1, (2000), 15–25.
48. Chidambaram, L.A., Ramana, A.S., Kamaraj, G. and Velraj, R., “Review of solar cooling methods and thermal storage options. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*”, V. 15, (2011), 3220-3228.
49. Maltini, E., Cortella, G., Stecchini, M., Del Torre, M., Pittia, P., Spaziani, M., Mansutti, G., “Design and performances of a constant temperature (-1.5°C) compartment

for domestic refrigerators”, International Congress on Engineering and Food (ICEF9), (2004).

50. Cheng, W.L., Meia, B.J., Liub, Y.N., Huang, Y.H. and Yuan, X.D., “A novel household refrigerator with shape-stabilized PCM (Phase Change Material) heat storage condensers: An experimental investigation”, *Energy*, V. 36, (2011), 5797–5804.

51. Cheng, W.L. and Yuan, Y.D., “Numerical analysis of a novel household refrigerator with shape-stabilized PCM (phase change material) heat storage condensers”, *Energy*, V. 59, (2013), 265–276.

52. Berdja, M., Abbad, B., Laidi, M., Yahi, F. and Ouali, M., “Numerical Simulation Of A Phase Change Material (PCM) In A Domestic Refrigerator Powered By Photovoltaic Energy”, *ICHMT Digital Library Online*, (2012).

53. Joybari, M., Haghghat, F., Moffat, J. and Sra, P., “Heat and cold storage using phase change materials in domestic refrigeration systems: The state-of-the-art review”, *Energy and Buildings*, V. 106, (2015), 111–124.

54. Marques, A., Davies, G., Maidment, G., Evans, J. and Wood, I., “Novel design and performance enhancement of domestic refrigerators with thermal storage”, *Applied Thermal Engineering*, V. 63, (2014), 511-519.

55. Alzuwaid, F., Ge, Y., Tassou, S., Raeisi, A. and Gowreesunker, L., “The novel use of phase change materials in a refrigerated display cabinet: An experimental investigation”, *Applied Thermal Engineering*, V. 75, (2015), 770-778.

56. Gin, B., Farid, M.M. and Bansal, P., “Effect of door opening and defrost cycle on a freezer with phase change panels”, *Energy Conversion and Management*, V. 51, (2010), 2698-2706.

57. Azzouz, K., Leducq, D. and Gobin, D., “Performance enhancement of a household refrigerator by addition of latent heat storage”, *International Journal of Refrigeration*, V. 31, (2008), 892–901.

58. Azzouz, K., Leducq, D. and Gobin, D., “Enhancing the performance of household refrigerators with latent heat storage: an experimental investigation”, *International journal of Refrigeration*, V. 32, (2009), 1634-1644.

59. Oro, E., De Garcia, A., Castell, A., Farid, M.M. and Cabeza, L.F., “Review on phase change materials (MCPs) for cold thermal energy storage applications”, *Applied Energy*, V. 99, (2012), 513–533.
60. Wang, F., Maidment, G., Missenden, J. and Tozer, R., “The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 1: Experimental investigation”, *Applied Thermal Engineering*, V. 27, (2007), 2893–2901.
61. Wang, F., Maidment, G., Missenden, J. and Tozer, R., “The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 2: Dynamic simulation model for the combined system”, *Applied Thermal Engineering*, V. 27, (2007), 2902–2910.
62. Wang, F., Maidment, G., Missenden, J. and Tozer, R., “The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 3: MCP for control and energy savings”, *Applied Thermal Engineering*, V. 27, (2007), 2911–2918.
63. Li, Z., Zhao, D., Ding, G., Ren, T., Miao, S., Han, X. and Noda, T., “Improving defrosting performance by controlling frost distribution to match defrosting heat distribution in frost-free household refrigerators”, *International Journal of Refrigeration*, V. 77, (2017), 136–148.
64. Stein, M.A., Inan, C., Bullard, C. and Newell, T., “Closed door moisture transport in refrigerator/freezers”, *International journal of energy research*, V. 26, (2002), 793–805.
65. Cox-Smith, I.R. and Carrington C.G., “Assessment of a domestic heat pump 2: Component and frosting analysis”, *International journal of energy research*, V. 14, (1990), 27–37.
66. Sengupta, S., Sherif, S.A. and Wong, K.V., “Empirical heat transfer and frost thickness correlations during frost deposition on a cylinder in cross-flow in the transient regime”, *International journal of energy research*, V. 22, (1998), 615–624.
67. Ismail, K.A.R., Salinas, C. and Gonçalves, M. M., “Frost growth around a cylinder in a wet air stream”, *International Journal of Refrigeration*, V. 20, N° 2, (1997), 106–119.
68. Ismail, K.A.R. and Salinas, C., “Modeling of frost formation over parallel cold plates”, *International Journal of Refrigeration*, V. 22, (1999), 425–441.

69. Saitoh, T. and Hirose K., “High-performance phase-change thermal energy storage using spherical capsules”, *Chemical Engineering Communications*, V. 41, (1986), 39–58.
70. Farid, M.M. and Kanzawa, A., “Thermal performance of a heat storage module using PCM's with different melting temperatures: mathematical modeling”, *Journal of Solar Energy Engineering ASME*, V. 152, (1989), 111.
71. Farid, M.M. and Kanzawa, A., “Thermal performance of a heat storage module using PCM's with different melting temperatures: experimental”, *Journal of Solar Energy Engineering ASME*, V. 125, (1990), 112.
72. Li, R., Wang, H. and Tu, Q., “Thermo-economic analysis and optimization of adiabatic compressed air energy storage (A-CAES) system coupled with a Kalina cycle”, *Energy Technology*, V. 6, (2017), 1011–1025.
73. Bédécarrats, J.P., Strub, F., Falcon, B., Dumas, J.P., “Phase-change thermal energy storage using spherical capsules: performance of a test plant”, *International Journal of Refrigeration*, V. 19, N° 3, (1996), 187–196.
74. Bédécarrats, J.P. and Dumas, J.P., “Etude de cristallisation de nodules contenant un matériau à changement de phase en vue du stockage par chaleur latente”, *International Heat and Mass Transfer*, V. 40, N° 1, (1997), 149–157.
75. Bédécarrats, J.P., Castaing-Lasvignottes, J., Strub, F. and Dumas, J.P., “Study of a phase change energy storage using spherical capsules. Part I: Experimental results”, *Energy Conversion and Management*, V. 50, (2009), 2527–2536.
76. Archibold, A.R., Rahman, M.M., Aguilar, J.G., Goswami, D.Y., Stefanakos, E.K. and Romero, M., “Phase change and heat transfer numerical analysis during solidification on an encapsulated phase change material”, *Energy Procedia*, V. 57, (2014), 653–661.
77. Archibold, A.R., Aguilar J.G., Rahman, M.M., Goswami D.Y., Romero, M. and Stefanakos, E.K., “The melting process of storage materials with relatively high phase change temperatures in partially filled spherical shells”, *Applied Energy*, V. 116, (2014), 243–252.
78. Archibold, A.R., Rahman, M.M., Goswami, D.Y. and Stefanakos, E.K., “The effects of radiative heat transfer during the melting process of a high temperature phase change material confined in a spherical shell”, *Applied Energy*, V. 138, (2015), 675–684.

79. Cheralathan, M., Velraj, R. and Renganarayanan, S., "Performance analysis on industrial refrigeration system integrated with encapsulated PCM-based cool thermal energy storage system", *International journal of energy research*, V. 31, (2007), 1398–1413.
80. Du, Y. and Ding, Y., "Optimization of Cold Storage Efficiency in a Rankine-Cycle-Based Cold Energy Storage System", *Energy Technology*, V. 4, (2016), 1–11.
81. Beasley, D.C., "Transient response of a packed bed for thermal energy storage", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, V. 27, (1984), 1659 -1669.
82. Ananthanarayanan, V., Sahai, Y., Mobley, C.E. and Rapp, R.A., "Modeling of Fixed Bed Heat Storage Units Utilizing Phase Change Materials", *Metallurgical Transactions B*, V. 18B, (1987), 339-346.
83. Du, W., Quan, N., Lu, P., Xu, J., Wei, W. and Zhang, L., "Experimental and statistical analysis of the void size distribution and pressure drop validation in packed beds" *Chemical engineering research and design*, V. 106, (2016), 115–125.
84. Koekemoer, A. and Luckos, A., "Effect of material type and particle size distribution on pressure drop in packed beds of large particles: Extending the Ergun equation", *Fuel*, V. 158, (2015), 232–238.
85. Erdim, E., Akgiray, O. and Demir, I., "A revisit of pressure drop-flow rate correlations for packed beds of spheres", *Powder Technology*, V. 283, (2015), 488–504.
86. Mohib Ur Rehman, M., Qu, Z.G. and Fu, R.P., "Three-dimensional Numerical Study of Laminar Confined Slot Jet Impingement Cooling using Slurry of Nano-encapsulated Phase Change Material", *Journal of Thermal Science*, V. 25, N° 5, (2016), 431-439.
87. Lamberg, P., Lehtiniemi, R., Henell, A.M., "Numerical and experimental investigation of melting and freezing processes in phase change material storage", *International Journal of Thermal Sciences*, V. 43, (2004), 277–287.
88. *Lim, J.S. and Bejan, A., "The Prandtl number effect on melting dominated by natural convection"*, *ASME Journal of heat transfer*, V. 114, N° 3, (1992), 784–787.
89. Çengel, Y. and Ghajar, A., "Heat and mass transfer: Fundamentals and Applications", McGraw-Hill, 4th Edition, ISBN-10: 0077366646, (2011).

90. Ben Amara, S., “Écoulements et transferts thermique par convection naturelle dans les milieux macroporeux alimentaires, application aux réfrigérateurs ménagers“, PhD thesis, l’Institut National Agronomique Paris-Grignon, France, (2005).
91. Berdja, M., Hamid, A., Sari, O., “Characteristics and thickness effect of phase change material and frost on heat transfer and thermal performance of conventional refrigerator: Theoretical and experimental investigation”, *International Journal of Refrigeration*, V. 97, (2019), 108–123.
92. Leoni, A., Mondot, M., Durier, F., Revellin, R. and Haberschill, P., “Frost formation and development on flat plate: Experimental investigation and comparison to predictive methods”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, V. 88, (2017), 220–233.
93. Kim, C., Lee, J. and Lee, K.S., “Numerical modeling of frost growth and densification on a cold plate using frost formation resistance”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, V. 115, (2017), 1055–1063.
94. COOLPACK Refrigeration Utilities database.
95. Berdja, M., Hamid, A., M'ahmed, C., Sari, O., “Novel approach to optimize the dimensions of phase change material thermal storage heat exchanger in refrigeration systems”, *International Journal of Energy Research*, (2018), 1-12.
96. NBN EN 13779., “Ventilation in Non-Residential Buildings–Performance Requirements for Ventilation and Air Conditioning Systems”, <https://www.energieplus-lesite.be>, (2007).
97. Baehr, H.D. and Stefan, K., “Heat and Mass Transfer”, 2nd Revised Edition, Springer, (2006).
98. NF EN 153., “Méthodes de mesure de la consommation d'énergie électrique et des caractéristiques associées des réfrigérateurs, conservateurs de denrées congelées et congélateurs ménagers et de leurs combinaisons”, (2006).
99. <https://www.systemair.com/fr/France/Catalogue-en-ligne/Produits-Green-Ventilation/>
100. Kousksou, T., Bédécarrats, J.P., Dumas, J.P. and Mimet, A., “Dynamic modelling of the storage of an encapsulated ice tank”, *Applied Thermal Engineering*, V. 25, (2005), 1534–1548.

Novel approach to optimize the dimensions of phase change material thermal storage heat exchanger in refrigeration systems

Mohand Berdja^{1,2}  | Abdelkader Hamid¹ | Cyril M'ahmed³ | Osmann Sari³

¹Faculty of Technology, mechanical institute, Saad Dahleb Blida University, Blida 09000, Algeria

²Unité de Développement des Equipements Solaires, Centre de Développement des Energies Renouvelables, 42004 Tipaza, Algeria

³Industrial Technologies Department, University of Applied Sciences Western Switzerland, CH 1400 Yverdon-les-Bains, Switzerland

Correspondence

Mohand Berdja, Unité de Développement des Equipements Solaires, Centre de Développement des Energies Renouvelables, UDES/CDER, 42004 Tipaza, Algeria.
Email: berdjamoand@gmail.com; berdja.mohand@udes.dz

Summary

The present study aims to develop an approach to define the optimal dimensions of a phase change material (PCM) packed bed heat exchanger used as a cold thermal energy storage system in a conventional refrigerator. The heat exchanger is used to extend the daily refrigerator downtime and to ensure effective temperature control to contribute to the improved performance of the refrigerator. The mathematical model has been developed according to the technical characteristics and operating conditions of the refrigerator, the technical characteristics of the ventilator, and the thermo-physical properties of the PCM. The model parameters that have been analyzed are the PCM melting time, air velocity range for tolerable efficient operating conditions, and the pressure drop through the PCM heat exchanger. As a case study, the approach was applied to a 600-L conventional refrigerator equipped with a 63-W ventilator. It has been found that over the tolerated velocity range of [2.5–3.7 m/s], the optimal dimensions of the PCM heat exchanger are defined for an optimal velocity of 3.495 m/s. This is equivalent to an optimum sphere diameter of 0.071 m, a PCM heat exchanger length of 0.213 m, and a width of 0.148 m. The PCM heat exchanger ensures an extended compressor downtime of 12.6 hours for an ice-PCM mass of 7.15 kg and occupies only 1.2% of the useful volume of the refrigerator.

KEYWORDS

design, heat exchanger, optimization, packed bed, phase change material, refrigerator, thermal storage system, ventilator

1 | INTRODUCTION

The use of energy-efficient refrigeration systems would significantly reduce overall energy consumption and contribute to a reduction in greenhouse gas emissions. Solutions which have been proposed for this purpose have generally focused on the compressors technology and insulation. The use of phase change materials (PCMs) in thermal energy storage (TES) systems with

refrigerators is another approach which can improve the energy efficiency of these appliances and reduce their compressor's electricity consumption and environmental impact. These materials have been studied over many years, and their studies concerned mostly classification and thermal property enhancement of PCMs,^{1,2} and the study of PCM TES configurations which can be applied to air-conditioning and refrigeration systems or for buildings.^{3–5}

The PCM-TES has been frequently studied, and it usually uses a packed bed of spheres for the encapsulation of the PCM. This configuration has often been chosen for its advantage in having a large exchange surface, simple design, the fact that it does not require any adjustment inside the heat exchanger, and better performance as a latent storage system when compared with other forms of capsules.⁶ In order to store thermal energy, this process uses the solid/liquid transformation of the PCM that is encapsulated in spherical capsules. Spheres are confined into a tank-heat exchanger usually separated from the refrigeration system and traversed by a heat transfer fluid (HTF) during the charge/discharge cycles. Li et al⁷ used a packed bed to store the thermal energy within kalina cycle-adiabatic compressed air energy storage system. Thermal oil is employed in the system as the HTF between PCM-TES and the heat exchanger. To improve the TES capacity, the TES is composed of several PCMs (paraffin, bischofite, and inorganic salt hydrate). Each compartment of the TES is filled up with one material, and the heat transfer can take place at a rapid rate to store much more thermal energy. The use of different PCMs into TES can store thermal energy in different temperatures during the charging cycle and release the stored energy in different temperatures during the discharging cycle. The authors state that using different PCMs well match the changing temperature of HTF and results in less energy destruction than that of one PCM into TES. Cheralathan et al⁸ conducted an experimental investigation on the performance of an industrial refrigeration system integrated with an encapsulated PCM in contact with an evaporator. The effect of the inlet temperature of the HTF through the PCM-TES on the performance parameters was calculated, along with the analysis of the performance of the refrigeration system with and without the PCM-TES system. Results showed that the energy consumption of the chiller increases by 6% to 20% when PCM-TES is used. This increase is higher when the HTF temperature is high, and this is due to the fact that a higher temperature generates a longer charging time, which increases the heat loss from the TES and the pumping power of the HTF. The authors recommended charging the cold PCM-TES at lower condensation temperatures and higher evaporation temperatures, in order to attain a higher thermal performance of the system. Du and Ding⁹ conducted a parametric study on the optimization of the storage efficiency in a designed PCM-TES. The cold thermal energy stored is used with a thermodynamic Rankine cycle in order to improve the heat efficiency of the cycle. Their results showed that cold storage efficiency in the cold PCM-TES can be improved by increasing the operating pressure and efficiencies of the cycle equipment such as the pump and the refrigerator, or by decreasing the mass flow rate and the

inlet temperature of the HTF. The authors noted that under optimal conditions, the cold storage efficiency reaches 43.9%, instead of 30% to 40% under general conditions. In view of its advantages, the configuration of the packed bed heat exchanger has the effect of generating a high pressure drop. This is higher for a random distribution of the spheres compared with a structured distribution.¹⁰ The calculation of the pressure drop depends significantly on the Reynolds number, the friction factor and the length of the packed bed. The most commonly used correlation in the theoretical and industrial field is the Ergun equation, which describes the behavior of the HTF in both laminar and turbulent region, for a fixed volume sphere packed bed.

In the present work, a novel approach is developed to optimize the dimensions of a packed bed type heat exchanger, combined with a ventilator, and containing a PCM. The PCM heat exchanger is used as cold TES in order to extend the refrigerator downtime, reduce its energy consumption and ensure an optimal overall operation. The model developed considers the coupling between the different system's components, including the refrigerator, the heat exchanger containing PCM, and the ventilation system. Model parameters such as the pressure drop, the tolerable efficient operating condition and the melting time have also been analyzed.

2 | MATHEMATICAL MODEL

The mathematical model estimates the mass of the PCM and the optimal dimensions of the heat exchanger to be integrated into conventional refrigerators according to their technical specifications and operating conditions, and the thermo-physical properties of the PCM. The refrigerator is equipped with a finned evaporator, and the PCM heat exchanger is arranged in such a way that its surface is only in contact with the air inside refrigerator (Figure 1). The heat transfer between the PCM and the air is low, and this requires the addition of a secondary ventilator to allow air to flow through the surface of the PCM heat exchanger. The selected ventilator should be able to offset the pressure drop through the PCM heat exchanger, while having a sufficient air flow for circulation inside the refrigerator (Figure 2). Moreover, its power should not exceed that of the primary one (already coupled with the finned evaporator) and have an acceptable ventilation efficiency.

