



**HAL**  
open science

# Intégration des matériaux à changement de phase dans les meubles frigorifiques de vente pour améliorer leur efficacité énergétique et leur flexibilité

Ronia Ben Abdallah

## ► To cite this version:

Ronia Ben Abdallah. Intégration des matériaux à changement de phase dans les meubles frigorifiques de vente pour améliorer leur efficacité énergétique et leur flexibilité. Thermique [physics.class-ph]. Sorbonne Université, 2019. Français. NNT : 2019SORUS021 . tel-03259248

**HAL Id: tel-03259248**

**<https://theses.hal.science/tel-03259248>**

Submitted on 14 Jun 2021

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# Sorbonne Université

Ecole doctorale n°391

Sciences mécanique, acoustique, électronique et robotique de Paris

*Iristea GPAN- EDF R&D*

## **Intégration des matériaux à changement de phase dans les meubles frigorifiques de vente pour améliorer leur efficacité énergétique et leur flexibilité**

**Par Ronia BEN ABDALLAH**

Thèse de doctorat de génie des procédés

Dirigée par Anthony DELAHAYE

Présentée et soutenue publiquement le 12 juin 2019

Devant un jury composé de :

M. Christophe COQUELET	Professeur Mines PariTech	Rapporteur
M. Laurent ROYON	Professeur Université Paris Diderot	Rapporteur
M. Philippe GUIBERT	Professeur Sorbonne Université	Examineur
M. Denis LEDUCQ	Ingénieur de recherche IRSTEA	Examineur
Mme. Hong Minh HOANG	Chargée de recherche IRSTEA	Examinatrice
M. Olivier PATEAU	Ingénieur de recherche EDF	Examineur
Mme. Bénédicte BALLOT-MIGUET	Ingénieure de recherche EDF	Examinatrice
M. Anthony DELAHAYE	Directeur de recherche IRSTEA	Examineur

Irstea

Institut national de recherche en sciences et  
technologie pour l'environnement et l'agriculture

Génie des procédés frigorifiques d'Antony

1, rue Pierre-Gilles de Gennes

CS 10030

92761 Antony cedex

Sorbonne Universités

Ecole doctorale SMAER (ED 391)

Sciences mécaniques acoustiques  
électroniques et robotiques de Paris

4, place Jussieu

BC 270

75252 Paris cedex 05

*A ma famille*

*Qui m'ont tant donné*

*Et mes amis*

*Qui ont tout partagé*

# **Intégration des matériaux à changement de phase dans les meubles frigorifiques de ventes pour améliorer leur efficacité énergétique et leur flexibilité**

## **Résumé**

L'intégration de matériaux à changement de phase (MCP) dans les systèmes frigorifiques a le potentiel d'augmenter leur flexibilité, de stabiliser les températures des produits, et peut dans certaines conditions réduire leur consommation d'énergie. Cette thèse étudie plus particulièrement l'effet de l'intégration de MCP dans un meuble frigorifique de vente. Deux montages expérimentaux, l'un portant sur un meuble ouvert et un second sur un meuble fermé ainsi qu'un modèle numérique ont été développés afin de vérifier la faisabilité de cette technologie pour ce système et d'étudier l'impact de la présence du stockage sur son comportement thermique. Une étude paramétrique a permis de mettre en avant la nécessité de l'optimisation des meubles après intégration des MCP. Par ailleurs, des scénarios d'utilisation des MCP sont également présentés. Les principaux résultats montrent la faisabilité de la technologie, une augmentation significative de l'inertie thermique du meuble et la possibilité de maintenir la température des produits lors d'un arrêt de la machine frigorifique pendant plusieurs heures.

Mots-clés :

Meuble frigorifique de vente, matériaux à changement de phase, flexibilité, efficacité énergétique, effacement, comportement thermique

---

## **Abstract**

It is admitted that the integration of phase change material (PCM) in refrigeration systems has the potential to increase their flexibility, to stabilize product temperatures and in some cases to reduce their energy consumption. This study is about the impact of PCM used in a display cabinet. Two experimental set-ups are presented: the first one is an open display cabinet and the second one a closed display cabinet. A numerical model has been also developed and used to check the feasibility of PCM integration and evaluate its impact on the display cabinet. In addition, a parametric study have been carried out to highlight the importance of a display cabinet optimization after the insertion of PCM. Besides, PCM application in supermarket scenarios are discussed. The main results show the feasibility of PCM insertion, a significant increase of its thermal inertia, and the possibility to keep the compressor off during a few hours without temperature abuse for the products.

Keywords :

Refrigerated display cabinet, Phase Change Materiel, flexibility, efficiency, , curtailment, thermab behaviour

# Tables des matières

Nomenclature .....	16
Introduction .....	21
Chapitre I : Etat de l'art général .....	25
I.1 Meubles frigorifiques de vente .....	26
I.1.1 Technologie des meubles frigorifiques (MFV) .....	26
I.1.1.1 Architecture des meubles .....	26
I.1.1.2 Fonctionnement des meubles .....	27
I.1.1.3 Charge thermique des meubles .....	28
I.1.1.4 Systèmes de réfrigération .....	29
I.1.1.5 Fluides frigorigènes .....	32
I.1.1.6 Norme des meubles frigorifiques .....	33
I.1.2 Comportement thermique et énergétique des meubles frigorifiques .....	33
I.1.2.1 Effet de la position .....	34
I.1.2.2 Effet des conditions ambiantes .....	35
I.1.2.3 Effet du dégivrage .....	36
I.1.2.4 Effet d'autres paramètres ayant une influence sur la thermique .....	37
I.1.3 Etude numérique/aéroulque des meubles frigorifiques de vente .....	39
I.1.4 Spécificités des meubles fermés .....	40
I.1.4.1 Technologie des meubles frigorifiques fermés .....	40
I.1.4.2 Effet sur les performances énergétiques .....	41