In the case of a refrigerator equipped with a ventilated finned evaporator, the phase change temperature of the selected PCM should be between the maximum and minimum inside air temperature of the refrigerator. During the charging cycle (compressor on cycle), the cold

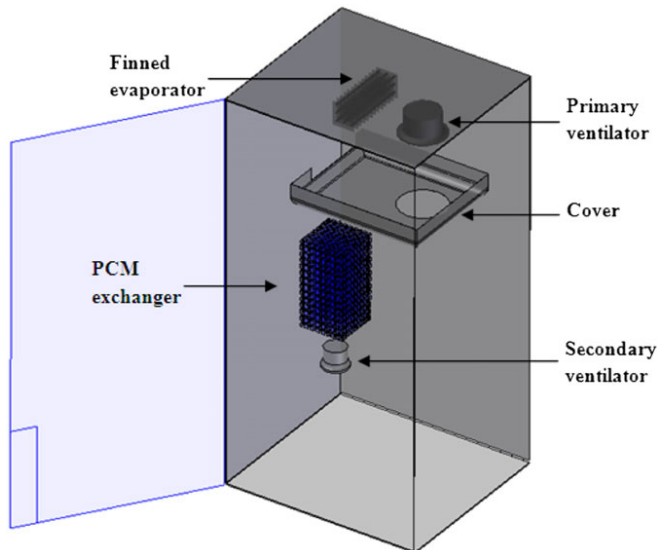


FIGURE 1 General description of the conventional refrigerator used [Colour figure can be viewed at wileyonlinelibrary.com]

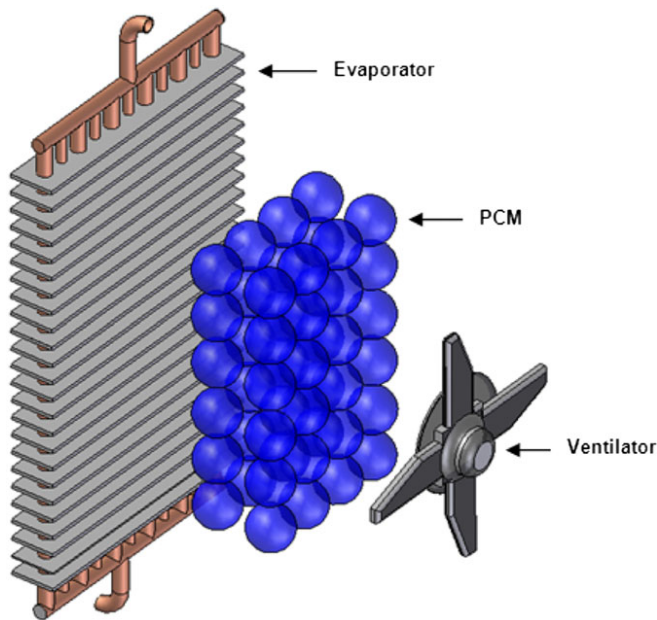


FIGURE 2 PCM packed bed heat exchanger configuration [Colour figure can be viewed at wileyonlinelibrary.com]

air at the outlet of the evaporator cools and solidifies the PCM. During the discharging cycle (compressor off cycle), the PCM temperature is lower than the air temperature; this compensates for the thermal load of the refrigerator and maintains a lower air temperature for as long as possible, close to the phase change temperature of the PCM. The ventilated finned evaporator configuration presents a major limitation in the selection of the PCM and its solidification temperature. As the PCM heat exchanger is only in contact with inside air for this type of evaporator, the solidification temperature is required to be between the maximum and the

minimum air temperature. However, manipulating the thermostat could shift the air temperature range vis-a-vis the phase change temperature. The phase change temperature in this case would be outside the air temperature range. This temperature condition does not allow the phase change phenomenon to occur.

The calculation accuracy of the numerical model is about 10^{-4} m for dimensions and 10^{-4} m/s for the velocity. The model is based on some assumptions presented as follows:

- The thermostat setting temperature is adjusted so that the air temperature is close to the phase change temperature of the PCM (pure water).
- Since the refrigerator operating mode is cyclic and alternates with successive stopping and running phases, operating mode is considered as permanent.
- The model takes into account thermal gains through the walls of the refrigerator, thermal gains from doors opening, and thermal gains arising from the defrosting resistance, as considered by Gin.¹¹
- The heat exchanger containing the PCM is a packed bed type and is combined with a secondary ventilator in order to pump air through the PCM heat exchanger.
- The PCM is pure water: the melting temperature is equal to 0°C and is selected to be between the maximum and minimum temperature values of the room air.
- The phase change occurs at a constant temperature and supercooling phenomenon is not considered.

3 | CALCULATION METHODOLOGY

The model input parameters are based on refrigerator, ventilator and PCM characteristics, and on parameters that are defined experimentally. Model input parameters are listed below:

- Dimensions, isolation properties, evaporator power,
- Diameter, nominal power, and characteristic curve of the ventilator.
- Latent heat and phase change temperature of the selected PCM.
- Parameters defined experimentally (daily operating and downtime of refrigerator, number of daily refrigerating cycles, indoor, exterior and evaporator temperatures).

The model calculates:

- Heat gains through the refrigerator.

- PCM mass to integrate into the heat exchanger.
- PCM solidification time.
- Pressure drop through the PCM heat exchanger.
- Ventilation efficiency.
- Tolerated velocity range.
- Heat flux exchanged at the PCM heat exchanger.
- PCM melting time.
- Dimensions of the PCM heat exchanger (calculated over the tolerated velocity range).
- Optimal dimensions of the PCM heat exchanger.

3.1 | Determination of the PCM mass

The mass of PCM to be introduced into the refrigerator is able to store cold thermal energy produced during on cycle of the refrigerator and release it during its off cycle. It is defined as the mass capable of storing the quantity of energy equivalent to the refrigerator thermal loads during the daily compressor downtime.

The overall heat flux \dot{Q} is defined from thermal gains in the refrigerator. Thermal gains considered in this study are thermal gains through the refrigerator's walls, from door's opening, and from defrosting device¹¹:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{walls} + \dot{Q}_{defrost} + \dot{Q}_{door's_opening} \quad (1)$$

\dot{Q}_{walls} is defined as the thermal gains through refrigerator walls and calculated from the thermal balance of the refrigeration compartment:

$$\dot{Q}_{walls} = U.A.(T_{ext} - T_{int}). \quad (2)$$

$\dot{Q}_{door's_opening}$ is calculated on the basis on a scheme of 13 door openings as it has been considered by Gin for a conventional refrigerator¹¹ and expressed by the following equation:

$$\dot{Q}_{door's_opening} = \frac{1000V_{ref}\Delta h_{air}\varphi_{air}n_d}{24} \quad (3)$$

Thermal gains from defrosting are estimated from the following equation:

$$\dot{Q}_{defrost} = \frac{n_{defrost}t_{defrost}P_{defrost}}{24 \cdot 3600} \quad (4)$$

The thermal loads of refrigerator Q_D during the compressor downtime are proportional to its overall heat flux \dot{Q} :

$$Q_D = \dot{Q}.t_{aj} \quad (5.1)$$

$$t_{aj} = t_a \cdot N. \quad (5.2)$$

The variables t_m and t_a are defined from the experimental measurements operated on the refrigerator. They represent, respectively, the operating time and the downtime of one (1) refrigerating cycle. N is defined as the number of refrigerating cycles over a period of 24 hours, expressed by the following equation:

$$N = \frac{(24.3600)}{(t_a + t_m)}. \quad (6)$$

The amount of energy Q_D is equivalent to the molten PCM mass, equal to

$$M_{PCM} = \frac{Q_D}{L_f}. \quad (7)$$

Solidification time t_{sol} is the period that takes the PCM mass to solidify during the compressor operating time. It depends on the evaporator cooling capacity \dot{Q}_f . t_{sol} is expressed by the following equation:

$$t_{sol} = \frac{(M_{PCM}.L_f)}{(\dot{Q}_f.3600)}. \quad (8)$$

As the PCM requires additional compressor operating time to solidify, the overall compressor operating time t_{mj} needs to be corrected. An iterative calculation is required to correct the PCM mass M_{PCM} , according to new values of the compressor operating time/downtime. The iterative calculation is maintained until M_{PCM} stabilizes and converge to its final value.

$$t_{mj} = t_{mj} + t_{sol} \quad (9a)$$

$$t_{aj} = t_{aj} - t_{sol} \quad (9b)$$

3.2 | Coupling between the system's components

The model allows coupling between the different components of the system (refrigerator, PCM, and ventilator) according to the following parameters: the pressure drops through the PCM exchanger, the ventilation efficiency, and the PCM melting time.

A significant pressure drop through the PCM exchanger due to an unsuitable configuration leads to a slowdown of the air flow inside the refrigerator, and an overheating of the ventilator with a risk of deterioration. This requires a more powerful ventilator to ensure air circulation inside the refrigerator and overcome the pressure drop. Reducing the pressure drop ΔP through the PCM heat exchanger allows the use of a less consuming ventilator. The calculation of the pressure drop for a

packed bed configuration is based on the Ergun approximation¹²:

$$\Delta P = \frac{F_p \cdot L \cdot \rho \cdot V_i^2 \cdot (1 - \varepsilon)}{D \cdot \varepsilon^3} \quad (10)$$

The power of the secondary ventilator should not exceed that of the primary ventilator. It is suggested that this ventilator operates alternately with the primary ventilator, to ensure an overall electrical consumption of ventilation less than or equal to that of the initial configuration with only a primary ventilator. For an efficient ventilator operation, a tolerated range velocity is calculated by the model. This range is limited by the maximum and minimum tolerated operating points $[V_{\min}, V_{\max}]$. This range is defined from two parameters: the ventilation efficiency and the ventilator effective power. The minimum ventilation operating point V_{\min} is defined according to its ventilation specific power. This should not reach the threshold value of 1250 Ws/m³. This value is dictated by the standard setting the eco-design requirements for the ventilation units.¹³ The ventilation effective power P_{SFP} is calculated from the ventilator nominal power \dot{P}_v and the volumetric flow rate ϕ . The maximum ventilation operating point V_{\max} is defined as the point for which the ventilator efficiency η is maximum.

The (calculated) melting time t_{PCM} is ideally equivalent to the (measured) downtime of the compressor t_{aj} , so that the cold thermal energy stored into the PCM and released to air can counterbalance the heat flux at refrigerator. The convective heat flux that occurs between air and PCM is defined by Equation 11. H_{PCM} is calculated from an average Nusselt number for the case of an external forced flow through a packed bed of spheres.¹⁴

$$\dot{Q}_{PCM} = S_{PCM} \cdot H_{PCM} \cdot (T_{\text{int}} - T_{PCM}) \quad (11)$$

The PCM melting time t_{PCM} can be expressed as

$$t_{PCM} = \frac{L_f \cdot M_{PCM}}{Q_{PCM}} \quad (12)$$

3.3 | PCM heat exchanger dimensioning

The dimensions of the PCM heat exchanger, which are defined by an equivalent sphere diameter, an equivalent length, and an equivalent width, are associated to each value of air velocity belonging to the tolerated velocity range. We then define:

The equivalent sphere's diameter D_i is defined as the diameter for which the melting time t_{PCM} is equal to the compressor downtime, for a given velocity belonging to the tolerated velocity range. The melting time depends only

on the heat transfer conditions at the PCM heat exchanger and not on the pressure drop (ie, exchanger length).

The equivalent length of the PCM heat exchanger L_i is defined as the length for which the pressure drop through the exchanger, under the conditions of the velocity and equivalent sphere diameter, is equal to the pressure drop of ventilation that is defined for each operating point of the characteristic curve of ventilator.

In the tolerated velocity and diameter range: $V_i = [V_{\min}, V_{\max}]$ and $D = [D_{\min}, D_{\max}]$

$$D_i = D (t_{PCM} = t_{aj}) \quad (13a)$$

In the exchanger length range: $L = [L_{\min}, L_{\max}]$

$$L_i = L (D (\Delta P = \Delta P_v) = D_i) \quad (13b)$$

The intervals $[D_{\min}, D_{\max}]$ and $[L_{\min}, L_{\max}]$ are introduced manually in the model and depend on the practical constraint arrangement of the heat exchanger into refrigerator.

3.4 | Optimization of the PCM exchanger dimensions

In practice, the sphere's diameter containing PCM (and the multiple of diameter) must be ideally equal to the width and to the length of the PCM exchanger, in order to be contained inside the exchanger. However, there is always a gap that occurs between the value of the equivalent diameter and the heat exchanger's width or length. This gap generates a difference between the ideal volume of the PCM which is calculated from the thermal loads of the refrigerator, and the real volume which is calculated from the equivalent dimensions of the heat exchanger. The optimization consists on defining the minimum gap between these two volumes.

Methodology:

The volume of the PCM V_{PCM} that is ideally contained into the heat exchanger is conditioned by the mass of the PCM. This latter is calculated from the thermal loads of refrigerator. The volume V_{PCM} is constant and can also be written from the equivalent dimensions of the exchanger:

$$V_{PCM} = \frac{M_{PCM}}{\rho_{PCM}} = L_i \cdot E_i \cdot P \cdot \varepsilon \quad (14)$$

The depth P of the heat exchanger is assumed to be constant, and only variations on the length L_i and the width E_i are considered. Equation 14 is used to define for each value of L_i an equivalent value of E_i , while maintaining a constant volume of heat exchanger.

However, the model gives a value of a sphere diameter that does not fit the calculated values of the width and the

length of the heat exchanger. This generates a gap between the constant PCM volume and the real one to be practically integrated into the heat exchanger (see Figure 3).

The approach proposed for the determination of the optimal dimensions of the heat exchanger consists of defining the optimal velocity value for which the real volume V_{real} , calculated from the equivalent dimensions of the heat exchanger, occupies the maximum of the volume of PCM V_{PCM} , which is calculated from the thermal loads of the refrigerator. A gap R is defined as the minimum difference between V_{PCM} and V_{real} over the tolerated velocity range and is represented by the following equation:

$$R = \min(|V_{PCM} - V_{real}|)/V_{PCM} \quad (15)$$

$$V_{real} = n_x \cdot n_y \cdot n_z \cdot V_{sphere} \quad (16)$$

$$n_x = \left\lfloor \frac{E_i}{D_i} \right\rfloor \quad (17a)$$

$$n_y = \left\lfloor \frac{P}{D_i} \right\rfloor \quad (17b)$$

$$n_z = \left\lfloor \frac{L_i}{D_i} \right\rfloor \quad (17c)$$

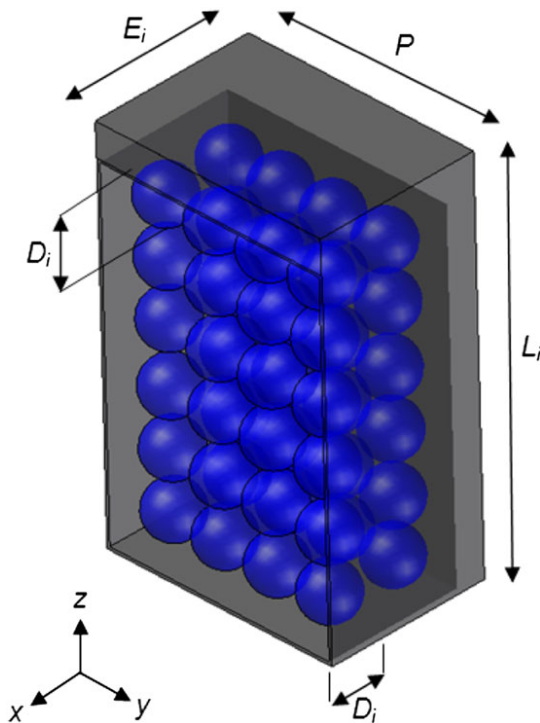


FIGURE 3 Representation of the PCM heat exchanger with its real dimensions (blue) and calculated (gray) [Colour figure can be viewed at wileyonlinelibrary.com]

4 | RESULTS AND DISCUSSION: A CASE STUDY

In order to determine the appropriate operating conditions for the use of a PCM as cold TES, measurements of air temperature have been conducted to define the thermostat setting temperature allowing the phase change phenomenon to occur. Experimentation showed that a setting temperature of -1°C displays an air temperature describing a periodic profile around the phase change temperature of pure water (0°C). The thermostat setting temperature at -1°C gives an air temperature between -1.3 and $+2.3^{\circ}\text{C}$. This allows the melting/solidification cycle of pure water to occur.

The test conditions used in the model are presented in Table 1.

4.1 | Definition of the tolerated velocity range

The 'K 160 M' model ventilator¹⁵ has been selected as a secondary ventilator for the refrigerator, as its power (65 W) is lower than that of the primary ventilator (90 W). The tolerated velocity range is defined by the eco-design norm requirements for the ventilation units. This range is defined from the ventilation efficiency and the ventilator effective power.

TABLE 1 Refrigerator characteristics and test conditions (experimental)

Refrigerator	
Useful volume	600 L
Dimensions	$1.50 \times 0.60 \times 0.66$ m
Polyurethane insulation	0.055 m
Refrigerant	HFC-R600a
Evaporator	Finned
Indoor temperature	-1°C
Exterior temperature	25°C
Evaporation temperature	-10°C
Cooling capacity (at -10°C)	380 W
PCM	
Phase change temperature	0°C
Heat exchanger configuration	Packed bed
Primary ventilator	
Nominal power	90 W
Secondary ventilator	
Nominal power	63 W
Diameter	160 mm

The maximum operating point of ventilation is defined as the operating point with a maximum efficiency value. This is determined from its characteristic curve (pressure drop, velocity) of the ventilator and is found equal to 3.7 m/s for an efficiency of 22.84% and a pressure drop ΔP_v of 193.5 Pa. The minimum velocity is equivalent to the maximum unfavorable acceptable value of the effective power (1250 W/m^3) and is estimated to 2.5 m/s. This velocity value is equivalent to a pressure drop ΔP_v of 250.32 Pa. We can then define the tolerated velocity range which ranges from 2.5 to 3.7 m/s, equivalent to an efficiency interval of [20-22.84%].

4.2 | Definition of equivalent diameter

The heat flux \dot{Q} under the experimental conditions is estimated to 54.84 W. Thermal gains from walls are estimated at 43.04 W which represents 79.4% of the overall heat flux (54.84 W), while gains from door's opening are estimated at 5.39 W (9.83%), and from defrosting device at 5.90 W (10.76%). The daily measured compressor downtime t_{aj} is equal to 12.64 hours, which is equivalent to a PCM-ice mass of 7.15 kg. This quantity occupies 1.2% only of its useful volume and does not affect sensitively the storage capacity of the refrigerator.

Figure 4 illustrates the evolution of \dot{Q}_{PCM} for several values of velocities and their respective equivalent diameters. It is noted that the latter significantly depends on diameter and velocity.

The equivalent diameter D_i is defined as the diameter for which the heat flux between PCM heat exchanger \dot{Q}_{PCM} and air during the phase change cycle is equal to the overall heat flux at the refrigerator \dot{Q} . We note from Figure 4 that the equivalent diameter D_i is between [0.0636 and 0.0724 m] over the velocity range of [2.5-3.7 m/s].