I.1.4.3	Effet sur les performances thermiques et aérauliques.....	41
I.1.5	Conclusion.....	43
I.2	Matériaux à changement de phase et leurs applications dans le domaine du froid ...	43
I.2.1	Définition .....	43
I.2.2	Différents types de MCP .....	43
I.2.3	Critères de choix des MCP.....	44
I.2.4	Applications des MCP dans les équipements frigorifiques.....	45
I.2.4.1	Congélateurs .....	45
I.2.4.2	Réfrigérateurs domestiques.....	46
I.2.4.3	Camions frigorifiques .....	47
I.2.4.4	Meubles frigorifiques de vente .....	48
I.3	Conclusion.....	50
Chapitre II :	Caractérisations thermiques et énergétiques des meubles frigorifiques .....	51
II.1	Matériels et méthodes .....	52
II.1.1	Meuble frigorifique ouvert .....	52
II.1.1.1	Dispositif expérimental.....	52
II.1.1.2	Instrumentation .....	54
II.1.1.3	Protocole Opératoire .....	56
II.1.2	Meuble frigorifique fermé.....	57
II.1.2.1	Dispositif expérimental.....	57
II.1.2.2	Instrumentation .....	60

II.1.2.3	Protocole Opérateur	63
II.1.3	Modèle numérique d'un meuble frigorifique de vente ouvert	64
II.1.3.1	Hypothèses de modélisation	65
II.1.3.2	Equations de bilan thermique	65
II.2	Comportement d'un meuble frigorifique de vente ouvert lors d'un démarrage	70
II.2.1	Etude expérimentale	70
II.2.2	Comparaison numérique/expérimentale	72
II.2.2.1	Température des paquets	72
II.2.2.2	Températures de l'air dans la canalisation arrière	73
II.3	Comportement d'un meuble frigorifique de vente ouvert lors d'un arrêt du compresseur	75
II.3.1	Etude expérimentale	75
II.3.2	Etude numérique	76
II.3.2.1	Comparaison numérique/expérimentale	76
II.3.2.2	Effet des conditions ambiantes	77
II.3.2.3	Effet du type de meuble frigorifique	78
II.3.2.4	Effet du chargement	79
II.4	Cas d'un meuble frigorifique de vente de type fermé	80
II.4.1	Effet de la température extérieure	80
II.4.2	Effet des ouvertures de portes	81
II.4.3	Comportement thermique lors d'un arrêt du compresseur	82
II.4.4	Modèle du meuble fermé	83



II.5	Conclusion .....	83
Chapitre III : Intégration des matériaux à changement de phase MCP dans les meubles frigorifiques de vente .....		
		85
III.1	Contraintes liées à l'intégration des MCP dans les meubles frigorifiques de vente ..	86
	.....	86
III.1.1	Choix du MCP.....	86
III.1.2	Choix de l'emplacement.....	86
III.1.3	Effet d'un obstacle sur le comportement aéroulique et thermique des meuble..	88
III.2	Matériel et méthode .....	90
III.2.1	Echangeur de MCP.....	90
III.2.2	Intégration de l'échangeur à MCP dans le meuble .....	91
III.3	Impact de l'accumulateur à MCP sur les performances et le fonctionnement du meuble ouvert.....	94
III.3.1	Stockage et déstockage des MCP.....	94
III.3.2	Effet de l'intégration du MCP sur le comportement thermique.....	98
III.3.3	Effet de la température extérieure .....	99
III.3.4	Comportement thermique du meuble avec et sans MCP lors d'un arrêt.....	101
III.3.4.1	Température des paquets.....	101
III.3.4.2	Température de l'air dans la canalisation arrière .....	102
III.3.5	Effet du MCP sur la consommation électrique .....	103
III.4	Impact de l'accumulateur à MCP sur le comportement d'un meuble fermé .....	104
III.4.1	Echangeur à MCP.....	104
III.4.2	Stockage/déstockage du MCP .....	107

III.4.3	Comportement du meuble avec MCP .....	109
III.4.3.1	Effet de la présence de l'échangeur sur la circulation de l'air .....	109
III.4.3.2	Effet sur la température de l'air dans la canalisation arrière.....	110
III.4.4	Comparaison avec et sans échangeur à MCP.....	111
III.4.4.1	Températures des paquets .....	111
III.4.4.2	Températures de l'air dans la canalisation arrière .....	113
III.5	Conclusion .....	114
Chapitre IV : Analyse et optimisation énergétique du fonctionnement du meuble avec MCP		
	.....	115
IV.1	Optimisation de l'intégration des MCP dans les MFV .....	116
IV.1.1	Paramètres et critères d'optimisation .....	116
IV.1.2	Optimisation de la conception du meuble ouvert.....	117
IV.1.2.1	Perforations dans la canalisation arrière .....	117
IV.1.2.2	Débit d'air (effet de l'ajout du ventilateur).....	118
IV.1.3	Optimisation du fonctionnement du meuble .....	120
IV.1.3.1	Régulation de la température .....	120
IV.1.3.2	Paramètres de dégivrage .....	121
IV.2	Analyse énergétique – approche magasin.....	122
IV.2.1	Objectifs et hypothèses.....	122
IV.2.2	Cas de référence (magasin) .....	124
IV.2.3	Scénarios d'utilisation des MCP .....	125
IV.2.3.1	Scénario 1 : Réalisation de plusieurs effacements dans la journée.....	126

IV.2.3.2	Scénario 2 : Réduction de la puissance souscrite d'un magasin.....	128
IV.2.3.3	Scénario 3 : Intégration de panneaux photovoltaïques et application des effacements.....	131
IV.3	Conclusion .....	132
	Conclusion et perspectives .....	133
	Valorisation .....	137
	Bibliographie.....	139

## Index des figures

Figure 1 : Architecture d'un meuble frigorifique de vente .....	26
Figure 2 : Ecoulements dans un meuble frigorifique ouvert .....	27
Figure 3 : Exemple de contribution de chaque composant à la charge thermique du meuble [10] .....	29
Figure 4 : Système de production de froid type logé .....	29
Figure 5: Système de refroidissement à détente directe .....	30
Figure 6 : Système de réfrigération indirect .....	31
Figure 7: Technologie des meubles fermés .....	40
Figure 8 : Emplacements étudiés des MPC dans le réfrigérateur [59] .....	46
Figure 9 : Emplacement de la plaque de MCP étudiée par Mehmet et al. [5] .....	49
Figure 10 : Emplacement de l'échangeur de MCP étudié par Alzuwaid et al. [1, 2] .....	50
Figure 11 : Meuble ouvert instrumenté avec paquets de méthylcellulose .....	52
Figure 12 : Circulation de l'air dans le meuble ouvert .....	53
Figure 13 : Instrumentation du meuble ouvert .....	55
Figure 14 : Groupe froid associé au meuble ouvert .....	56
Figure 15 : Photo du meuble frigorifique fermé .....	57
Figure 16 : Groupe froid du meuble frigorifique fermé avant instrumentation .....	58
Figure 17 : Aéraulique du meuble fermé .....	59
Figure 18: Mécanisme d'ouverture/fermeture de porte pour le meuble fermé .....	60
Figure 19 : Instrumentation du meuble ouvert .....	61
Figure 20: Groupe froid du meuble frigorifique fermé après instrumentation .....	62
Figure 21 : Entrées/sorties du modèle du meuble frigorifique .....	64
Figure 22: Mécanismes de transfert thermique pris en compte dans le modèle du meuble frigorifique .....	69
Figure 23 : Evolution de la température des paquets (à l'avant et à l'arrière) lors d'un refroidissement pour $T_{amb}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$ .....	71

Figure 24 : Effet de la température extérieure sur l'évolution de la température des paquets du 5 <sup>ème</sup> étage situés à l'avant et à l'arrière.....	72
Figure 25 : Comparaison numérique/expérimentale des températures des paquets lors d'un refroidissement pour un meuble frigorifique ouvert plein ( $T_{amb}=15\text{ °C}$ et $T_{amb}=25\text{ °C}$ ).....	73
Figure 26 : Comparaison expérimentale/numérique entre les températures de l'air dans la canalisation arrière pour un meuble frigorifique de vente ( $T_{amb} =15\text{ °C}$ ) .....	74
Figure 27: Evolution des températures des paquets (avant et arrière) lors d'un arrêt du compresseur d'une durée de 4 h.....	75
Figure 28 : Effet de la température extérieure sur la remontée de température des produits du 5 <sup>ème</sup> étage lors d'un arrêt du compresseur d'une durée de 4 h.....	76
Figure 29 : Comparaison expérimentale/numérique de la température des paquets lors d'un arrêt du compresseur ( $T_{amb}=15\text{ °C}$ ) .....	77
Figure 30 : Evolution de la température des paquets au niveau du 1 <sup>er</sup> étage lors d'une coupure d'électricité pour différentes températures ambiantes .....	77
Figure 31 : Evolution numérique de la température des paquets arrière au niveau du 1 <sup>er</sup> étage pour différents types de meuble lors d'un arrêt du compresseur .....	78
Figure 32 : Evolution de la température des paquets arrières au niveau du 1 <sup>er</sup> étage pour différentes configurations de remplissage du meuble lors d'un arrêt du compresseur ( $T_{amb}=15\text{ °C}$ ).....	79
Figure 33 : Cartographie de température pour un meuble fermé pour différentes conditions ambiantes.....	80
Figure 34 : Effet des ouvertures des portes sur la thermique du meuble fermé ( $T_{amb}=25\text{ °C}$ ). 81	
Figure 35 : Effet des conditions ambiantes sur le comportement d'un meuble fermé lors d'un arrêt du compresseur (paquets situés au 1 <sup>er</sup> étage) .....	82
Figure 36 : Vitesse d'air dans le meuble frigorifique ouvert.....	88
Figure 37 : Effet de la présence d'un échangeur sur la thermique du meuble ( $T_{amb}=20\text{ °C}$ et $T_{rég}=-3\text{ °C}$ ).....	89
Figure 38 : Echangeur à MCP et instrumentation .....	90
Figure 39 : Meuble ouvert modifié avec mise en place de l'échangeur de MCP .....	91
Figure 40 : Photo de l'échangeur de MCP dans le meuble ouvert.....	92
Figure 41 : Instrumentation du meuble intégré de l'échangeur MCP .....	93
Figure 42 : Evolution de la température du MCP au cours du temps (tube 12).....	94
Figure 43 : Evolution de la température des MCP au cours du temps pour les différents tubes de l'échangeur .....	95

Figure 44 : Pourcentage de charge et de décharge des MCP au cours du temps .....	96
Figure 45 : Evolution de la température de l'échangeur à MCP pendant une phase de charge	97
Figure 46 : Evolution de la température de l'évaporateur cours du temps pendant une phase de décharge .....	98
Figure 47 : Evolution de la température de l'air dans un meuble modifié ( $T_{amb}=15^{\circ}C$ ) .....	99
Figure 48 : Effet de la température extérieure sur la charge des MCP .....	100
Figure 49 : Effet de la température extérieure sur la décharge du MCP .....	100
Figure 50 : Effet des MCP sur l'évolution de la température des paquets lors d'un arrêt du compresseur.....	101
Figure 51 : Effet des MCP sur la température d'air lors d'un arrêt du compresseur ( $T_{amb}=15^{\circ}C$ ).....	102
Figure 52: Comparaison entre la température dans le meuble sans MCP et le meuble avec échangeur de MCP ( $T_{amb}=15^{\circ}C$ et $T_{rég}=-1^{\circ}C$ ) .....	104
Figure 53 : Photo de l'échangeur à MCP dans le meuble fermé .....	105
Figure 54 : Intégration d'un échangeur à MCP dans le meuble frigorifique de vente.....	106
Figure 55 : Instrumentation de l'échangeur à MCP pour le meuble fermé .....	107
Figure 56 : Evolution de la température du MCP dans l'échangeur à plaques lors d'un refroidissement .....	108
Figure 57: Evolution de la température du MCP pour différents emplacements dans l'échangeur.....	109
Figure 58 : Effet de la présence de l'échangeur à MCP sur l'aéraulique du meuble .....	110
Figure 59 : Evolution de la température de l'air dans la canalisation arrière avec la présence de l'échangeur de MCP .....	111
Figure 60 : Evolution de la température des paquets avec et sans échangeur à MCP .....	112
Figure 61 : Evolution de la température de l'air avec et dans échangeur à MCP.....	113
Figure 62 : Effet des perforations arrières sur la thermique du meuble ( $T_{amb}=15^{\circ}C$ et $T_{rég}=-5^{\circ}C$ ). .....	118
Figure 63 : Effet de la ventilation sur la thermique du meuble .....	119
Figure 64 : Effet de la température de régulation sur le temps de charge .....	121
Figure 65 : Consommation électrique pour un magasin pendant une semaine .....	125
Figure 68 : Scénario (1) : Réalisation de plusieurs effacements .....	126