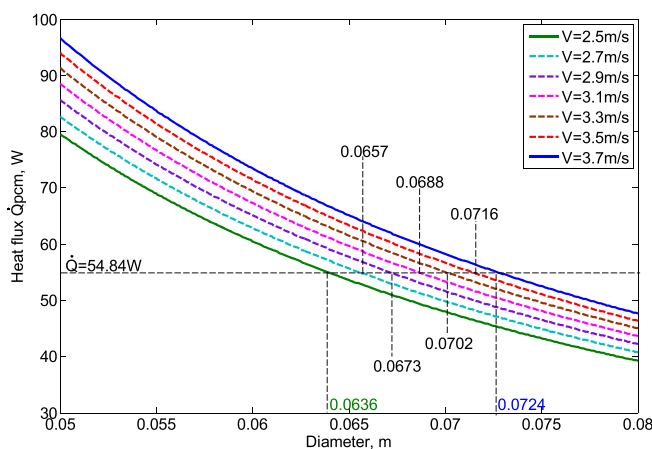


FIGURE 4 Heat flux \dot{Q} and \dot{Q}_{PCM} over the tolerated velocity range [2.5-3.7 m/s] (numerical) [Colour figure can be viewed at wileyonlinelibrary.com]

The equivalent diameter D_i can also be deduced from the values of PCM melting time t_{PCM} . This is due to the fact that \dot{Q}_{PCM} and t_{PCM} are linked as is shown by Equation 12. The daily measured compressor downtime t_{aj} under the experimental conditions (presented in Table 1) is estimated at 12.64 hours. Thus, the equivalent diameter can also be defined as the diameter for which the melting time t_{PCM} is equal to the experimentally estimated compressor downtime t_{aj} at 12.64 hours. Figure 5 shows the evolution of melting time t_{PCM} for several velocity values and their respective equivalent diameters. The melting time is longer for lower velocities but is more affected by the variation of the sphere's diameter. The melting time decreases sensitively with the increase of diameter, and thus with the decrease of surface exchange. It is noted from Figure 5 that the equivalent diameter D_i is between [0.0636 and 0.0724 m], which is the same range that can be found on the heat flux curve (Figure 4).

4.3 | Definition of equivalent length

Figures 6 and 7 illustrate the evolution of the pressure drop through the PCM exchanger for the extreme velocities 3.7 and 2.5 m/s, respectively. They also show the method to define their respective equivalent length. The equivalent length of the PCM exchanger L_i is defined as the length for which the pressure drop through the PCM exchanger ΔP , under the conditions of the velocity and equivalent diameter, is equal to the pressure drop of ventilation ΔP_v that is defined for each operating point ($V, \Delta P_v$) from the characteristic curve.

For each length value belonging to the defined range of $[L_{min}, L_{max}]$, the model calculates the pressure drop through the PCM heat exchanger in the range of diameter

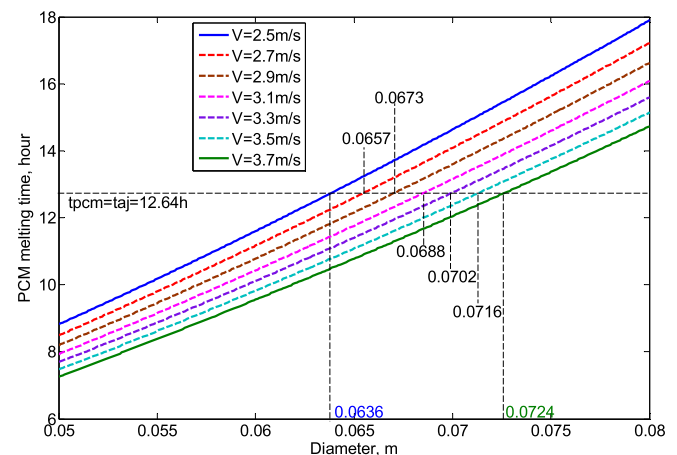


FIGURE 5 Melting time t_{PCM} over the tolerated velocity range [2.5-3.7 m/s] (numerical) [Colour figure can be viewed at wileyonlinelibrary.com]

$[D_{\min}, D_{\max}]$. When a length value gives a pressure drop ΔP equal to ΔP_v , the model uses this value as the equivalent length. This value is defined for each velocity and equivalent diameter value. Figure 6 shows an equivalent length L_i of 18.16 cm for the operating point of (3.7 m/s, 193.5 Pa) and an equivalent diameter D_i of 0.0724 m. Figure 7 shows an equivalent length L_i of 45.8 cm for the operating point of (2.5 m/s, 250.32 Pa) and an equivalent diameter D_i of 0.0636 m.

4.4 | Optimal dimensions of the heat exchanger

The proposed approach for the definition of the optimal dimensions of the heat exchanger consists of defining the optimal velocity value for which the real volume V_{real} , calculated from the equivalent dimensions of the heat exchanger, occupies the maximum volume of PCM volume V_{PCM} , calculated from the thermal loads of the refrigerator. The model generates a sphere diameter value that does not fit the calculated values of the width and the length of the exchanger, and a gap occurs between the dimensions of the calculated PCM volume and the real one to be practically integrated in the exchanger. Thus, this gap R is defined as the difference between V_{PCM} and V_{real} , and the minimum of R is sought. This minimum gives the optimal velocity that is equivalent to the optimal dimensions of the PCM heat exchanger. The minimum of R over the tolerated velocity range corresponds to an optimal equivalent velocity of 3.495 m/s. This operating point (minimum R of 4.93%, ventilation pressure drop of 203.93 Pa, and equivalent velocity of 3.495 m/s) correspond to an optimal sphere diameter of 0.071m, an optimal length of 0.213 m, and an optimal width of 0.148 m. Table 2 shows the values of maximum volume of the PCM V_{PCM} and the real PCM volume to be introduced into

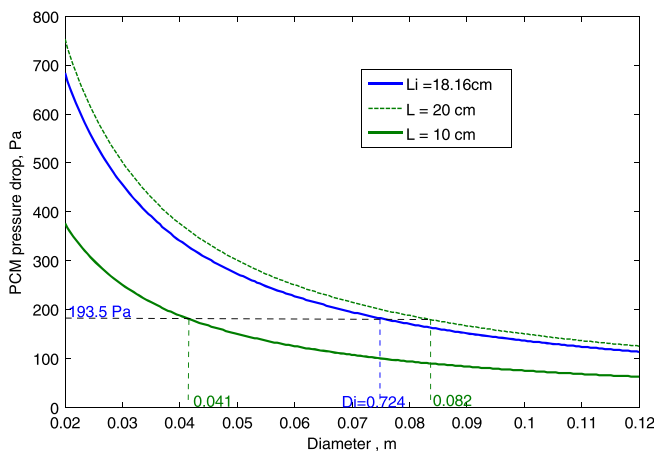


FIGURE 6 Definition of equivalent length at the operating point (3.7 m/s, 193.5 Pa) (numerical) [Colour figure can be viewed at wileyonlinelibrary.com]

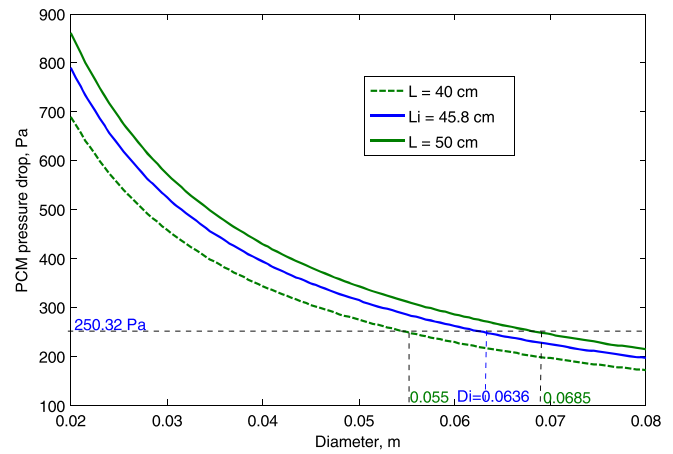


FIGURE 7 Definition of equivalent length at the operating point (2.5 m/s, 250.32 Pa) (numerical) [Colour figure can be viewed at wileyonlinelibrary.com]

the heat exchanger V_{real} , as well as the number of spheres inside for the extreme values of the tolerated velocity range [2.5, 3.7 m/s]:

4.5 | Model validation

The experimental setup realized by Ben Amara¹⁶ is composed of a square section duct (internal dimension: 19 × 19 × 64 cm) that contains a packed bed with 10 rows of 5.5 spheres with a diameter of 0.038 mm each. A Differential Pressure Sensor (Model FCO352) is used to measure the pressure drop in the packed bed heat exchanger with an accuracy of $\pm 0.25\%$. The air temperature is measured using calibrated T-type thermocouples whose accuracy is estimated at $\pm 0.2^\circ\text{C}$. All measuring instruments are connected to a FLUKE HELIOS I type datalogger. The author suggested a correlation from experimental measurements in order to estimate the pressure drop through the heat exchanger, described by the following equation:

$$\Delta P = (C_1 \mu V + C_2 \rho V^2)L + C_3 \rho V^2. \quad (18)$$

Numerical data in comparison with experiment are presented in Figure 8. It is noted that the difference is less than 15% over the tolerated velocity range [2.5–3.7 m/s] (12.86% for 3.7 m/s, and 14.29% for 2.5 m/s).

TABLE 2 Volume and sphere's number of the PCM heat exchanger (numerical)

Velocity, m/s	V_{PCM} , m ³	$n_x \cdot n_y \cdot n_z$	V_{real} , m ³	R , %
2.5	8.3×10^{-3}	$1 \times 7 \times 6$	1.3×10^{-3}	18.8
3.7		$2 \times 6 \times 2$	4.7×10^{-3}	33.9
3.495 (optimal)		$2 \times 7 \times 3$	7.9×10^{-3}	4.93

Ben Amara¹⁶ suggested a correlation from the experimental measurements for evaluating the heat transfer that occurs between spheres contained in a packed bed and air. The correlation is described by the following equation:

$$Nu_m = 1.09 \cdot Re^{0.53} \cdot Pr^{1/3} + 2. \quad (19)$$

Numerical results in comparison with experiment are presented in Figure 9. It is noted that the difference is less than 12% over the tolerated velocity range [2.5–3.7 m/s] (10.78% for 3.7 m/s, and 11.9% for 2.5 m/s).

The test plant used by Ksouksou¹⁷ is a cylindrical packed bed tank containing water as PCM. Solidification and melting of the PCM were done using a HTF that circulates through PCM spheres. The height of the tank is 1.42 m, and its diameter is 0.95 m. The diameter of spheres containing PCM is 77 mm. The test plant controls

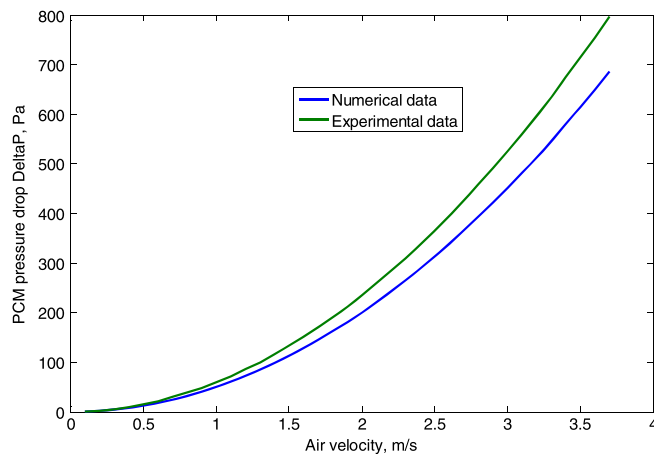


FIGURE 8 Pressure drop through the heat exchanger. Numerical vs experimental [Colour figure can be viewed at wileyonlinelibrary.com]

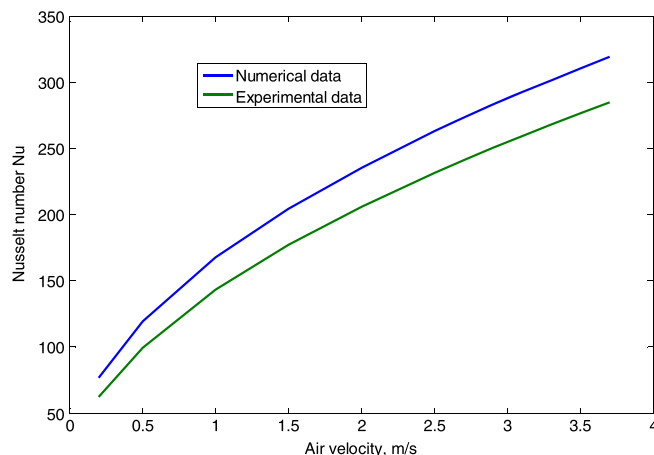


FIGURE 9 Nusselt number through the heat exchanger. Numerical vs experimental [Colour figure can be viewed at wileyonlinelibrary.com]

TABLE 3 Evolution of PCM melting time for a fixed temperature (-6°C)

Flow Rate, m^3/h	PCM Melting Time, h (Num)	PCM Melting Time, h (Exp)	Difference, %
1	9.3	9.9	+6.4
1.5	7.6	8.25	+8.55
2	6.58	5.63	-14.43
2.4	6	5.39	-10.16
2.5	5.88	5.25	-10.71

and measures the temperature and the flow rate of the HTF. Comparison with the numerical results concerned two test conditions:

- Variation of the flow rate for a fixed HTF temperature of -6°C ,
- Variation of temperature for a fixed flow rate of $2.4 \text{ m}^3/\text{h}$.

The evolution of the PCM melting time and the difference between numerical and experimental results are presented in Tables 3 and 4:

4.6 | Comparison with literature's results

Table 5 summarizes the results obtained for the use of PCM in refrigerators according to the type of the PCM and refrigerator's characteristics. To make the results comparable, refrigerator volume, melting point of the PCM, as well as its volume and surface are given. Based on Table 5, the association of the PCM with a conventional refrigerator extends the compressor downtime, enhances the COP of the system, and reduces the energy consumption. It is also noted that a better COP enhancement can be achieved by the application of the PCM at evaporator and condenser surfaces, while PCM in contact with room air permits to obtain a longer extension of the compressor downtime.

TABLE 4 Evolution of PCM melting time for a fixed flow rate ($2.4 \text{ m}^3/\text{h}$)

Fluid Temperature ($^{\circ}\text{C}$)	PCM Melting Time, h (Num)	PCM Melting Time, h (Exp)	Difference, %
-6	6	5.39	-10.16
-5	7.21	6.39	-11.37
-3.8	9.48	9.9	+4.4

TABLE 5 Characteristics and performance of refrigerator coupled to PCM

	PCM Type	PCM Contact	Refrigerator's Volume, L	Melting Temperature, °C	PCM Volume, L	PCM Exchange Surface, m ²	% COP	Compressor Downtime, h	Consumption Reduction, %
Berdja et al (present work)	Packed bed	Air	600	0	7.9	0.665	1.3	12.6	-
Gin et al ¹¹	Plate	Air	153	-15.5	4.6	0.85	-	-	1.2
Azzouz et al ¹⁸	Plate	Evaporator	290	-3	2.8	0.48	10-30%	8.2-9	-
Marquez et al ¹⁹	Plate	Air	155	0	1	0.42	-	4.8	-
Oro et al ²⁰	Plate	Air	270	-18	9	1.33	-	-	-
Alzuwaid et al ²¹	Plate	Air	810	-2	2	-	-	-	5
Wang et al ²²	Cylinder	Between components	-	0	40	1.5	6% 8% 0%	-	-
Sheng et al ^{23,24}	Cylinder	Condenser	220	30.5-50.3	1.225	-	18.7%	4.7	12

5 | CONCLUSIONS

We present a mathematical approach for optimizing the dimensions of a PCM packed bed heat exchanger combined with a ventilator, and coupled to a conventional refrigerator. The PCM heat exchanger is used as cold TES in order to extend the refrigerator downtime and reduce its power consumption, while ensuring quality storage via effective temperature control. The parametric analysis, based on simulation results and experimental measurements, shows that:

For a ventilated finned type evaporator, the selected PCM phase change temperature is required to be between the maximum and minimum inside air temperature, in order to permit the phase change phenomenon to occur.

The determination of the optimal dimensions of the PCM heat exchanger requires the coupling of all system components (refrigerator, PCM, and ventilator) and is conditioned by the model parameters, such as the pressure drop, the tolerable efficient operating conditions and the melting time.

The dimensioned PCM heat exchanger to be integrated into the refrigerator contributes to the improved performance of the refrigerator, without affecting its useful volume. The case study showed that the PCM heat exchanger occupies only 1.2% of the useful volume of a 600-L refrigerator and would ensure a prolonged compressor downtime of 12.6 hours for a PCM-water mass of 7.15 kg.