Figure 69 : Evolution du stockage au cours du temps (scénario 1).....	127
Figure 68 : Scénario (2) : Réduction de la puissance souscrite d'un magasin.....	128
Figure 69 : Evolution du stockage au cours du temps (scénario 2).....	130
Figure 70 : Scénario (3) : Couplage des MCP et de l'énergie renouvelable.....	131

## Index des tableaux

Tableau 1: Température de réglementation des produits .....	33
Tableau 2 : Récapitulatif des emplacement des températures max et min en fonction du type de meuble [23].....	34
Tableau 3 : Sous modèles développés sous Dymola.....	66
Tableau 4 : Coefficients de transferts utilisés par le modèle.....	68
Tableau 5 : Températures de l'air mesurées dans le meuble frigorifique ouvert ( $T_{amb}=15\text{ °C}$ ).....	87
Tableau 6 : Effet du MCP sur l'énergie consommée pendant 24 h .....	103
Tableau 7: Paramètres et critères d'optimisation.....	117
Tableau 8 : Effet de la vitesse d'air sur la charge et décharge des MCP .....	120
Tableau 9 : Energie consommée par le compresseur toutes les heures (en kJ).....	123



# Nomenclature

## Alphabet latin

---

$A$	Surface d'échange	$[m^2]$
$C_p$	Chaleur spécifique	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
$d$	épaisseur	$[m]$
$h$	Coefficient d'échange convectif	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
$L$	Chaleur latente de changement de phase	$[J.kg^{-1}]$
$m$	Masse	$[kg]$
$\dot{m}$	Débit massique	$[kg.s^{-1}]$
$P$	Pression	$[bar]$ ou $[Pa]$
<i>Puiss</i>	Puissance	$[W]$
$Q$	Energie	$[J]$
$q$	Puissance lumineuse	$[W.m^{-2}]$
$T$	Température	$[K]$ ou $[^{\circ}C]$
$t$	Temps	$[s]$ ou $[mn]$ ou $[h]$
$V$	Vitesse	$[m.s^{-1}]$

## Alphabet grec

---

$\lambda$	Conductivité thermique	$[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$
$\varepsilon$	Emmissivité	-
$\sigma$	Constante de Boltzmann $\sigma = 5,67 \times 10^{-8}$	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}]$
$\Theta$	Température adimensionnelle	-
$\Delta T$	Variation de température	$[\text{K}]$ ou $[\text{°C}]$

## Indice et exposant

---

<i>a</i>	Air	<i>r_b</i>	Radiation du paquet arrière
<i>al</i>	Aluminium	<i>rég</i>	Régulation
<i>amb</i>	Ambiante	<i>s</i>	Surface
<i>b</i>	Arrière	<i>s_wall</i>	Surface des murs
<i>cd</i>	Conduction du paquet avant	<i>p</i>	Polystyrène
<i>cd_b</i>	Conduction du paquet arrière	<i>paquet</i>	Paquet de méthycellulose
<i>cv</i>	Convection	<i>1</i>	Paquet avant
<i>ext</i>	Externe	<i>2</i>	Paquet arrière
<i>f</i>	Avant		
<i>i</i>	Infiltration		
<i>ini</i>	initial		
<i>int</i>	Interne		
<i>l</i>	Perte		
<i>li</i>	Lumière		
<i>r</i>	Radiation du paquet avant		

## Abréviations

---

MCP	Matériau à Changement de Phase
MFV	Meuble frigorifique de vente
CFD	Computational Fluid Dynamics
Hr	Humidité relative



# Introduction

L'énergie est un secteur important voire vital pour le bon fonctionnement de l'économie. En effet, la dépendance énergétique, le prix de l'énergie et la sécurité énergétique sont les préoccupations majeures pour l'équilibre de tous les pays. De plus, l'énergie mondiale aujourd'hui est très sensible au prix du pétrole étant donné que l'énergie fossile représente 75 % de la consommation d'énergie primaire. Depuis le choc pétrolier dans les années 1970, cette dépendance au pétrole est devenue une priorité à résoudre pour assurer non seulement une bonne politique énergétique mais aussi un équilibre géopolitique. Par ailleurs la production de l'énergie électrique représente une part non négligeable de ce vecteur énergétique surtout avec « le monde qui devient électrique » y compris dans le secteur automobile. La part de la consommation de l'énergie électrique en France est passée de 9,4 % en 1973 à 18,5 % en 2015. Avec la prise de conscience climatique, il est devenu primordial de produire de l'électricité propre. Dans ce contexte assez délicat, intégrer les énergies décarbonnées dans le mix énergétique s'avère nécessaire pour limiter le réchauffement climatique.

EDF 1<sup>er</sup> producteur et fournisseur d'électricité en France et en Europe et 2<sup>ème</sup> au niveau mondial, est un des acteurs majeurs pour assurer la transition énergétique. Ainsi EDF est à la recherche de solutions pour promouvoir l'intégration du renouvelable dans le mix énergétique. Cependant, ces énergies décarbonnées comme l'éolien ou le solaire étant intermittentes et variables représentent une source de déséquilibre sur le réseau électrique et l'augmentation de leur part dans le mix énergétique nécessite une augmentation de la flexibilité pour une meilleure gestion du réseau. Par ailleurs, l'énergie électrique est une source difficilement stockable à grande échelle et nécessite donc la recherche d'un équilibre entre la production et la consommation. Pour répondre à ce besoin en flexibilité, l'effacement électrique peut représenter un potentiel intéressant pour déplacer la consommation d'une période à une autre.