NOMENCLATURE

A	Average surface of the refrigerator walls (m ²)
D	Hydraulic diameter of the sphere (m)
D_i	Equivalent diameter of the sphere (m)
E_i	Equivalent PCM exchanger width (m)
F_P	Friction factor
H_{PCM}	Convective heat transfer coefficient through PCM (W/(m ² K))
L	PCM exchanger length (m)
L_f	PCM solidification latent heat (kJ/kg)
M_{PCM}	PCM mass (kg)
N	Daily number of compressor on/off cycles
n_x	Number of spheres in the direction of the width E_i
n_y	Number of spheres in the direction of the depth P
n_z	Number of spheres in the direction of the length L_i
n_d	Number of daily door opening (13 times)
$n_{defrost}$	Number of daily defrosts (2 times)

P	PCM exchanger depth (m)
\dot{P}_v	Ventilator nominal power (W)
P_{SFP}	Ventilator specific power, $P_{SFP}=P_v/?$ (Ws/m ³)
$\dot{P}_{defrost}$	Power of the defrost heater (425 W)
\dot{Q}	Overall heat flux at refrigerator (W)
Q_D	Overall thermal loads of refrigerator (kJ)
\dot{Q}_f	Evaporator power (W)
\dot{Q}_{PCM}	Heat transfer exchanged between the PCM and air (W)
$\dot{Q}_{door's opening}$	Heat gains from door opening (W)
\dot{Q}_{wall}	Heat gains through refrigerator walls (W)
$\dot{Q}_{defrost}$	Heat gains from defrosting device (W)
R	Gap between V_{PCM} and V_{real}
S_{PCM}	PCM exchanger's surface (m)
T_{ext}	Average outside air temperature of the refrigerator (°C)
T_{int}	Average inside air temperature of the refrigerator (°C)
t_m	Operating time of a one refrigeration cycle (h)
t_a	Downtime of a one refrigeration cycle (h)
t_{mj}	Daily operating time (h)
t_{aj}	Daily downtime (h)
t_{sol}	Solidification time (h)
T_{PCM}	PCM phase change temperature (°C)
t_{PCM}	PCM melting time (h)
$t_{defrost}$	Defrosting time (600 s)
U	Overall heat transfer coefficient (W/mK)
V_{real}	PCM volume from equivalent dimensions (m ³)
V_{sphere}	Sphere volume calculated on the basis of D_i (m ³)
V_{ref}	Volume of the refrigerator (m ³)
V_{PCM}	PCM heat exchanger volume (m ³)
V_i	Air velocity inside the refrigerator (m/s)
ΔP	Pressure drop through the PCM exchanger (Pa)
ΔP_v	Pressure drop generated by the ventilator at a given operating point (Pa)
Δh_{air}	Enthalpy difference between the refrigerator and the outdoor environment (Wh/kg)

Greek symbols

φ_{air}	Air density (kg/m ³)
ϕ	Volumetric flow rate (m ³ /s)
ρ	Density (kg/m ³)
μ	Dynamic viscosity (Pa s)
ε	Void fraction

Dimensionless

Pr	Prandtl number
Nu_m	Average Nusselt number
Re	Reynolds number
η	Ventilation efficiency

ORCID

Mohand Berdja  <http://orcid.org/0000-0002-5010-1315>

REFERENCES

- Vijayraghavan R, Rana U, Elliott G, MacFarlane D. Protic ionic solids and liquids based on the guanidinium cation as phase-change energy-storage materials. *Energ Technol.* 2013;1(10):609-612.
- Wang Y, Ji H, Zhang T, Shi H, Zhang D, Feng H. Effect of fabrication methodology on morphology, conductivity, and thermal-energy storage of a stearic acid/doped-polyaniline phase-change material. *Energ Technol.* 2015;3(7):734-742.
- Al Abidi AA, Bin Mat S, Sopian K, Suleiman MY, Abdulrahman CHL. Review of thermal energy storage for air conditioning systems. *Renew Sustain Energy Rev.* 2012;16(8):5802-5819.
- Zhang Y, He J. Impact of the relationship between phase change temperature and boundary temperature on the thermal performance of a PCM wall and the presentation of PCM thermal performance indexes. *Heat Transfer Asian Res.* 2016;45(4):379-403.
- Pçttgen P, Ederer T, Altherr L, Lorenz U, Pelz PF. Examination and optimization of a heating circuit for energy-efficient buildings. *Energ Technol.* 2016;4(1):136-144.
- Saitoh T, Hirose K. High-performance phase-change thermal energy storage using spherical capsules. *Chem. Eng. Commun.* 1986;41(1-6):39-58.
- Li R, Wang H, Tu Q. Thermo-economic analysis and optimization of adiabatic compressed air energy storage (A-CAES) system coupled with a Kalina cycle. *Energ Technol.* 2017;6:1011-1025.
- Cheralathan M, Velraj R, Renganarayanan S. Performance analysis on industrial refrigeration system integrated with encapsulated PCM-based cool thermal energy storage system. *Int. J. Energy Res.* 2007;31(14):1398-1413.
- Du Y, Ding Y. Optimization of cold storage efficiency in a Rankine-cycle-based cold energy storage system. *Energ Technol.* 2016;4:1-11.
- Du W, Quan N, Lu P, Xu J, Wei W, Zhang L. Experimental and statistical analysis of the void size distribution and pressure drop validation in packed beds. *Chem. Eng. Res. Des.* 2016;106:115-125.
- Gin B, Farid MM, Bansal P. Effect of door opening and defrost cycle on a freezer with phase change panels. *Energ Conver Manage.* 2010;51(12):2698-2706.

12. Çengel Y, Ghajar A. *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications (4th)*. New York, NY: Mc-Graw-Hill Companies Inc; 2011.
13. NBN EN 13779. Ventilation in non-residential buildings—performance requirements for ventilation and air conditioning systems, <https://www.energieplus-lesite.be>. 2007.
14. Baehr HD, Stefan K. *Heat and Mass Transfer (2nd)*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag; 2006.
15. Available from: www.systemair.com.
16. Ben Amara S. *Écoulements et transfert thermiques en convection naturelle dans les milieux macroporeux alimentaire: application aux réfrigérateurs ménagers. PhD thesis*. France: CEMAGREF; 2005.
17. Kousksou T, Bédécarrats JP, Dumas JP, Mimet A. Dynamic modelling of the storage of an encapsulated ice tank. *Appl Therm Eng*. 2005;25(10):1534-1548.
18. Azzouz K, Leducq D, Gobin D. Enhancing the performance of household refrigerators with latent heat storage: an experimental investigation. *Int. J. Refrig*. 2009;32(7):1634-1644.
19. Marques A, Davies G, Maidment G, Evans J, Wood I. Novel design and performance enhancement of domestic refrigerators with thermal storage. *Appl Therm Eng*. 2014;63(2):511-519.
20. Oro E, Miro L, Farid MM, Cabeza LF. Improving thermal performance of freezers using phase change materials. *International Journal of Refrigeration*. 2012;35(4):984-991.
21. Alzuwaid F, Ge Y, Tassou S, Raeisi A, Gowreesunker L. The novel use of phase change materials in a refrigerated display cabinet: an experimental investigation. *Appl Therm Eng*. 2015;75:770-778.
22. Wang F, Maidment G, Missenden J, Tozer R. The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 1: experimental investigation. *Appl Therm Eng*. 2007;35(27):2893-2901.
23. Cheng WL, Meia BJ, Liub YN, Huanga YH, Yuan XD. A novel household refrigerator with shape-stabilized PCM (phase change material) heat storage condensers: an experimental investigation. *Energy*. 2011;36(10):5797-5804.
24. Cheng WL, Yuan YD. Numerical analysis of a novel household refrigerator with shape-stabilized PCM (phase change material) heat storage condensers. *Energy*. 2013;59:265-276.

How to cite this article: Berdja M, Hamid A, M'ahmed C, Sari O. Novel approach to optimize the dimensions of phase change material thermal storage heat exchanger in refrigeration systems. *Int J Energy Res*. 2018;1–12. <https://doi.org/10.1002/er.4254>



ELSEVIER

Contents lists available at ScienceDirect

International Journal of Refrigeration

journal homepage: www.elsevier.com/locate/ijrefrig

Characteristics and thickness effect of phase change material and frost on heat transfer and thermal performance of conventional refrigerator: Theoretical and experimental investigation

Mohand Berdja^{a,b,*}, Abdelkader Hamid^a, Osmann Sari^c

^aSaad Dahleb University, 9000 Blida, Algeria

^bUnité de Développement des Equipements Solaires, UDES, Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER, 42004 Tipaza, Algeria

^cIndustrial Technologies Department, University of Applied Sciences Western Switzerland, CH 1400 Yverdon-les-Bains, Switzerland

ARTICLE INFO

Article history:

Received 27 May 2018

Revised 1 October 2018

Accepted 16 October 2018

Available online 2 November 2018

Keywords:

Phase change material

Frost

Material characteristics

Energy performance

Heat transfer

Thermal storage

ABSTRACT

In order to design more energy-efficient refrigeration systems through means that have no impact on the environment, the use of phase change materials (PCMs) coupled to the refrigeration systems could be one of the most economically attractive solutions. Among the many possible arrangements of the PCM within a refrigerator, PCM is often on the surface of the evaporator, the location where frost forms. However, beyond a certain thickness, frost would cause an excessive increase in the refrigerator air temperature and a reduction in the energy performance of the refrigerator. The aim of the present study is to clarify the nature and characteristics of frost compared to water as phase change material (PCM), along with the mechanisms with which they affect energy performance and heat transfer within the refrigerator. This is based on a theoretical and experimental investigations conducted on a conventional refrigerator equipped with a flat plate evaporator.

© 2018 Elsevier Ltd and IIR. All rights reserved.

Caractéristiques et effet de l'épaisseur du matériau à changement de phase et du givre sur le transfert de chaleur et les performances thermiques d'un réfrigérateur traditionnel: Étude expérimentale et théorique

Mots-clés: Matériau à changement de phase; Givre; Caractéristique du matériau; Performance énergétique; Transfert de chaleur; Accumulation thermique

1. Introduction

The development of refrigeration and air conditioning is one of the most important factors influencing electricity peak consumption during extended periods of hot weather when power generation and transmission systems often approach their capacity limits. Excessive use of such equipment comes from the fact that the price of a kilowatt hour is relatively low in Algeria, and that refrigeration equipment costs have become affordable.

* Corresponding author at: Unité de Développement des Equipements Solaires, UDES, Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER, 42004 Tipaza, Algeria.

E-mail addresses: berdjamohand@gmail.com, berdja.mohand@udes.dz (M. Berdja).

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.10.003>

0140-7007/© 2018 Elsevier Ltd and IIR. All rights reserved.

Thus, the increase in energy consumption causes voluntary load shedding of the user's supply in order to restore balance between their production and consumption network. This problem prompts the government to acquire new and often expensive power plants, representing an uneconomic investment. The use of a latent cold storage system is associated with more efficient refrigeration systems and could become the solution to this problem in terms of energy savings, depletion of fossil resources, and environmental impact (Chidambaram et al., 2011; Laidi et al., 2012). Many studies were conducted on phase change materials for cold thermal storage, mostly focusing on the integration of PCMs in buildings' structures, solar power systems, PCM properties enhancements, air-conditioning and refrigeration equipment and many other applications. Several interesting and significant

Nomenclature

a_{air}	thermal diffusivity of air (m^2/s)
C_p	specific heat [$J/(kg\ K)$]
D	evaporator thickness (m)
e	thickness of evaporator wall (m)
g	gravity acceleration (m/s^2)
h	convective heat transfer coefficient [$W/(m^2\ K)$]
H	overall heat transfer coefficient [$W/(m^2\ K)$]
K	thermal conductivity [$W/(m\ K)$]
L	characteristic length (m)
\dot{m}_L	refrigerant mass flow (Kg/s)
s	surface crossed by refrigerant [$Kg/(s\ m^2)$]
T_{evap}	evaporator temperature ($^{\circ}C$)
ΔT_{evap}	evaporator temperature variation ($^{\circ}C$)
T_{air}	air temperature inside refrigerator ($^{\circ}C$)
T_{PCM}	PCM phase change temperature ($^{\circ}C$)
X_f	PCM/frost thickness (m)

Greek letters

ν	Cinematic viscosity of air (m^2/s)
μ	Dynamical viscosity of refrigerant (Pa s)
ρ	Ice density (Kg/m^3)
β	Thermal expansion coefficient ($1/K$)

Dimensionless

Ra	Rayleigh number $Ra = g\beta(T - T_{\infty})L^3/a\nu$
Nu	Nusselt number $Nu = hL/K$

Subscripts

L	Liquid refrigerant
PCM	Phase Change Material
air	Air inside the refrigerator
$frost$	Frost
ice	Ice

studies and reviews that were carried out on the use of PCMs and other thermal storage equipment can be found in literature (Farid et al., 2004; Zalba et al., 2003; Oro et al., 2012; Bashar and Siddiqui, 2017; Abokersh et al., 2017).

An interesting study performed on the integration of PCMs in buildings has been presented by Strith and Butala (2007). Authors conducted an experimental and numerical analysis of a phase change material (PCM) integrated into ceiling panels and doors for cooling a building, using the free-cooling principle. Results from measurements under real conditions show that PCMs reduce the temperature fluctuations, bringing more thermal comfort, and reducing the need for additional cooling and air-conditioning in the building. Also, the authors concluded that proper selection of the PCM is one of the main complications with the free-cooling principle, pertaining to obtainment of a complete solidification and melting process of the PCM. Following this, Tzivanidis et al. (2012) conducted a parametric analysis of a ceiling cooling system coupled with a PCM. Authors integrated cooling pipes into the PCM layer, instead of them being embedded in the ceiling slab as per usual for ceiling cooling systems. Based on cold water flowing during the night, this PCM cooling system offers some advantages, such as a high cold storage capacity, a night-time operation at a low price, a shifting daily peak load, and an elimination of leaking from the ceiling. The analysis concerned the effect of the parameters such as pipe spacing, PCM layer thickness, and PCM properties on the system. Authors concluded that a PCM-based system provides a higher level of thermal comfort as the indoor air temperature fluctuation is lower than that of a concrete-based system. Also, the performance of a ceiling cooling system is improved by increasing the difference between the inlet temperatures of the heat trans-

fer water and the PCM's phase change temperature, with a recommended difference value of $6^{\circ}C$. Kousksou et al. (2012) developed a numerical code to study the thermal behavior of building material containing microencapsulated PCM. The study investigated the temperature regulation and heating/cooling rate effects resulting from the incorporation of microencapsulated phase change materials in cement based mortar. The analyze of different parameters such as the heating/cooling rate and the mass fraction of the PCM on the thermal behavior of the PCM allowed to provide a tool to select the adequate PCM in a building materials, for a maximal thermal storage rate.

The use of PCMs as means of thermal storage for solar power systems has attracted a lot of interest in recent years, because of fluctuations in the solar energy input. Several studies in this topic have been mostly focused on heating and air conditioning for building. One reference is the work of Esen and Ayhan (1996) who studied theoretically the performance of solar assisted cylindrical thermal energy storage for domestic heating system. A numerical model has been developed for simulating the transient behavior of phase change thermal energy storage in short term. The storage system consists of cylindrical tubes filled up with a PCM and a heat transfer fluid (HTF) flowing parallel to the tubes. The enthalpic method has been used to solve the phase change problem, as well as the Gauss-Seidel iteration method to solve the resulting set of equations. Based on their numerical results, the authors noticed that a high temperature and mass flow rate of the HTF doesn't affect substantially the PCM melting time. In order to increase the thermal energy storage performance, the authors suggested using a smaller cylinder size, selecting a larger material thermal conductivity of the cylinder, and increasing the effective thermal conductivity through means of fins or matrix structures to be integrated into PCM. Following this, Esen et al. (1998) simulated the transient behavior of two different thermal energy storage configurations with four types of PCMs, in order to optimize its performance. The first configuration consists of cylinders filled up with a PCM and a heat transfer fluid (HTF) flowing parallel to it. The second one is a storage tank filled up with PCM and containing cylindrical tubes where a HTF flowing inside. A parametric study has also been conducted to define optimal geometric design of the thermal energy storage. The authors noticed that the determination of PCM melting time is the most important criteria for selecting the PCM and for designing the storage tank. Melting time should be total so that the PCM can store the maximum of thermal energy equivalent to the sunshine period. This parameter is mostly affected by the type of PCM and configuration. It has also been suggested that the second configuration is more suitable for solar application, as it presents a shorter melting time which is correlated to the thickness of the PCM mass. Later, Esen (2000) performed experiments to validate the numerical model that has been conducted for the thermal energy storage of the first configuration. The experimental setup consists of $30\ m^2$ flat plate solar collectors coupled to thermal energy storage containing 1090 Kg of encapsulated PCM. The material used is $CaCl_2 \cdot 6H_2O$ salt. Numerical and experimental results have been compared and have shown a reasonable agreement. The authors suggested reducing the thickness of the tube walls if lots of tubes with small radii are used in order to reduce the sensible energy stored in the tube material, and to promote latent heat thermal storage in the PCM. They also proposed practical recommendations for a proper operating of such storage systems.

PCMs should possess desirable thermo-physical, kinetic, economical, and chemical properties for an adequate thermal storage system. Although a large substances that have been defined as PCMs, majority of PCMs do not satisfy the criteria required. Beside its advantages, PCMs show some undesirable properties such as a low thermal conductivity, supercooling, corrosion and in-

congruent melting. The study of PCM's properties has gained extensive attention and is a matter of several investigations, which concerns mostly the use of additives to existing PCMs and the combination of different types of PCMs. Cantor (1979) is one of the first to study the PCM properties during melting and solidification phases. The author conducted experimental investigations on salt hydrate phase change material in order to define its thermal behavior during the incongruent melting and solidification phases. This property leads to differences between the enthalpy of fusion and enthalpy of solidification. Author undertook tests by means of differential scanning calorimetry (DSC), in order to determine these differences for several salt hydrates. Results showed that this discrepancy between melting and freezing behavior decreases its potential of thermal energy storage medium. Authors found that the enthalpy of solidification at or near the peritectic temperature is never more than 60% of the enthalpy of fusion for the 'Na₂SO₄–10H₂O' hydrates salt. Following this, Wu et al. (2009) investigated tests on Al₂O₃–H₂O nanofluids, in order to evaluate its potential as a new phase change material for cold thermal energy storage systems. Several samples with different mass fractions of nanofluids were prepared for a cooling test, and the results showed that the ideal fraction of 0.2 wt% Al₂O₃ reduces the total freezing time of the new PCM by 20.5% and the supercooling degree by 70.9%, while the thermal conductivity is increased by 10.5%. Sciacovelli et al. (2013) conducted an analysis of the melting process in a single vertical shell-and-tube thermal energy storage system, using a computational fluid-dynamic (CFD) model based on the enthalpy method to deal with the phase change phenomenon. The temperature evolution and melting interface was analyzed, and the fluid flow was fully resolved in the liquid phase in order to elucidate the role of natural convection during a liquid phase change. Thermal conductivity in PCM is enhanced by adding highly conductive nano-particles, leading to a reduction in the melting time by 15% with a particle volume fraction of 4%. Authors noted that natural convection and inlet heat transfer fluid conditions greatly affect the thermal behavior of the thermal storage system, and represent an additional difficulty for the determination of parameters such as the storing/releasing rate and the melting/solidification time that are needed to design latent heat thermal storage systems. This problem has been solved by Li et al. (2015) who investigated the encapsulation of a PCM in a porous structure in a honeycomb form, and packed it into a stainless steel can to suppress the natural convection of the melted PCM. Experimental results showed that natural convection is suppressed when the PCM and the SiC-honeycomb are together with a mixing ratio of 70–30% in weight.