Dans ce contexte, la production de froid représente plus de 15 % de l'énergie électrique consommée dans les pays industrialisés (agroalimentaire, chimie, électronique, transport, confort de l'habitat...) et 8 % des rejets de gaz à effet de serre (GES) incluant l'impact des fluides frigorigènes. En raison de l'expansion du marché de la réfrigération, ces pourcentages risquent d'augmenter dans les années à venir. Dans ce cadre, les Meubles Frigorifiques de Vente font partis des systèmes frigorifiques les plus utilisés. Selon les données du ministère de l'Environnement, en France, les MFV à température positive (-1 à +7°C) installés dans les magasins alimentaires représentent 700 km linéaires (unité généralement utilisée pour ce type d'équipements). Par ailleurs, ce poste représente environ 50 % de la consommation électrique des magasins. D'autre part, les MFV disposent d'une certaine inertie thermique de par leur architecture, ce qui apporte de la flexibilité au système. De plus, la

consommation électrique dans la grande distribution se caractérise par des courbes de charge globalement régulières, et donc prévisibles. Ainsi, les caractéristiques des MFV (inertie thermique, fonctionnement régulier) offrent des possibilités d'améliorer la gestion énergétique du réseau électrique. Cependant, l'application de périodes d'effacement électrique (arrêt de la machine frigorifique) sur un MFV doit respecter la réglementation pour assurer le maintien de la chaîne du froid et la qualité du produit afin d'éviter tout risque sanitaire. L'intégration de dispositifs de stockage d'énergie par Matériaux à Changement de Phase (MCP) dans les MFV permettrait de réaliser des économies d'énergie et de coûts de fonctionnement d'une part [1, 2], d'avoir une meilleure stabilité et homogénéité de température des produits [3, 4] d'autre part, tout en levant les freins à l'utilisation de la flexibilité de cet usage. En effet, grâce à ce système de stockage thermique couplé aux meubles de vente, la production de froid pourrait devenir plus efficace, moins coûteuse et flexible en fonction des conditions climatiques et des besoins du système électrique.

La modification du MFV due à l'intégration des dispositifs de stockage par MCP pourrait nécessiter une adaptation de la conception et du mode de pilotage des meubles. En effet, très peu de travaux sur ce sujet sont intéressés à l'effet de la présence des MCP sur le comportement thermique et aérodynamique du meuble [5]. De plus, ces études visent principalement à améliorer la stabilité thermique des produits et apporter plus d'homogénéité au sein du meuble grâce à l'introduction de petites quantités de MCP [1, 2]. En effet, malgré la bonne conception du meuble et le bon contrôle des conditions de fonctionnement dans les magasins, l'hétérogénéité de la température à l'intérieur des MFV a été observée dans plusieurs études [6]. Cette différence de température est due principalement aux pertes thermiques à travers les parois, à l'infiltration de l'air extérieur pour les meubles ouverts [7]. Par ailleurs, l'évaporateur du meuble doit être dégivré régulièrement pour maintenir sa performance. Pendant l'opération de dégivrage, le système de réfrigération ne fonctionne pas et la température des denrées alimentaires augmente en conséquence [8]. C'est pour cela qu'une étude d'optimisation de la conception et du fonctionnement du meuble s'avère nécessaire pour une bonne intégration des MCP dans les meubles. Finalement, la réalisation des effacements, la flexibilité et la gestion du réseau électrique ne sont pas encore évoquées dans la littérature.

Cette thèse propose donc d'étudier les potentialités de l'utilisation de Matériaux à Changement de Phase (MCP) dans les Meubles Frigorifiques de Vente (MFV). Ce travail s'inscrit dans le cadre d'une thèse CIFRE réalisée entre le groupe « Systèmes Thermiques Performants » à EDF R&D et le laboratoire « Génie des Procédés Frigorifiques » à Irstea.

L'organisation de ce manuscrit se présente sous forme des quatre chapitres:

Le premier chapitre constitue la synthèse bibliographique du présent travail. Cette étude est divisée en deux grandes parties : d'abord, une synthèse sur les meubles frigorifiques de vente (la technologie, les

groupes frigorifiques, la thermique et l'aéroulque). Ensuite, un état de l'art des matériaux à changement de phase est présenté en mettant en relief les applications des MCP dans les équipements frigorifiques.

Le deuxième chapitre présente l'étude du comportement thermique et énergétique des meubles frigorifiques de vente. Pour cela deux dispositifs expérimentaux, le premier avec un meuble de vente ouvert et le deuxième avec un meuble de vente fermé ont été mis en place. De plus, un modèle numérique (DYMOLA) capable de prédire le comportement thermique du meuble lors des refroidissements et des arrêts a été développé et validé en comparant avec des données expérimentales.

L'intégration des MCP dans les MFV est étudiée dans le troisième chapitre. D'abord, une discussion concernant le choix du matériau, son emplacement ainsi que le contenant est présentée. Ensuite, l'impact thermique et énergétique de la présence de l'accumulateur est expliqué en comparant les résultats à un meuble sans MCP. Le cas de l'intégration des MCP dans un meuble fermé est aussi présenté et discuté.

Une étude d'optimisation de la géométrie et de la conception du meuble (perforations/ ventilateurs) et des paramètres de fonctionnement (dégivrage/régulation) est réalisée dans le dernier chapitre. Enfin, par une approche plus générale, à l'échelle du magasin, une optimisation énergétique est discutée par le biais de scénarios d'utilisation du stockage dans les meubles frigorifiques.





# Chapitre I : Etat de l'art général

*Ce chapitre présente un état de l'art portant sur les meubles frigorifiques de vente. Dans cette section, les technologies, les comportements thermiques et aérauliques des meubles seront détaillés. Puis, les principales caractéristiques des matériaux à changement de phase sont abordées. Un focus sur l'intégration de MCP dans les applications frigorifiques sera présenté.*

# I.1 Meubles frigorifiques de vente

## I.1.1 Technologie des meubles frigorifiques (MFV)

### I.1.1.1 Architecture des meubles

La fonction des Meubles Frigorifiques de Vente (MFV) est de présenter des denrées alimentaires pour la vente au public tout en maintenant ces produits à une température inférieure à la température réglementaire de conservation.

Il existe différents types de meubles de vente, qui peuvent être classifiés selon plusieurs critères :

- Par type (horizontal/vertical)
- Par type d'ouvertures (fermé /ouvert)
- Par classe de température d'application (froid positif / froid négatif)
- Par mode de protection des ouvertures (sans protection /à rideau d'air simple /à double rideau d'air)
- Par emplacement du système frigorifique (à groupe frigorifique logé/ à groupe frigorifique centralisé)

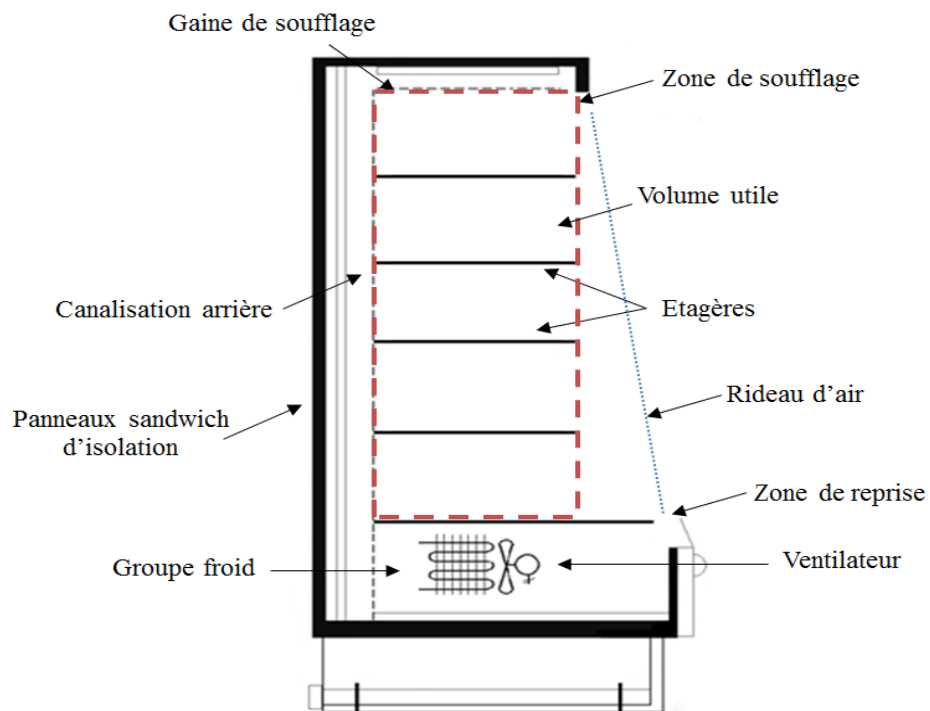


Figure 1 : Architecture d'un meuble frigorifique de vente

Un MFV est principalement décomposé en 3 éléments (figure 1):

- La structure du meuble: la carcasse comprenant principalement les panneaux sandwich et les vitrages
- Les éléments frigorifiques: pour la distribution du froid dans le meuble (rideau d'air, soufflage et reprise d'air, la canalisation arrière...)
- Les aménagements: pour délimiter le volume utile du meuble (les étagères)

### 1.1.1.2 Fonctionnement des meubles

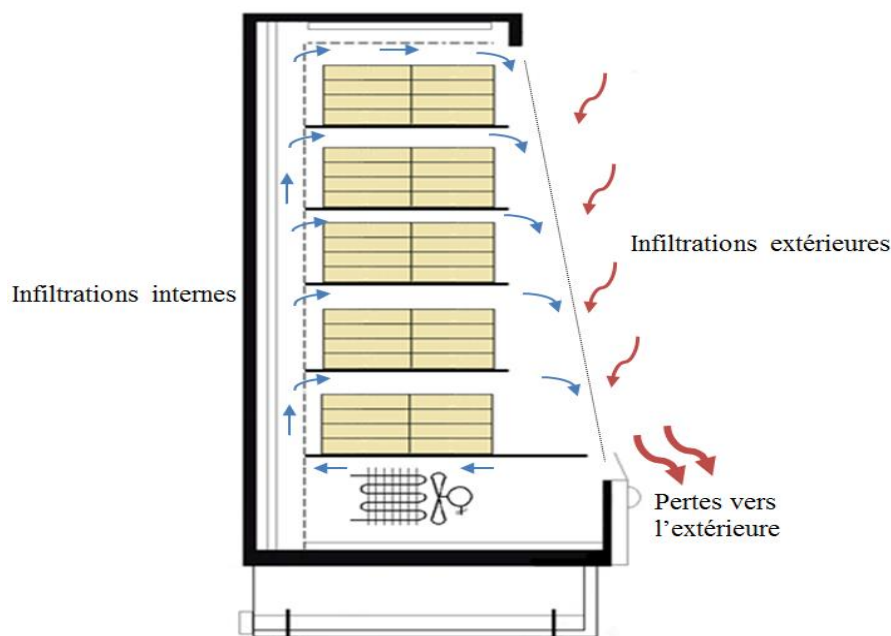


Figure 2 : Ecoulements dans un meuble frigorifique ouvert

L'air soufflé par l'évaporateur traverse la canalisation arrière pour refroidir les produits situés sur les différentes étagères. Une partie de l'air froid s'infiltré à travers la plaque arrière perforée, l'autre partie s'écoule jusqu'à la canalisation supérieure. En partie supérieure du meuble, un jet d'air froid est soufflé vers le bas. Cet air, mélangé aux infiltrations d'air extérieures forme ainsi un rideau d'air jusqu'à atteindre les orifices de reprise. A ce niveau, l'air passe à nouveau à travers l'évaporateur pour un nouveau cycle et l'excès d'air est rejeté vers l'extérieur (figure 2).