PCMs have received considerable attention for their heat transfer enhancement in air-conditioning and refrigeration equipment due to their advantage of high latent heat. An interesting study on the integration of cold latent heat thermal energy storage to air-conditioning application has been presented by Ismail et al. (1999). The authors conducted a numerical and experimental study for the component of ice bank for identifying the effect of geometrical and operational parameters on the performance of such equipment. Numerical solution has been realized using the finite difference method and a fixed grid scheme, and the results have been compared with experiment, analytical solutions and an approximate model based upon the integral heat balance method. Complete energy analysis showed that the cold plate temperature and the gap between the cold plates are the parameters that have the most influence on the stored thermal energy and on the time for complete solidification, while the initial temperature of the PCM only slightly affects the energy storage process. Following this, Ismail and Batista de Jesus (1999) performed a numerical model for simulating the solidification of a phase change material around a cold cylinder crossed by an HTF. The mechanism of heat transfer in the liquid PCM during solidification process is

considered to be pure conduction, and the discretization method to be used in the solution of the heat transfer problem is the finite volume method. The moving grid method utilizing the interface immobilization technique has been used to solve the phase change problem. The numerical results have been compared with available numerical and experimental solutions from the literature. The comparison takes into account some parameters such as interface position, ratio of solidified thickness, time for complete solidification and the Nusselt number. The authors examined two discretization schemes (power law and central difference scheme) for tracking the interface position, and they recommend using the central difference scheme because of the low velocities in the pseudo-convective terms. They also concluded that under these conditions, the immobilization technique gives same results as the enthalpic formulation in solving the phase change problem. Interesting studies have been reported on the integration of PCMs inside refrigeration systems where they are put into contact with the evaporator. Mention can be made of the work of Wang et al., (2007), Wang et al., (2007), Wang et al., (2007) who performed an experimental study on a conventional refrigerator with PCMs mounted throughout its different parts. Results indicated the advantages of each PCM's location on the energy performance of the refrigeration system, and obtained a COP improvement of 4% and a reduction of the refrigerant's sub-cooling of 8%. Marques et al. (2014) conducted a numerical study on a vapor-compression refrigerator with a thermal storage device, and concluded that the integration of a PCM in the refrigerator allows to extend the compressor shutdown cycle of 4.8 h, while Alzuwaid et al. (2015) introduced a water-based PCM in a refrigerated cabinet and noted a 5% improvement in the coefficient of performance, with a better control and stability of the air temperature inside the refrigerated cabinet. On the other hand, Gin et al. (2010) analyzed the performance of a freezer during defrosting and door opening cycles after introducing panels filled with PCM and positioned against the inside walls of a freezer. Authors demonstrated that the PCM helped to limit the temperature increase and reduce the energy consumption during these cycles, without justifying the quantity of PCM to be introduced into the refrigerator. An interesting study on improving thermal performance of a domestic refrigerator was presented by Azzouz et al. (2008,2009). The author studied the effect of adding a PCM slab between the insulation wall and the evaporator, and showed that the PCM enhances heat transfer at the evaporator's surface, raises evaporation temperature, and increases COP of the refrigeration system.

However, a recurring problem in refrigeration systems is frost formation at the surface of the evaporator, which has the potential to seriously affect the performance of such systems. This solid ice layer forms as humid air comes into contact with the cold surface of the evaporator. Frost is caused primarily by moisture in the ambient air entering the refrigerator, or partially by the moisture released from the food stored in the refrigerator (Li et al., 2017). In fact, the temperature of the surface of the evaporator is lower than the dew point of the air and the solidification temperature of the condensate. As a result, the moisture in contact with the evaporator surface condenses, solidifies, and forms the frost layer. In order to determine the water mass transport that comes from the humid exterior ambient air and the humidity from fresh food in a domestic refrigerator, Stein et al. (2002) investigated the evaporation rates from the water's open source inside a refrigerator's cabinet and the infiltration of moisture through the cabinet door's gaskets. Temperature, humidity, and power consumption were measured in order to show the effect of the water surface area and the cabinet door gaskets on the overall humidity loading on a refrigerator. Experimental results indicated that the water surface area inside the refrigerated cabinet significantly contributes to the cabinet's humidity level and the evaporator's frost accumu-

lation, and it also generates an additional annual consumption of energy of up to 15–20% relative to the ambient humidity. Indeed, a thick layer of frost reduces the heat transfer on the surface of the flat evaporator and affects the cooling of the air surrounding the evaporator as shown by Cox-Smith and Carrington (1990). The authors examined the performance of a domestic heat pump with a focus on a frosting system analysis on the operation of the heat pump. They noted that below an ambient temperature of 7 °C, the phase change loading of the frost in contact with the evaporator impacts its effectiveness and reduces the seasonal COP by up to 7%. They also noted that the effect of frost and its removal would be to decrease the overall electric input by approximately 5%. In the case of a finned ventilated evaporator, the area where air passes between the evaporator's fins starts to become smaller, causing a larger pressure drop, which produces an additional energy consumption of the refrigerator's compressor. Sengupta et al. (1998) investigated the influence of some parameters regarding frost formation on cylinders where humid air is forced over the cylindrical coil maintained at subfreezing temperatures using an external refrigerator. In their work, the authors presented a detailed description of the frost formation process, and developed empirical formulations for the time dependency of both the frost thickness and the heat transfer coefficient for a cylinder in a humid air cross flow. Ismail et al. (1997) developed a numerical model for evaluating the properties of frost formation around a single vertical cylinder crossed by a laminar wet air. The frost properties taken into account in the model are the thickness, the density and the surface temperature distributions. The first step of the model defines the momentum equation in terms of the vorticity and stream function, for determining the flow field solution. The second step defines the temperature and humidity fields from the resolution of the temperature and the phase continuity equations for different Reynolds number. The third step consists on modeling and solving the frost formation problem, by using the flow, temperature and humidity fields already calculated. Numerical results have been compared to experimental data from literature, and a good agreement has been found for experimental time range of 600 s. The authors noticed that frost thickness increases with the increase of time and humidity. Also, density, thickness and thermal conductivity are the parameters that affect the most the temperature surfaces of the frost. Later, Ismail and Salinas (1999) developed a one-dimension transient model for evaluating frost formation on a flat cold surface crossed by a wet air flow. The model has also been extended for the case of a wet airflow that crosses two parallel cold plates forming a frost layer. The model uses the local volume averaging technique to predict parameters such as frost temperature, density and frost thickness. The frost formation is assumed to have three periods; one-dimensional crystal growth, three-dimensional crystal growth and the quasi-static growth. Authors compared the predicted frost thickness as a function of time with the experimental data in literature, and noticed a difference of less than 10%. The difference is more important during the first stage of frost formation, which is due to the initial conditions imposed in the numerical model and to the precision of experimental measurements during this stage.

Despite several studies on the use of PCMs in refrigeration systems, the problem of frost formation and its effect on such systems in presence of PCMs has not been examined before. To the authors' knowledge, this aspect has only been studied in the case of refrigerators equipped with evaporators alone, or in case of cold surfaces crossed by a wet air. The present study aims to define the effect of a PCM and frost on the energy performance and the heat transfer inside a conventional refrigerator equipped with a flat evaporator. Characteristics of frost are compared to those of water as phase change material (PCM), along with the mechanisms with which they affect energy performance and heat transfer within the refrig-

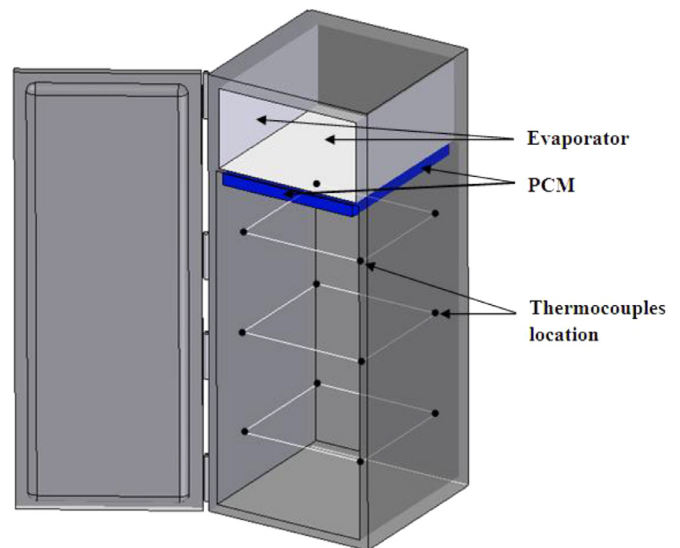


Fig. 1. Thermocouples and PCM location in the refrigerator compartment.

erator. The first part of the paper deals with the thermal analysis conducted on a refrigerator coupled to a PCM. The analysis, based on experimental measurements and a mathematical model, aims to define the effect of PCM on the compressor's downtime, energy performance and heat transfer within the refrigerator. The second part concerns a comparative study that seeks to define, under the chosen cooling conditions and the nature of the PCM and frost, the effect of the thickness of water-PCM and frost on the evaporator's thermal performance and the heat transfer within the refrigerator. The comparison between the two materials is justified because both are on the surface of the evaporator.

2. Thermal analysis of a refrigerator coupled to a PCM

A thermal analysis is conducted on a refrigerator coupled to a PCM, in order to determine its thermal behavior. The analysis comprises two parts:

- Experimental measurements carried out on the refrigerator for the determination of temperature profiles (refrigerating cycle, air, and PCM), electrical consumption, and COP.
- An analytical calculation for the determination of the different heat transfer coefficients inside the refrigerator in the presence of PCM.

2.1. Experimental setup

The experimental study consists of a series of temperature and power consumption measurements conducted on a conventional 400 L refrigerator, which is equipped with a compressor using HFC-R134a as its refrigerant (Fig. 1). A 10 mm PCM layer is uniformly mounted on the evaporator's surface, so that one side of the PCM is brought into direct contact with the evaporator's surface, and the other side is in contact with the room's air.

Temperatures are measured at three (3) equidistant levels in the refrigeration compartment, and at one (1) level in the PCM. For each level of the refrigerator, four (4) thermocouples are mounted. The average temperature of each level is defined as the arithmetic mean of the four (4) measured temperatures. Also, five (5) thermocouples are placed at each component of the refrigerator's cycle in order to follow the refrigerant's temperature evolution. Temperature acquisition is conducted using a Hydra data logger and K type thermocouples. Characteristics of the refrigerator and the PCM are summarized in Table 1:

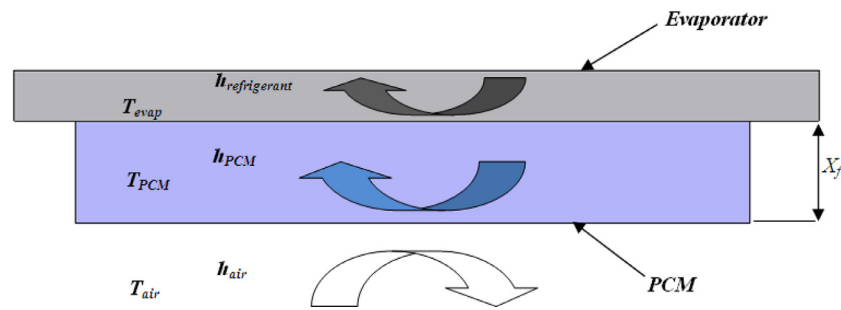


Fig. 2. Calculated convective heat transfer coefficients within the refrigerator.

Table 1
Refrigerator and PCM characteristics.

Refrigerator	
Useful volume	400L
Dimensions	1.45 * 0.52 * 0.52 m
Insulation Polyurethane	0.025 m
Refrigerant	HFC-R 134a
PCM	
Phase change temperature	-11 °C
Dimensions	48*40*10 cm
Thickness	10 mm
Total mass	0.58Kg

2.2. Calculation model

The presence of a PCM layer at the evaporator's surface permits an extension of the compressor's off time. Indeed, the cold stored into the PCM during the compressor's on cycle is released to the evaporator's surface when the compressor is stopped, and keeps the thermostat bulb at a low temperature, allowing the compressor to be idle for a longer time.

However, thicker layers of the PCM could allow for additional thermal resistance that reduces the heat transferred from the chamber air to the evaporator's refrigerant. Thus, the introduction of a thicker layer of PCM would markedly prolong the refrigerator's downtime without being able to maintain an acceptable temperature of the air inside the refrigerator. A calculation model has been set in order to quantify the effect of the PCM's thickness on the refrigerator's thermal behavior. The model is based on two (2) parameters, defined as:

- The overall heat transfer that takes place between the refrigerant flowing through an evaporator and the air within a refrigerator during the compressor's on/off cycles, in the cases where the evaporator's surface is in contact with a PCM (H_{PCM}), and for when an evaporator is without a PCM (H).
- The overall heat transfer that takes place between the refrigerant flowing through the evaporator and the PCM during solidification and melting phases (H_{PCM_evap}).

In order to avoid a fine modeling of the problem, we describe the heat transfer by simple correlations that give the global exchange coefficient in the different mediums of the computational layout (air, PCM, evaporator, wall, and refrigerant). The heat transfer coefficients are calculated for a PCM thickness (X_f) ranging from 5 to 40 mm as illustrated in Fig. 2. A detailed description of the heat transfer phenomenon is not the aim of this work, and some assumptions are presumed in order to simplify the heat transfer problem. The assumptions are as follows:

- The heat transfer is assumed to be one-dimensional.
- The temperature of the air inside the refrigerator is assumed to be at a constant of 5 °C.

- The surface temperature of the evaporator is assumed to be constant during the on and off cycles of the compressor. It is assumed to be -19 °C during the operating cycle and -3 °C during the inactive cycle, respectively. These values are calculated based on the averages measured from the evaporator's surface temperatures. The surface temperature varies between -3 °C and -19 °C for the thermostat setting position (3) as shown in Fig. 4.
- The phase change phenomenon is complete for the melting and solidification processes, and it is assumed that sensible heat is negligible compared to the latent heat of melting/solidification.
- The refrigerator operating mode is a succession of stopping and operating cycles, and is considered as permanent.
- The thermal properties of the PCM are assumed to be the same during the solidification and fusion processes. They are estimated on the basis of an average between the liquid and solid phases.
- The convection in liquid PCM during the solidification process is negligible. The heat transfer mode in both the liquid and the solid PCM is assumed to be through conduction (Lamberg et al., 2004).
- The heat transfer in PCM during the melting process is dominated by natural convection. The conduction is assumed to be negligible (Lim and Bejan, 1992).

2.3. PCM's phase change temperature and PCM arrangement within the refrigerator

The definition of the phase change temperature of the PCM to be integrated into the refrigerator depends on the PCM's position in the refrigerator. It may be in direct contact, or distanced from the evaporator, depending on the configuration of the evaporator and the presence of a fan inside the refrigerator.

The flat plate evaporator type is usually mounted without a fan, necessitating the PCM to be placed in direct contact with the evaporator's surface (see Fig. 3). Usually, the PCM is distanced from a ventilated finned evaporator. Unlike in a ventilated finned evaporator, the chosen phase change temperature of a PCM placed directly against an evaporator's surface must be close to the evaporator's surface temperature so that the PCM can fully solidify during the compressor's on cycle.

In a flat plate evaporator without forced ventilation, the heat transfer of the air inside the refrigerator is mainly governed by natural convection. A low heat transfer rate within the refrigerator allows the PCM to be in direct contact with the evaporator's surface. Thus, the phase change temperature should be lower than the air temperature of the chamber, and approach the plate evaporator's temperature, so that the PCM can solidify during the compressor's on cycle, and melt again during the compressor's off cycle. During the off cycle of the compressor, the stored cold is released partly to the air surrounding the evaporator, and partly to the thermostat

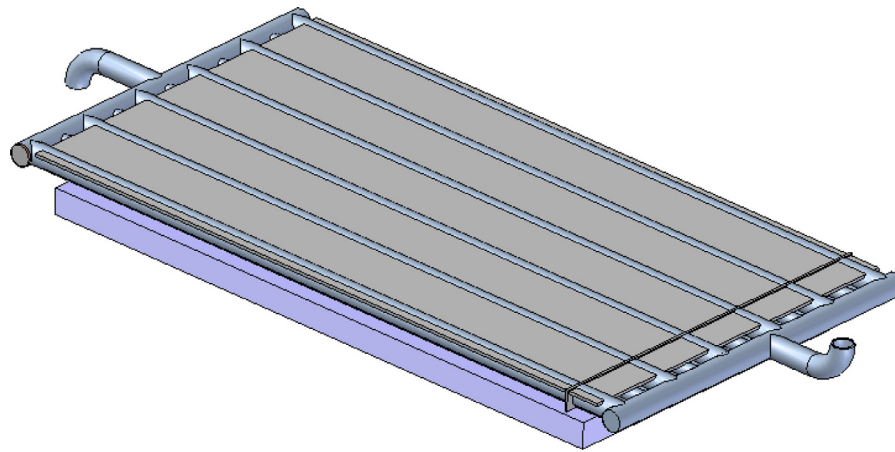


Fig. 3. Design of a flat plate evaporator coupled to a PCM.

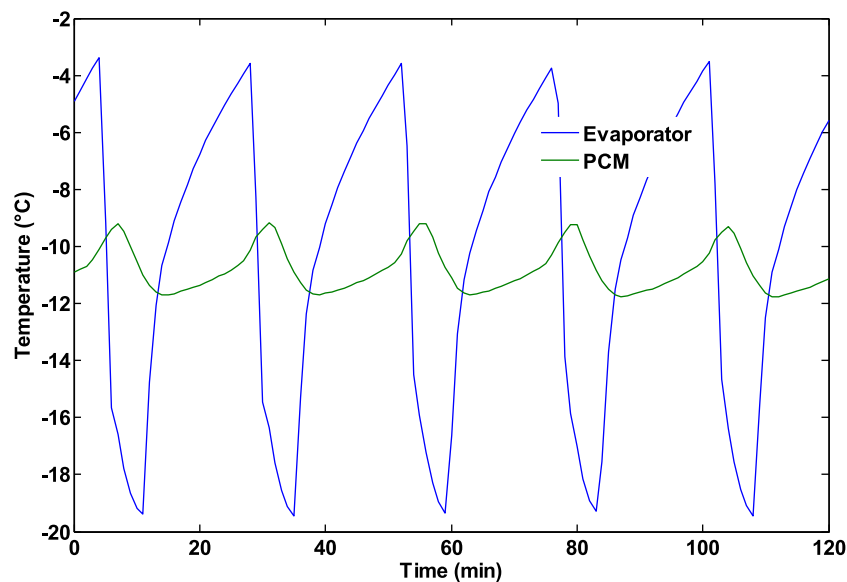


Fig. 4. Measured phase change and evaporation temperatures for a plate evaporator.

bulb mounted on the evaporator's surface, leading to the extension of the compressor's downtime.

The determination of the phase change temperature of the PCM for a plate evaporator depends on the value of the evaporator's surface temperature, which allows the phase change phenomenon to occur (see Fig. 4). In the case of a ventilated finned evaporator, the PCM is distanced from the evaporator and is only in contact with the air in the chamber. Thus, the phase change temperature of the PCM depends on the profile of the air inside the refrigerator.

For the temperature measurements, the *Kapton*® sheathed thermocouple model with naked junction has been used. The thermocouple is of type K, and its dimensions are 1.5 m in length, and 1.3 mm in diameter. The measuring range is -250 to $+400$ °C. Time lag of the thermocouple response is 0.5 s. The accuracy of the measurement is 10^{-4} °C. Increment of time is 5 s.

2.4. Effect of PCM in extending a compressor's downtime

The control of the desired air temperature into a conventional refrigeration system is usually based on the type of thermostat, with the choice of one or the other type depending mainly on the size in volume of the refrigeration system.