Le rideau d'air forme une barrière entre l'air ambiant et la partie refroidie du meuble. Dans le cas d'un meuble vertical ouvert, le jet d'air est formé à partir de la zone de soufflage jusqu'à la zone de reprise. Dans le cas des meubles ouverts, le taux d'infiltration extérieur à travers le

rideau d'air représente 70 % de la charge thermique du meuble [9-11]. Ainsi, dans le but d'optimiser et réduire ces infiltrations, plusieurs travaux ont été réalisés pour identifier les paramètres influant sur la performance du rideau d'air [12-14]. Outre les rideaux simples comme décrits précédemment, il existe plusieurs autres types de rideau d'air :

- Les rideaux d'air avec des bouches de soufflage supplémentaires [15] : Une partie de l'air refroidi est directement injecté à la zone de soufflage pour renforcer le jet d'air initial formant le rideau. Cette configuration permet une meilleure stabilité thermique lors des dégivrages. De plus, un contrôle de la vitesse optimale de soufflage est possible.
- Les rideaux d'air multiples avec plusieurs bouches de soufflage [14, 16]. Le principe consiste à protéger le rideau d'air interne réfrigéré par un (ou plusieurs) rideau d'air externe afin de limiter les infiltrations. Ces rideaux multiples sont plus performants que les rideaux simples [17].
- Les rideaux d'air courts consistent à remplacer le rideau long par des petits rideaux au niveau de chaque étage [18].

Il est à noter qu'il existe également des rideaux d'air pour les meubles verticaux fermés. Ces rideaux se trouvent à l'intérieur de la caisse et ils permettent non seulement de protéger les produits des infiltrations extérieures lors des ouvertures de portes, mais aussi de réduire l'effet de la condensation sur les vitres et parois du meuble.

### ***1.1.1.3 Charge thermique des meubles***

La consommation électrique d'un meuble frigorifique dépend en grande partie des apports thermiques (figure 3):

- Les apports thermiques externes telles que les infiltrations d'air extérieur, les pertes par conduction et convection via les parois, le rayonnement,...
- Les apports thermiques internes telles que la ventilation, l'éclairage du meuble, les systèmes de dégivrages électriques, les cordons chauffants,...

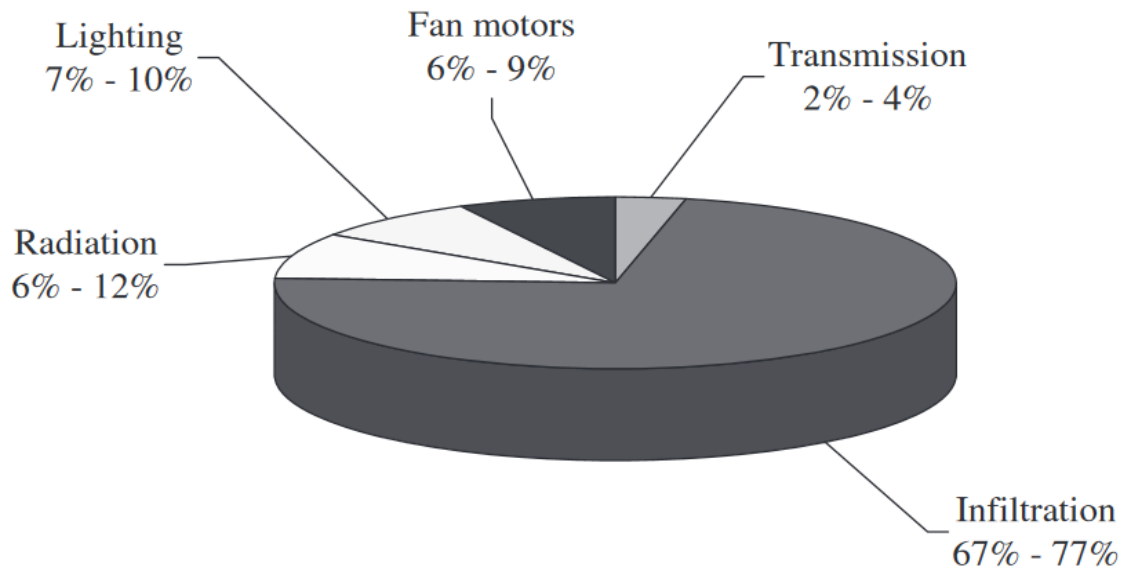


Figure 3 : Exemple de contribution de chaque composant à la charge thermique du meuble [10]

Les infiltrations thermiques prennent en compte non seulement la contribution sensible due à l'écart de température mais aussi la contribution latente due à la condensation de l'eau [10].

#### 1.1.1.4 Systèmes de réfrigération

Il existe deux types principaux de systèmes de production du froid pour un meuble frigorifique :

- Le système décentralisé ou meubles frigorifiques à groupes logés : le système frigorifique est dans ce cas intégré au meuble frigorifique (figure 4)