For refrigerators with large storage volumes, such as cold rooms, thermal gains in the refrigerator come mainly through the isolated walls. The opening/closing rate of the refrigerator door is generally low compared to small volume domestic refrigerators, and the stored products can last several months inside such refrigerators. For this type of application, an ambient thermostat to control the room's temperature is recommended. Thus, a precise control of the room temperature is enough to ensure long-term storage of perishable stored products. A fan is also necessary for this type of refrigerator in order to homogenize the air temperature inside and to avoid air stratification.

Unlike cold rooms, small and medium-sized domestic refrigerators have a high opening/closing rate of the refrigerator door, and product storage is usually short-lived. The requirements in terms of maintaining and controlling the temperature inside such refrigerators are less than those of the long-term storage refrigerators. In this type of refrigeration system, it is necessary to use a surface thermostat, in which the thermostat bulb is in direct contact with the evaporator's surface. For this type of thermostat, the control of the compressor's operation is based on the surface evaporator's temperature, and not on the air temperature, such as for an ambient thermostat. This type of thermal control prevents excessive

compressor starts with each manipulation of the refrigerator door, which generates an electric overconsumption by the compressor.

Compressor's on cycle: During the operation time of the compressor, the cold refrigerant interacts thermally with the PCM through its surface, and leads to a solidification of the PCM and the cold's storage. A direct contact of the PCM with the evaporator's surface increases the heat transfer at the evaporator's surface. Improved heat transfer increases the evaporator's efficiency and permits easier evaporation of the refrigerant, and consequently generates an increase in the COP of the refrigerating machine.

Compressor's off cycle: While the compressor is off, melting of solidified PCM permits the release of the stored 'cold' both to the air in the chamber, and through the evaporator's surface. The operation of the refrigerator depends exclusively on the surface thermostat, which has a bulb that is in direct contact with the surface of the evaporator. The cold is released partly to the air surrounding the evaporator, and partly to thermostat bulb mounted on the evaporator's surface, resulting in an extension of the compressor's downtime, and a reduction in the number of daily on cycles and daily electricity consumption of the refrigerator. Heat transfer improvement by the PCM on the evaporator's surface is of capital importance in extending the downtime of the refrigerator's compressor.

2.5. PCM effect on the heat transfer inside the refrigerator

During the melting process (compressor's off cycle), the heat transfer in the PCM is dominated by natural convection, and the conduction is assumed to be negligible (Lim and Bejan, 1992). The estimation of convective heat transfer coefficient h_{PCM} of the phase change material during the melting process (compressor off-cycle) is calculated from approximation proposed by Lim and Bejan (1992), which is valid for $Pr > 1$ in rectangular enclosures and based on the Rayleigh number Ra_{PCM} . The evaporation temperature is assumed to be constant and equal to -3°C . This value represents the average of the measured temperature of the evaporator surface during the compressor off cycle.

$$h_{PCM} = \frac{K_{PCM} Nu_{PCM}}{X_f} \quad (1)$$

$$Nu_{PCM} = 0.35 Ra_{PCM}^{0.25} \quad (2)$$

$$Ra_{PCM} = \frac{g\beta(T_{evap} - T_{PCM})X_f^3}{a_{PCM}\nu_{PCM}} \quad (3)$$

The estimation of the PCM convective heat transfer coefficient h_{PCM} during the solidification process (compressor's on cycle) is based on the conductivity and the thickness of the PCM, and only conduction is taken into account (Lamberg et al., 2004). This is expressed by Eq. (4). The evaporation temperature is assumed to be constant and equal to -19°C . This value represents the average of the measured temperature of the evaporator surface during the compressor on cycle. The thermal properties of the PCM are assumed to be constant, and are calculated on the basis of an average between the liquid and solid phases.

$$h_{PCM} = \frac{K_{PCM}}{X_f} \quad (4)$$

Fig. 5 illustrates the evolution of convective heat transfer coefficients within PCM h_{PCM} vis-a-vis the variation of the PCM thickness X_f in the range of 5–40 mm, for both melting and solidification processes. Under same operating conditions for both solidification and melting processes, the variation of h_{PCM} is only depending on the variation of X_f . h_{PCM} is defined for the cases of melting by Eqs. (1)–(3), and for solidification processes by Eq. (4).

It is noted that heat transfer coefficient h_{PCM} is more significant during the melting process, and its values are slightly more sensitive to the PCM's thickness when compared to the solidification process. This is due to the fact that during solidification, heat transfer is governed by conduction, while heat transfer is globally governed by natural convection during the melting process. The decreasing curve of h_{PCM} for the melting process is more pronounced compared to the case of solidification. An increase in PCM thickness intensifies convection heat transfer into the PCM, however, this increase is offset by the increase of PCM thermal resistance with the increase in its thickness.

In order to highlight the effect of PCM thickness on heat transfer inside the refrigerator, we define:

- H_{PCM} as the overall heat transfer coefficient which takes place between the refrigerant flowing through the evaporator and the air inside the refrigerator during the compressor's on/off cycles, for an evaporator coupled to a PCM (Eq. (6)). H_{PCM} is determined for a physical layout that is defined by; aluminum wall of the evaporator, a refrigerant fluid layer which passes between the two evaporator walls, a PCM layer of a variable thickness X_f , and an air layer surrounding the PCM.
- H as the overall heat transfer coefficient which takes place between the refrigerant flowing through the evaporator and the air inside the refrigerator during the compressor's on and off cycles, for an evaporator without a PCM (Eq. (5)). H is defined for a physical layout, which consists of; aluminum wall of the evaporator, a refrigerant fluid layer and an air layer surrounding evaporator surface.

H is considered constant as it only depends on the operating conditions of the refrigerator, and not on the variation of the PCM thickness. However, unlike H , H_{PCM} is not constant and it depends on the variation of the PCM thickness, as it is defined as a function of h_{PCM} .

$$\frac{1}{H} = \frac{1}{h_{air}} + \frac{e}{K_{evap}} + \frac{1}{h_{refrigerant}} \quad (5)$$

$$\frac{1}{H_{PCM}} = \frac{1}{h_{PCM}} + \frac{1}{h_{air}} + \frac{e}{K_{evap}} + \frac{1}{h_{refrigerant}} \quad (6)$$

The calculation of the convective heat transfer coefficient for an evaporation of a refrigerant flowing through an evaporator is based on the widely used formula of Dittus-Boettler (Çengel and Ghajar, 2011).

$$\frac{h_{refrigerant} D}{K_L} = 0.023 \left(\frac{DG_L}{\mu_L} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{pL} \mu_L}{K_L} \right)^{0.4} \quad (7)$$

$$\text{With : } G_L = \frac{m_L}{s} \quad (8)$$

The convective heat exchange coefficient of the inside air is calculated from the approximations of McAdams (Ben Amara, 2005). For natural convection, it is assumed that the difference of temperature between the evaporator's surface and the air surrounding the evaporator is the driving force for the heat transfer inside the refrigerator. The heat transfer coefficient for a natural convection is based on the Rayleigh number Ra_{air} :

$$Ra_{air} = \frac{g\beta(T_{air} - T)L^3}{a_{air}\nu_{air}} \quad (9)$$

While:

$$T = T_{evap} \text{ when } H \text{ is calculated.}$$

$$T = T_{PCM} \text{ when } H_{PCM} \text{ is calculated.}$$

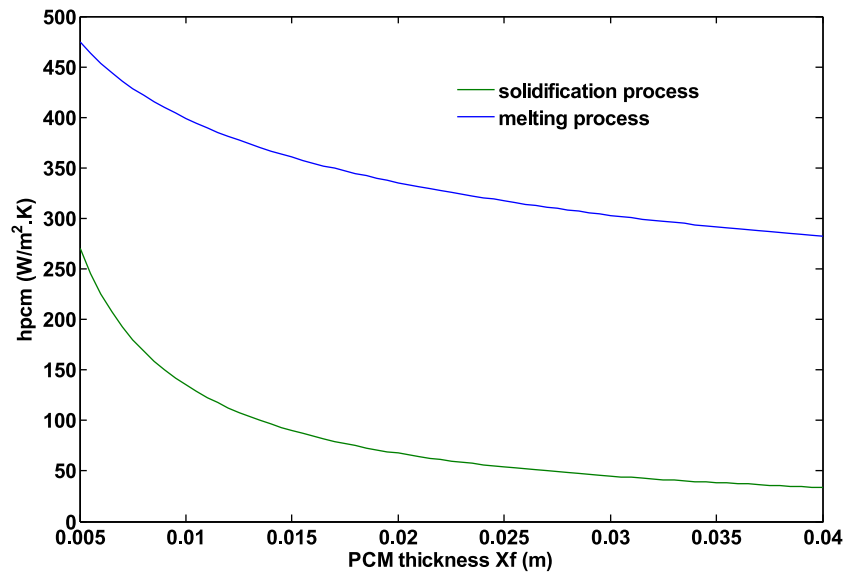


Fig. 5. Heat transfer coefficients through PCM (h_{PCM}). Solidification/melting phases.

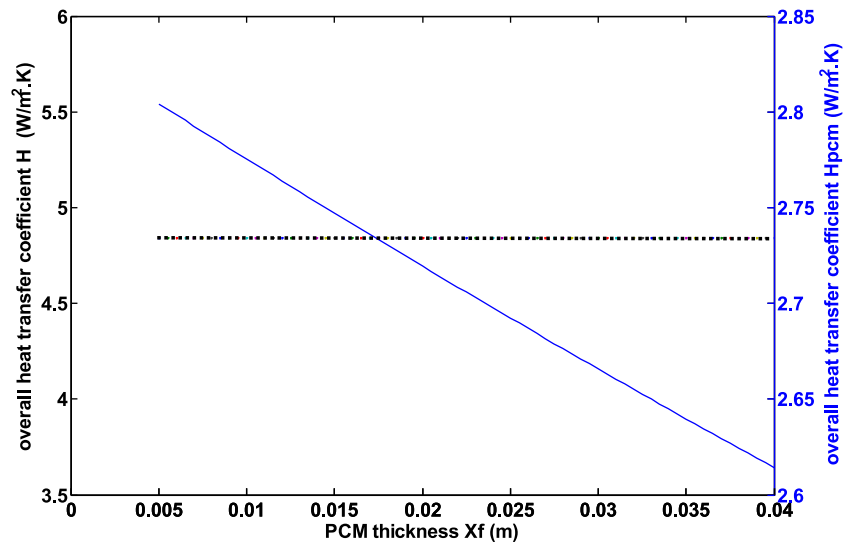


Fig. 6. Overall heat transfer coefficients (H) and (H_{PCM}). Compressor's on cycle.

According to the value of the Rayleigh number calculated, the flow is turbulent ($Nu_{air} > 10^9$). The Nusselt number Nu_{air} is expressed as follows:

$$Nu_{air} = 0.13Ra_{air}^{1/3} \tag{10}$$

The convective heat transfer coefficient of the air is written as follows:

$$h_{air} = \frac{K_{air}Nu_{air}}{L} \tag{11}$$

Coefficients H and H_{PCM} are presented on Figs. 6 and 7 for a compressor's on cycle and off cycle respectively. Comparison between the two coefficients H and H_{PCM} shows that more the PCM thickness grows and more H_{PCM} decreases vis-a-vis H . The difference between the two coefficients is defined by a parameter in percentage. This latter is expressed in percentage, and has been defined as the 'PCM heat transfer loss coefficient' D_{PCM} , represented by Eq. (12):

$$D_{PCM} = \left(\frac{H - H_{PCM}}{H} \right) . 100 \tag{12}$$

It is noted that PCM substantially reduces heat transfer within the refrigerator. The heat transfer coefficient H is reduced by 18.28% during the compressor off cycle (melting process), while reduction reaches 45.18% during the compressor on cycle (solidification process). These values are obtained by calculating the average of D_{PCM} in the range of PCM thickness X_f (5–40 mm). Fig. 8 illustrates the evolution of the coefficient D_{PCM} for both melting and solidification processes.

The air temperature profiles in the refrigerator compartment during the on/off cycles and for an evaporator with and without a PCM are shown in Fig. 9. The temperature is measured at three (3) equidistant levels in the refrigeration compartment. For each level of the refrigerator, four (4) thermocouples are mounted. The average temperature of each level is defined as the average of the four (4) measured temperatures. The reduction in heat transfer within the refrigerator generates an increase in the refrigerator air temperature of up to 1.1 °C when compared to the refrigerator without PCM. This is obtained by calculating the difference between the average measured air temperature for a refrigerator with PCM and without PCM.

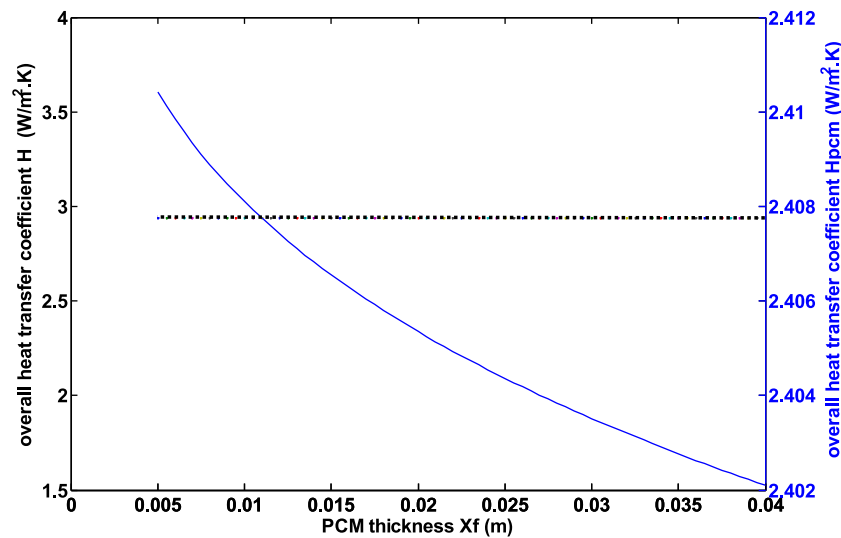


Fig. 7. Overall heat transfer coefficients (H) and (H_{PCM}). Compressor's off cycle.

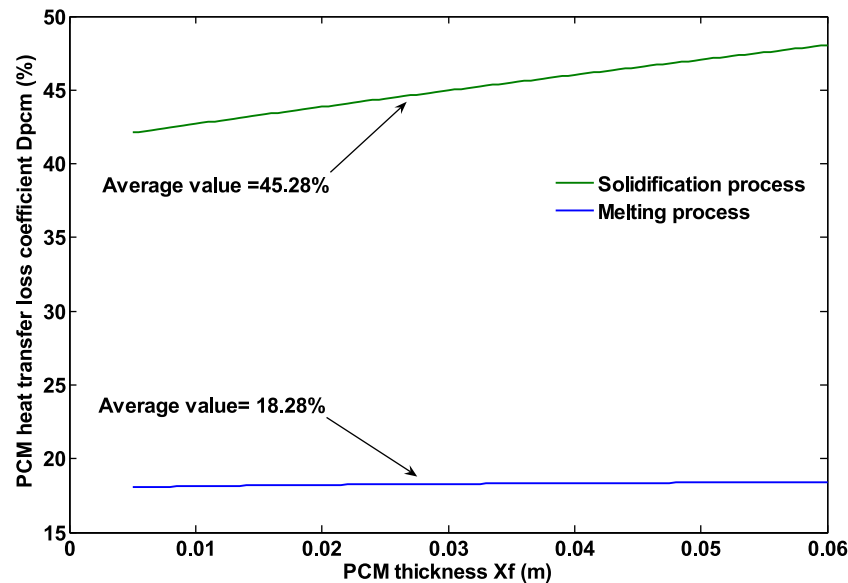


Fig. 8. PCM heat transfer loss coefficient D_{PCM} . Solidification/ melting processes.

2.6. PCM effect on refrigerator's operating condition

As mentioned in section (2.4), the use of a PCM as a thermal storage device extends the refrigerator's downtime, and thus reduces the number of compressor's on cycles for a period of time (see Fig. 10). A high number of compressor's on cycles generate an energy overconsumption of the refrigerator, which is mainly due to 2 parameters:

- When the compressor stops, a pressure balance in the refrigerant circuit of the refrigerator occurs between the condenser and the evaporator. Thus, the high pressure refrigerant in the condenser migrates to the low pressure refrigerant in the evaporator. This transfer of mass from high to low pressure results in a transfer of energy from the condenser to the evaporator. In order to offset this additional energy, the compressor is required to work longer during each on cycle (Gin et al., 2010).
- The high current at each start of the compressor's cycle contributes to an increase in power consumption, and could be significant over a long period of the refrigerator's operation.

Table 2 shows the measured values of the daily operating time, the numbers of compressor's on cycles, and the power consumption under test conditions (Table 1).

Power consumption of the refrigerator is measured by an energy meter (Phywe model) for a period of 24 h. The value of the reduction in power consumption in Table 2 is obtained between a refrigerator with and without PCM.

Reduction in the number of daily cycles between a refrigerator with and without PCM is obtained by defining N as the number of cycles over a period of 24 h, expressed by the following equation. The value of the reduction in number of daily cycles in Table 2 is obtained by a comparison between a refrigerator with and without PCM.

$$N = \frac{(24.3600)}{(t_o + t_s)} \quad (13)$$

The parameters t_o and t_s (in sec) are defined from the experimental measurements operated on the refrigerator. They represent respectively the operating and stopping time of one (1) refrigerating cycle. These values are quasi-constant as the refrigerator oper-

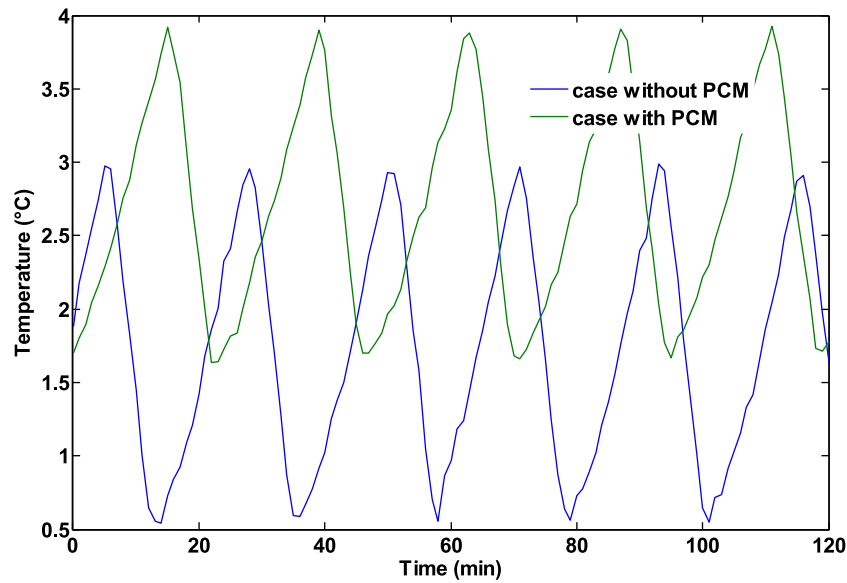


Fig. 9. Air temperature profiles. Cases with and without PCM. Compressor's on/off cycle.

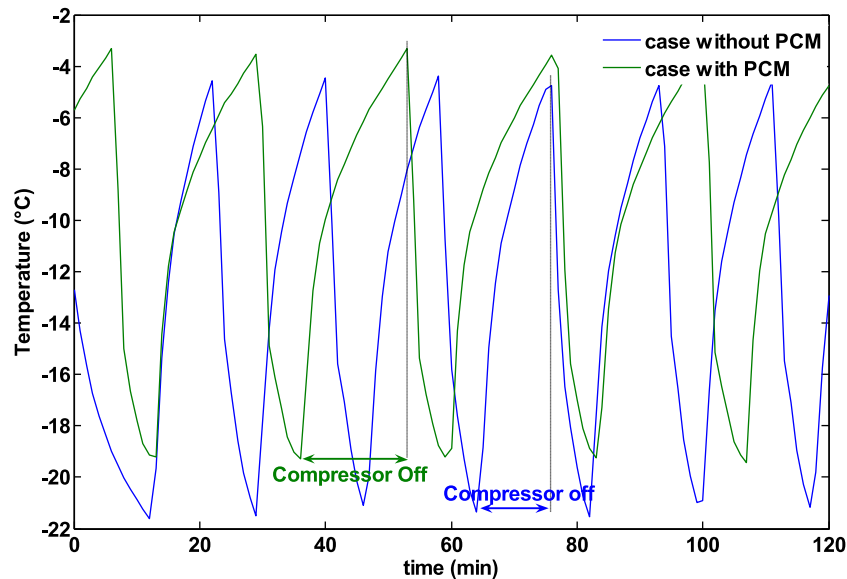


Fig. 10. Evaporation temperatures during the compressor's on/off cycles. With PCM and without PCM.

Table 2

Daily operating time, number of on cycles and power consumption of the refrigerator (experimental).

Reduction in the number of daily on- cycles	Reduction in power consumption	Reduction in the daily operating time
14.5%	10%	17.6%

ating mode consists on a series of successive stopping and operating cycles under constant operating conditions.

The value of the reduction in daily operating time t_{mo} in Table 2 is obtained between a refrigerator with and without PCM. The daily operating time is defined by the following equation:

$$t_{mo} = t_o \cdot N \tag{14}$$

2.7. PCM effect on the coefficient of performance (COP)

The improvement of the evaporator's performance is associated with an increase in the evaporation temperature of the refrigerant.

This allows the refrigerant flowing into the evaporator to evaporate more easily, reducing the compressor's work and improving COP.

The improvement of the heat transfer at the evaporator generates an increase in the vapors of the refrigerant inside evaporator. This allows a slight increase in the saturation pressure of the refrigerant and an increase in its evaporation temperature (Azzouz et al., 2008,2009). This increase in evaporation temperature is shown in Fig. 10.

In order to define the effect of PCM on the performance of the evaporator, the overall heat transfer coefficient from evaporator H_{PCM_evap} is determined (Eq. (15)). This coefficient quantifies

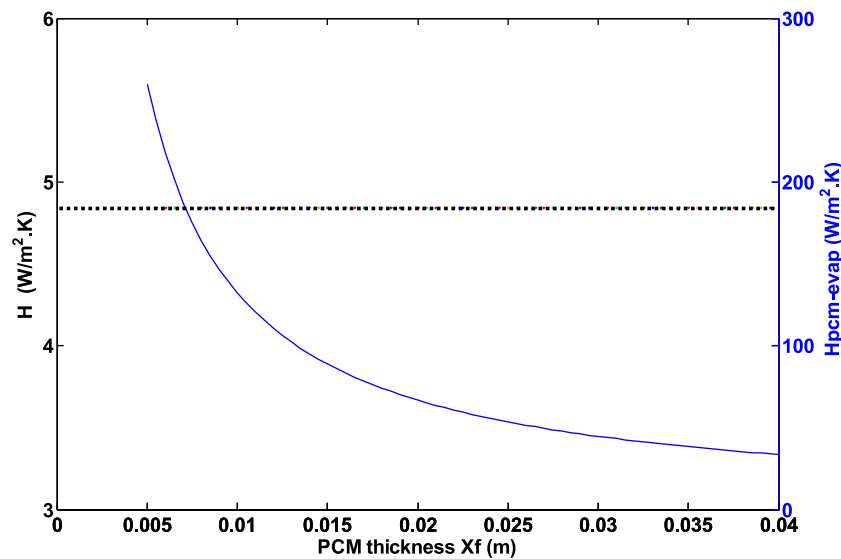


Fig. 11. Heat transfer evolution at the evaporator. Solidification case.

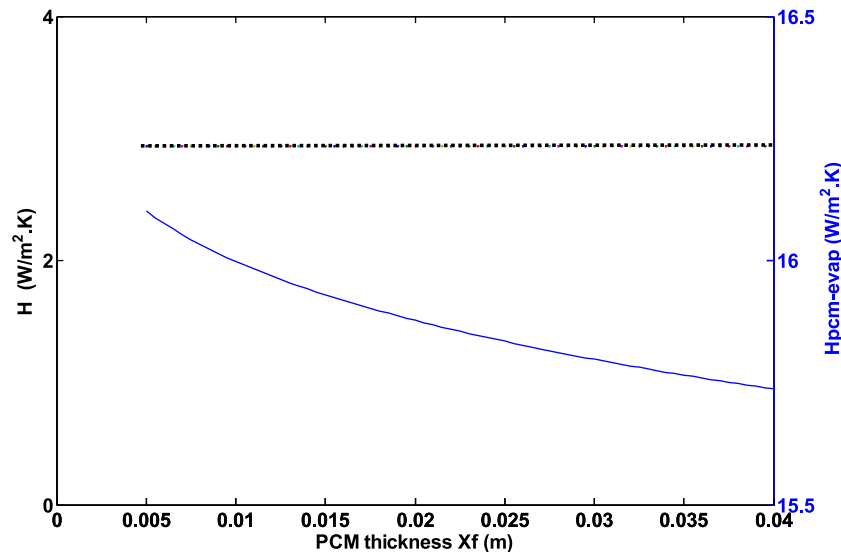


Fig. 12. Heat transfer evolution at the evaporator. Melting case.

the heat flux which takes place between the refrigerant evaporator and the PCM, when the evaporator is in contact with PCM. This coefficient gives an overview on the performance of the evaporator after adding the PCM, and is compared to the constant overall heat transfer coefficient from evaporator without PCM, H .

This coefficient is determined for a physical layout that is defined by; aluminum wall of the evaporator, a refrigerant fluid layer and a PCM layer of a variable thickness X_f .

$$\frac{1}{H_{PCM_evap}} = \frac{1}{h_{PCM}} + \frac{e}{K_{evap}} + \frac{1}{h_{refrigerant}} \quad (15)$$

Figs. 11 and 12 illustrate the overall heat transfer coefficient H_{PCM_evap} compared to the case without PCM. They show evolution of the coefficient according to thickness, for melting and solidification processes, respectively.

Heat transfer coefficients are calculated during the compressor's on and off cycles. It is noted that an improvement in the heat transfer at the evaporator is from $260 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ to $33.9 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, calculated in the thickness range of 5–40 mm during the compressor's on cycle. This improvement is due to the dominance term

of a forced convective heat transfer coefficient of the refrigerant through evaporator.

An improvement in the order of $\sim 16 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ during the compressor's off cycle is also noticed, but with a less magnitude, which is due to the fact that the refrigerant is in a stagnation phase when the compressor stops. Heat transfer doesn't present any noticeable variation despite the thickness variation, which is most likely due to the dominance of natural convection into the PCM.

The measured COP values of the refrigeration cycle associated with their refrigerant's evaporation temperatures are presented in Table 3. The experiment showed an average increase of the evaporation temperature by 2°C and an average COP increase of 5.05% after the addition of a 10 mm thickness PCM at the evaporator's surface.

3. PCM vs. frost

Frost formation is a phenomenon that often occurs in refrigerators equipped with evaporators without a defrost system. Beyond

Table 3
COP values and the evaporator's temperature.

COP with PCM	T_{evap} (°C)	COP without PCM	T_{evap} (°C)	COP improvement	ΔT_{evap} (°C)
2.77	-19.36	2.63	-21.25	5.05%	1.89

a certain thickness, frost formed on an evaporator's surface may decrease the heat transfer that takes place between the refrigerant flowing through the evaporator and the air surrounding the evaporator within the refrigerator. A decrease in the overall heat transfer at the evaporator lowers the evaporator's performance and generates an overconsumption of energy by the compressor.

In this section, the overall heat transfer coefficients through the evaporator in the presence of PCM and frost are calculated, in order to highlight the influence of the thickness of each, the frost and the pure water PCM, on the heat transfer inside the refrigerator. Frost is considered as water under its solid phase, while PCM is considered as pure water under its solid/liquid transition cycle. The studied thickness range of the frost and the PCM are from 5 to 40 mm.

3.1. Calculation assumptions

In order to study the PCM/frost effect on heat transfer inside a refrigerator, some assumptions and considerations are taken into account:

- Frost is a gradual deposit of ice at the evaporator's surface, formed very slowly over time from air moisture, which undergoes condensation and solidification. It is considered as water under its solid phase, which does not melt during the compressor's off cycle. Therefore, it is assumed that the heat transfer through the frost is by conduction.
- The PCM is assumed to solidify and melt during the compressor's on and off cycles, respectively. PCM is assumed to be a liquid pure water that solidifies during the compressor's on cycle, and an ice solidly packed that melts during the compressor's off cycle. Natural convection is taken into account in the heat transfer into PCM.
- Frost generally does not melt because its temperature substantially follows the evaporator's temperature because it is in direct contact with the evaporator's surface. (Measured evaporator's surface temperature oscillates between a maximum of -3 and a minimum of -19 °C as mentioned in Section 2.2). Therefore, frost is considered to be kept in its solid phase, because its temperature is always lower than that of its phase change temperature (around 0 °C). However, the phase change temperature of PCM is -11 °C, and is chosen to be close to the evaporator's surface temperature, in order to allow its liquid / solid phase change transition to occur (see Fig. 4).
- The process of the formation of frost on subfreezing surfaces is complicated. Leoni et al. (2017) conducted an experimental study on frost formation and development on cold flat plate surfaces, and showed that the plate temperature and the relative air humidity are the most influential parameters regarding frost properties (thickness, density and thermal conductivity). For purposes of comparison with the PCM, it is assumed that thermal conductivity of frost depends only on the density, and is considered constant in the entire frost layer independent of the thickness variations within (Kim et al., 2017).
- The properties of PCM-water are considered constant for the same operating temperature, and its characteristics are taken from the database of the software COOLPACK (COOLPACK Refrigeration Utilities database).

3.2. Definition of thermal resistance of the frost and the PCM

The calculation of the thermal conductivity of the frost on a flat surface is based on the approximation of Kim et al. (2017):

$$K_{\text{frost}} = 0,132 + 3,13 \cdot 10^{-4} \rho_{\text{frost}} + 1,6 \cdot 10^{-7} \rho_{\text{frost}}^2 \quad (16)$$

Where ρ_{frost} is the frost's density represented by the following correlation (Leoni et al., 2017):

$$\rho_{\text{frost}} = \left(0,627 \cdot \left(1 + \frac{T_{\text{ev}}}{273,15} \right) \cdot \left(1 + \frac{T_{\text{air}}}{273,15} \right)^{1/3} - 0,565 \right) \rho_{\text{ice}} \quad (17)$$

Figs. 13 and 14 illustrate the evolution of the thermal resistance to heat transfer of the pure water R_{PCM} in comparison with frost R_{frost} , for the solidification melting and processes, respectively. These coefficients (expressed in m².K/W) are defined by the inverse of the heat transfer coefficient. They are only depending on the variation of thickness.

R_{PCM} is calculated from the characteristics of pure water (COOLPACK database) and its evolution depends on h_{PCM} . The PCM is assumed to solidify and melt during the compressor's on and off cycles. For the calculation of h_{PCM} , it is assumed that only convection is taken into account during the melting process (Lim and Bejan, 1992), and only conduction is taken into account during solidification process (Lamberg et al., 2004).

Moreover, R_{frost} is calculated from the characteristics of frost according to Kim et al. (2017). Unlike PCM, frost is considered to be always in its solid phase as it has been explained in Section 3.1, and only conduction is considered for the calculation of R_{frost} .

R_{frost} is considered as the thermal resistance caused by the frost, and R_{PCM} is the thermal resistance caused by the PCM, and are expressed by the following:

$$R_{\text{PCM}} = \frac{1}{h_{\text{PCM}}} \quad (18)$$

$$R_{\text{frost}} = \frac{X_f}{K_{\text{frost}}} \quad (19)$$

It can be seen from Figs. 13 and 14 that the thermal resistance of the frost layer is always greater than the thermal resistance of the PCM. The difference between these two profiles is small in the interval of thinner widths, and increases with the increase in thickness. However, PCM presents a lower thermal resistance and seems to be less sensitive to the increase in its thickness in the range of the widths considered. This can be explained by the fact that the PCM is more thermally conductive than frost. Also, the heat transfer through the PCM during the off cycle of the compressor is governed by natural convection. We infer that this mode of transfer compensates for the increase in thermal resistance correlating to the increase in the thickness of the PCM. It can also be seen from Figs. 13 and 14 that the evolution of frost thermal resistance is the same under constant operating conditions of the refrigerator. This is due to the absence of phase change during both compressor's on and off cycles.

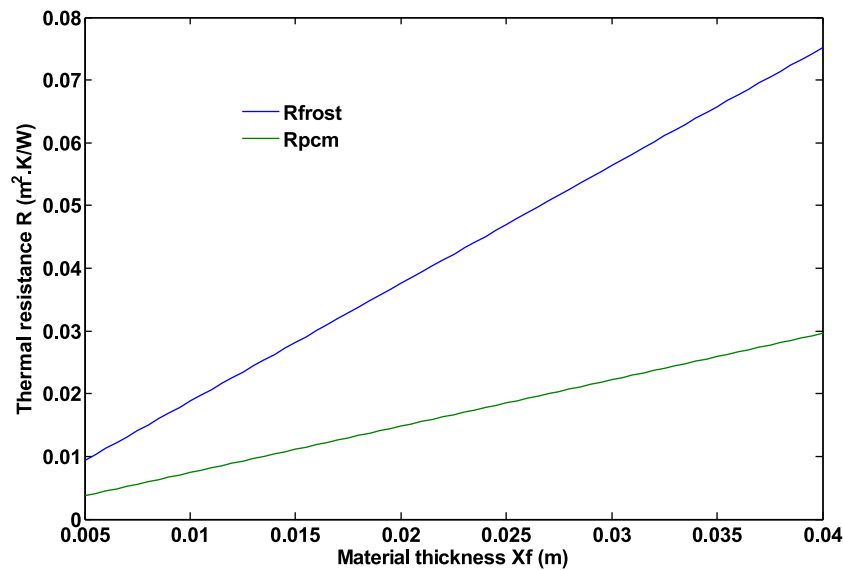


Fig. 13. Thermal resistance R_{frost} vs. R_{PCM} . Compressor's on cycle.

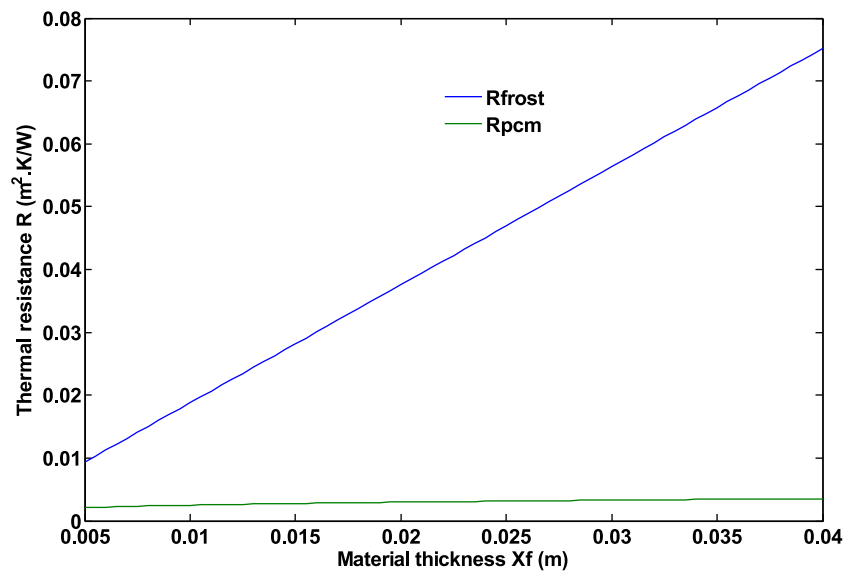


Fig. 14. Thermal resistance R_{frost} vs. R_{PCM} . Compressor's off cycle.

3.3. Effect of the frost and the PCM on the evaporator's performance

In order to evaluate the effect of PCM and frost on the performance of the evaporator, the overall heat transfer coefficient from evaporator is determined. This latter permits to quantify the heat flux passing through the evaporator in contact with PCM, in comparison with an evaporator in contact with frost.

The overall heat transfer coefficient which takes place between the refrigerant evaporator and the PCM is defined earlier by H_{PCM_evap} , while the coefficient between the refrigerant evaporator and frost is defined by H_{frost_evap} . The latter is determined for a physical layout that is defined by; aluminum wall of the evaporator, a refrigerant fluid layer and a frost layer, and is expressed by Eq. (20).

$$\frac{1}{H_{frost_evap}} = \frac{X_f}{K_{frost}} + \frac{e}{K_{evap}} + \frac{1}{h_{refrigerant}} \quad (20)$$

Figs. 15 and 16 illustrate the evolution of H_{PCM_evap} , in comparison with H_{frost_evap} according to variation of the thickness, for the

melting and solidification processes, respectively. It is noted from Fig. 15 that there is a marked improvement of heat transfer at the evaporator during the compressor's on cycle for both the PCM and the frost, with a slight advantage for the PCM. Nevertheless, it can be noted that this improvement decreases rapidly as the thickness increases due to the conduction mode that governs heat transfer inside both the PCM and the frost during this cycle. However, it is noticed that during the compressor's off cycle (see Fig. 16), the heat transfer is improved for both the PCM and the frost but at a lesser magnitude than for the on cycle. This is due to the fact that heat transfer is more affected by the forced thermal convection of the refrigerant in motion inside the evaporator as it operates, than when the refrigerant is in its stagnation phase during the compressor's off cycle. It is also noted that the value of H_{PCM_evap} is almost insensitive to the increases in layer thickness in the range of the widths considered. This is due to the heat transfer mode which is assumed to be natural convection in PCMs.

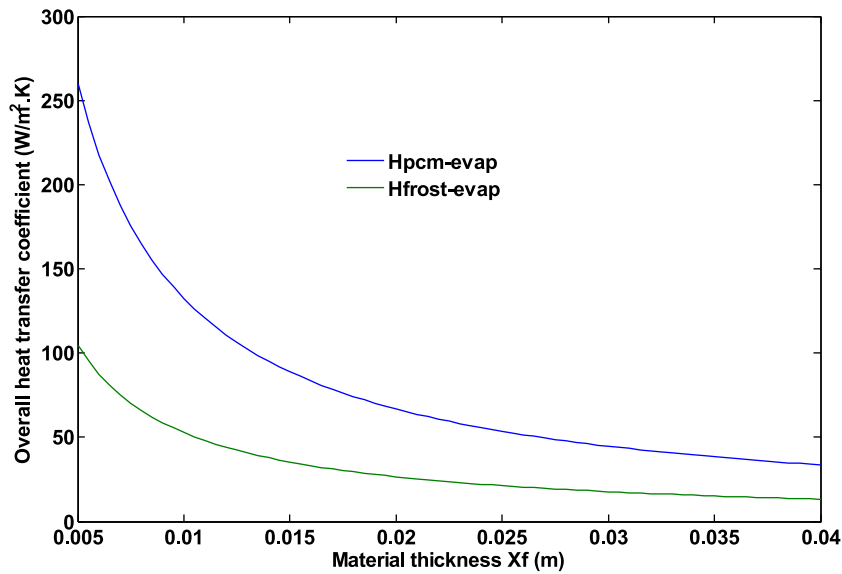


Fig. 15. Heat transfer evolution at the evaporator. Compressor's on cycle.

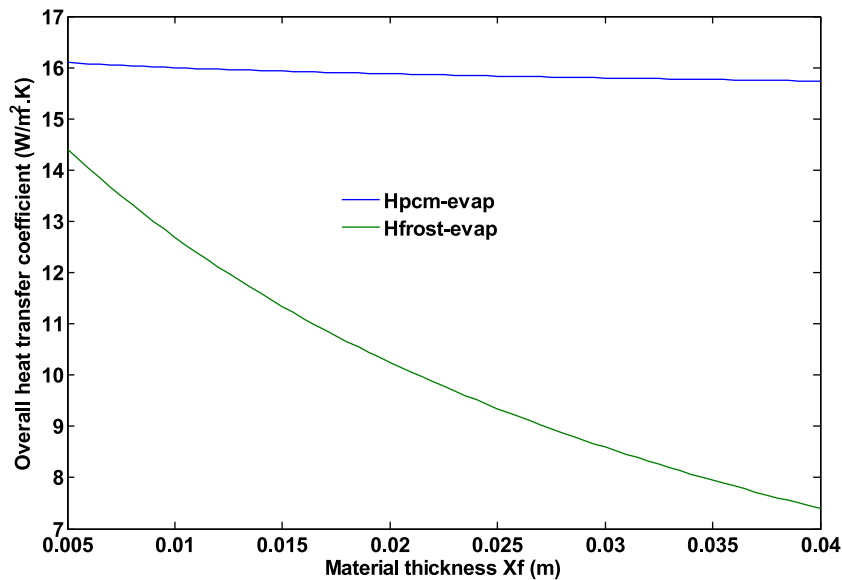


Fig. 16. Heat transfer evolution at the evaporator. Compressor's off cycle.

3.4. Effect of the frost and the PCM on heat transfer

In order to quantify the effect of PCM and frost on heat transfer, we introduce the coefficients D_{PCM} and D_{frost} , which we define as heat transfer loss coefficients of the PCM and the frost layer, respectively. The coefficients D_{PCM} and D_{frost} have been calculated in the range of PCM thickness X_f (5–40 mm).

The coefficient D_{PCM} compares the overall heat transfer coefficient which takes place between the refrigerant evaporator and the air inside refrigerator in presence of PCM H_{PCM} , with the same coefficient for the case of an evaporator alone H . This coefficient is expressed in percentage, and has been defined as the 'PCM heat transfer loss coefficient', represented by Eq. (12).

D_{frost} is a comparison between the overall heat transfer coefficient which take place between the refrigerant evaporator and the air inside refrigerator in presence of frost H_{frost} (Eq. (22)), with the case of an evaporator alone. This coefficient has been defined as

the 'frost heat transfer loss coefficient', represented by Eq. (21):

$$D_{frost} = \left(\frac{H - H_{frost}}{H} \right) \cdot 100 \tag{21}$$

$$\text{With : } \frac{1}{H_{frost}} = \frac{1}{h_{air}} + \frac{X_f}{K_{frost}} + \frac{e}{K_{evap}} + \frac{1}{h_{refrigerant}} \tag{22}$$

The evolution of D_{PCM} and D_{frost} in the range of PCM thickness X_f (5–40 mm) is showed by Figs. 17 and 18, for the cases of melting and solidification processes, respectively. Two values of thickness (10 and 40 mm) for both PCM and frost have been given as an example, to show how the thickness of each material affects the heat transfer inside the refrigerator.

It is noted from Fig. 17 that for an evaporator coupled to a PCM, during the compressor's on cycle, a 10 mm thickness of PCM presents a loss coefficient D_{PCM} of 42.7% in the overall heat transfer compared to an evaporator without a PCM. This reduction is

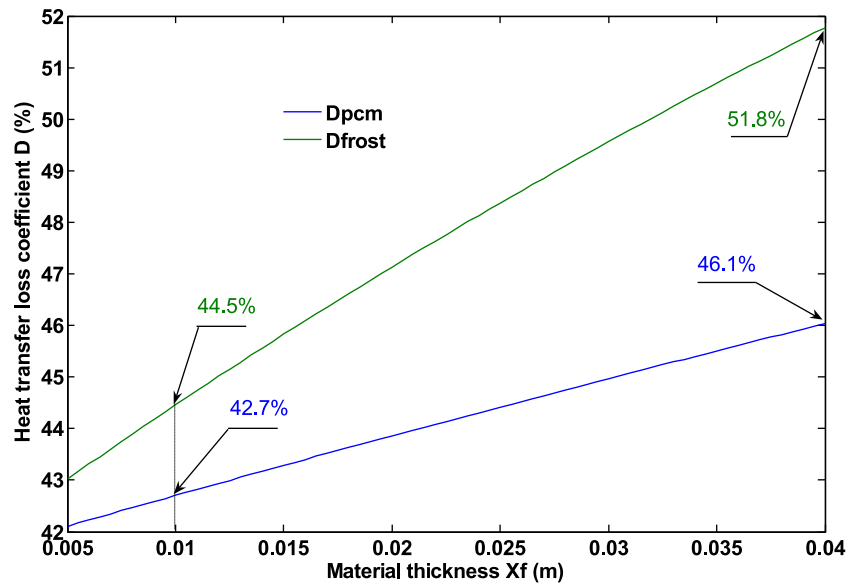


Fig. 17. Thermal loss coefficients, D_{PCM} and D_{frost} - Compressor's on cycle.

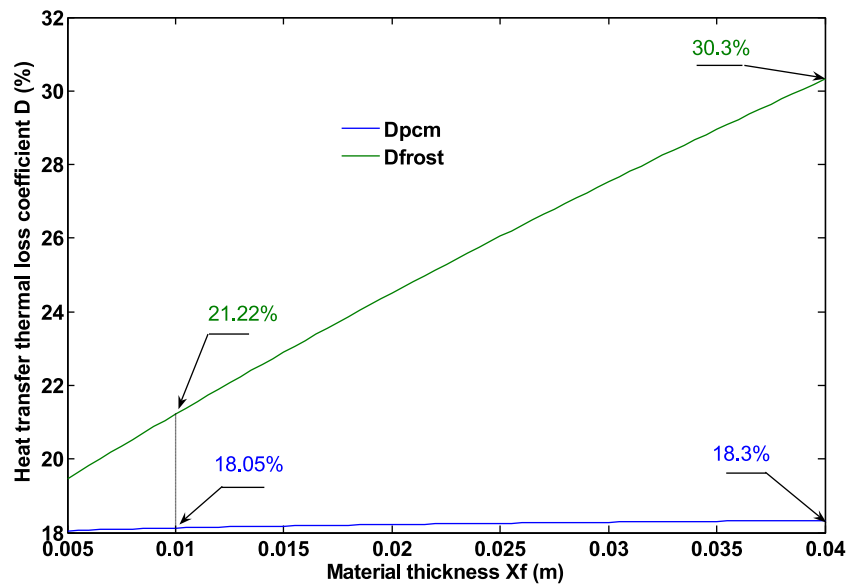


Fig. 18. Thermal loss coefficients, D_{PCM} and D_{frost} - Compressor's off cycle.

46.1% for a thickness of 40 mm. However, the variation of the frost loss coefficient D_{frost} shows more sensitivity to the thickness than the PCM loss coefficient D_{PCM} . Frost presents a loss coefficient of 44.46% for a 10 mm thickness, and reaches 51.8% for a thickness of 40 mm. PCM and frost impact the heat transfer inside the refrigerator with the same magnitude.

However, when the compressor stops (see Fig. 18), it is noted that the PCM has a lesser impact on the heat transfer compared to the frost. For comparison, a 10 mm thickness PCM shows a loss of 18% in heat transfer compared to an evaporator without a PCM and an 18.3% loss for a thickness of 40 mm. On the other hand, frost presents a heat transfer loss coefficient D_{frost} of 21.22% for a 10 mm thickness, and reaches 30.3% for a thickness of 40 mm. Frost may then affect more significantly the heat transfer that occurs between the refrigerant flowing through the evaporator and the air within the refrigerator, causing an increase in the air temperature inside the refrigerator, which presents a higher risk of deterioration of stored products.

4. Conclusion

The study based on experimental measurements and a mathematical model deals with the effects of PCM (phase change material) on the operating conditions and the heat transfer within a domestic refrigerator equipped with a flat plate evaporator. A comparative study dealing with the effects of the PCM and the frost on the heat transfer inside the refrigerator is also discussed. The results from analytical and experimental findings can be summarized as follows:

- The PCM's phase change temperature must be close to the evaporator's temperature in order for the phase change phenomenon to occur.
- The addition of PCM layer generates an improvement in the heat transfer at the evaporator resulting in COP and a reduction in the daily consumption. However, it would reduce the heat transfer that occurs between the refrigerant and the air inside refrigerator, generating a slight increase in the air temperature.

- The frost's effect on heat transfer is more evident during the compressor's off cycle when compared to PCM. However, PCM and frost impact the heat transfer with the same magnitude during the compressor's on cycle.

Acknowledgments

The authors are thankful to the Unité de Développement des Equipements Solaires (UDES epst CDER) for the research support.

References

- Abokersh, M.H., Osman, M., El-Baz, O., El-Morsi, M., Sharaf, O., 2017. Review of the phase change material (PCM) usage for solar domestic water heating systems (SDWHS). *Int. J. Energy Res.* 42, 329–357.
- Alzuwaid, F., Ge, Y., Tassou, S., Raeisi, A., Gowreesunker, L., 2015. The novel use of phase change materials in a refrigerated display cabinet: an experimental investigation. *Appl. Therm. Eng.* 75, 770–778.
- Azzouz, K., Leducq, D., Gobin, D., 2008. Performance enhancement of a household refrigerator by addition of latent heat storage. *Int. J. Refrig.* 31, 892–901.
- Azzouz, K., Leducq, D., Gobin, D., 2009. Enhancing the performance of household refrigerators with latent heat storage: an experimental investigation. *Int. J. Refrig.* 32, 1634–1644.
- Bashar, M., Siddiqui, K., 2017. Investigation of heat transfer during melting of a PCM by a U-shaped heat source. *Int. J. Energy Res.* 41, 2091–2107.
- Ben Amara, S., 2005. Écoulements et transferts thermique par convection naturelle dans les milieux macroporeux alimentaires, application aux réfrigérateurs ménagers PhD thesis. l'Institut National Agronomique Paris-Grignon, France.
- Cantor, S., 1979. DSC study of melting and solidification of salt hydrates. *Thermochim. Acta* 33, 69–86.
- Çengel, Y., Ghajar, A., 2011. *Heat and Mass transfer: Fundamentals and Applications*, 4th Edition McGraw-Hill ISBN-10: 0077366646.
- Chidambaram, L.A., Ramana, A.S., Kamaraj, G., Velraj, R., 2011. Review of solar cooling methods and thermal storage options. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 15, 3220–3228.
- COOLPACK Refrigeration Utilities database.
- Cox-Smith, I.R., Carrington, C.G., 1990. Assessment of a domestic heat pump 2: component and frosting analysis. *Int. J. Energy Res.* 14, 27–37.
- Esen, M., 2000. Thermal performance of a solar-aided latent heat store used for space heating by heat pump. *Solar Energy* 69 (1), 15–25.
- Esen, M., Ayhan, T., 1996. Development of a model compatible with solar assisted cylindrical energy storage tank and variation of stored energy with time for different phase change materials. *Energy Convers. Manag.* 37 (12), 1775–1785.
- Esen, M., Durmus, A., Durmus, A., 1998. Geometric design of solar-aided latent heat store depending on various parameters and phase change materials. *Solar Energy* 62 (1), 19–28.
- Farid, M.M., Khudhair, A.M., Razack, S.A., Al-Hallaj, S., 2004. A review on phase change energy storage: materials and applications. *Energy Convers. Manag.* 45, 1597–1615.
- Gin, B., Farid, M.M., Bansal, P., 2010. Effect of door opening and defrost cycle on a freezer with phase change panels. *Energy Convers. Manag.* 51, 2698–2706.
- Ismail, K.A.R., Batista de Jesus, A., 1999. Modeling and solution of the solidification problem of PCM around a cold cylinder. *Numer. Heat Transf.* 36 (a), 95–114.
- Ismail, K.A.R., Quispe, O.C., Henriquez, J.R., 1999. A numerical and experimental study on a parallel plate ice bank. *Appl. Therm. Eng.* 19, 163–193.
- Ismail, K.A.R., Salinas, C., 1999. Modeling of frost formation over parallel cold plates. *Int. J. Refrig.* 22, 425–441.
- Ismail, K.A.R., Salinas, C., Gonçalves, M.M., 1997. Frost growth around a cylinder in a wet air stream. *Int. J. Refrig.* 20 (2), 106–119.
- Kim, C., Lee, J., Lee, K.S., 2017. Numerical modeling of frost growth and densification on a cold plate using frost formation resistance. *Int. J. Heat Mass Transf.* 115, 1055–1063.
- Kouksou, T., Arid, A., Jamil, A., Zeraoui, Y., 2012. Thermal behavior of building material containing microencapsulated PCM. *Thermochim. Acta* 550, 42–47.
- Laidi, M., Hanini, S., Abbad, B., Berdja, M., Ouali, M., 2012. The study and performance of a modified ENIEM conventional refrigerator to serve as a photovoltaic powered one under Algerian climate conditions. *J. Renew. Sustain. Energy* 4, 053112.
- Lamberg, P., Lehtiniemi, R., Henell, A.M., 2004. Numerical and experimental investigation of melting and freezing processes in phase change material storage. *Int. J. Therm. Sci.* 43, 277–287.
- Leoni, A., Mondot, M., Durier, F., Revellin, R., Haberschill, P., 2017. Frost formation and development on flat plate: experimental investigation and comparison to predictive methods. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 88, 220–233.
- Li, Y., Guo, B., Huang, G., Shu, P., Kiriki, H., Kubo, S., Ohno, K., Kawai, T., 2015. Eutectic compound (KNO₃/NaNO₃:PCM) quasi-encapsulated into SiC-honeycomb for suppressing natural convection of melted PCM. *Int. J. Energy Res.* 39, 789–804.
- Li, Z., Zhao, D., Ding, G., Ren, T., Miao, S., Han, X., Noda, T., 2017. Improving defrosting performance by controlling frost distribution to match defrosting heat distribution in frost-free household refrigerators. *Int. J. Refrig.* 77, 136–148.
- Lim, J.S., Bejan, A., 1992. The Prandtl number effect on melting dominated by natural convection. *ASME J. Heat Transf.* 114 (3), 784–787.
- Marques, A., Davies, G., Maidment, G., Evans, J., Wood, I., 2014. Novel design and performance enhancement of domestic refrigerators with thermal storage. *Appl. Therm. Eng.* 63, 511–519.
- Oro, E., De Garcia, A., Castell, A., Farid, M.M., Cabeza, L.F., 2012. Review on phase change materials (MCPs) for cold thermal energy storage applications. *Appl. Energy* 99, 513–533.
- Sciacovelli, A., Colella, F., Verda, V., 2013. Melting of PCM in a thermal energy storage unit: numerical investigation and effect of nanoparticle enhancement. *Int. J. Energy Res.* 37, 1610–1623.
- Sengupta, S., Sherif, S.A., Wong, K.V., 1998. Empirical heat transfer and frost thickness correlations during frost deposition on a cylinder in cross-flow in the transient regime. *Int. J. Energy Res.* 22, 615–624.
- Stein, M.A., Inan, C., Bullard, C., Newell, T., 2002. Closed door moisture transport in refrigerator/freezers. *Int. J. Energy Res.* 26, 793–805.
- Stritih, U., Butala, V., 2007. Energy saving in building with PCM cold storage. *Int. J. Energy Res.* 31, 1532–1544.
- Tzivanidis, C., Antonopoulos, K.A., Kravvaritis, E.D., 2012. Parametric analysis of space cooling systems based on night ceiling cooling with PCM-embedded piping. *Int. J. Energy Res.* 36, 18–35.
- Wang, F., Maidment, G., Missenden, J., Tozer, R., 2007. The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 3: MCP for control and energy savings. *Appl. Therm. Eng.* 27, 2911–2918.
- Wang, F., Maidment, G., Missenden, J., Tozer, R., 2007. The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 2: dynamic simulation model for the combined system. *Appl. Therm. Eng.* 27, 2902–2910.
- Wang, F., Maidment, G., Missenden, J., Tozer, R., 2007. The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 1: experimental investigation. *Appl. Therm. Eng.* 27, 2893–2901.
- Wu, S., Zhu, D., Li, X., Li, H., Lei, J., 2009. Thermal energy storage behavior of Al₂O₃-H₂O nanofluids. *Thermochim. Acta* 483, 73–77.
- Zalba, B., Marin, J., Cabeza, L.F., Mehling, H., 2003. Review on thermal energy storage with phase change materials: heat transfer analysis and applications. *Appl. Therm. Eng.* 23, 251–283.