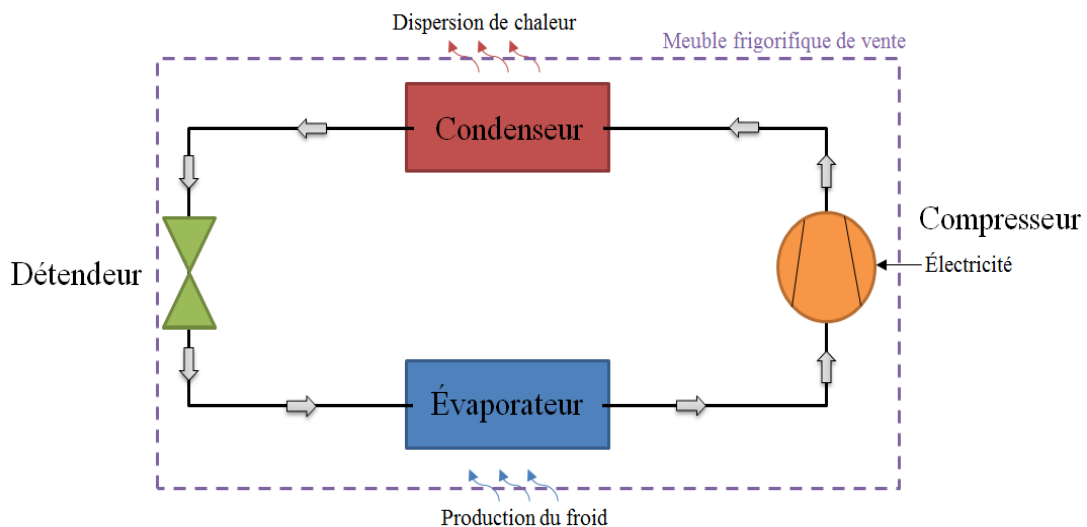


Figure 4 : Système de production de froid type logé

- Le système centralisé : une centrale de froid est située dans une salle de machine séparée de la zone commerciale. Cette centrale permet d'alimenter à la fois les chambres froides, les meubles de vente et éventuellement d'autres équipements frigorifiques. Ce type de système est fréquent dans les grandes surfaces. Il existe deux grandes catégories de systèmes frigorifiques centralisés:

**Systèmes directs** (ou systèmes à détente directe) : le fluide frigorigène est amené jusqu'au lieu de refroidissement (figure 5). Ce type de système met en œuvre de grosses quantités de fluides frigorigènes. Les travaux de M. Beshr et al. [19] ont montré qu'un supermarché de 3300 m<sup>2</sup> utilise environ 1400-2300 kg de fluide frigorigène pour ses installations à détente directe. Par ailleurs, la grande distribution est souvent montrée du doigt pour les taux de fuites de ses installations qui peuvent atteindre jusqu'à 30 % de fuites annuelles.

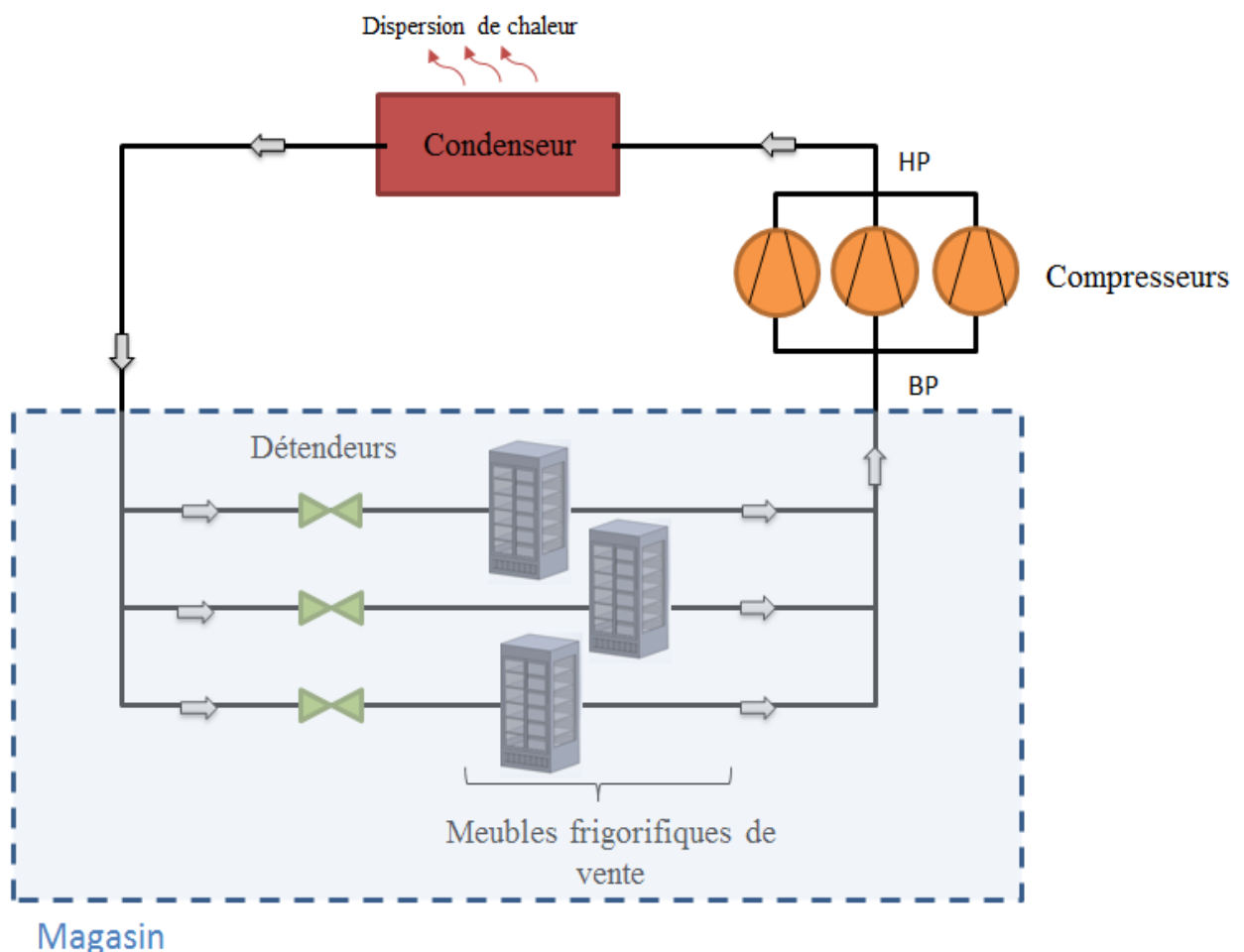


Figure 5: Système de refroidissement à détente directe

Une solution possible pour réduire l'impact environnemental dû à ce type de système est l'utilisation de systèmes à refroidissement secondaire.

**Systèmes secondaires (indirect):** La réfrigération secondaire consiste à confiner la production du froid en salle des machines et à utiliser une boucle de transfert avec un fluide intermédiaire appelé fluide frigoporteur pour le transport du froid (figure 6).

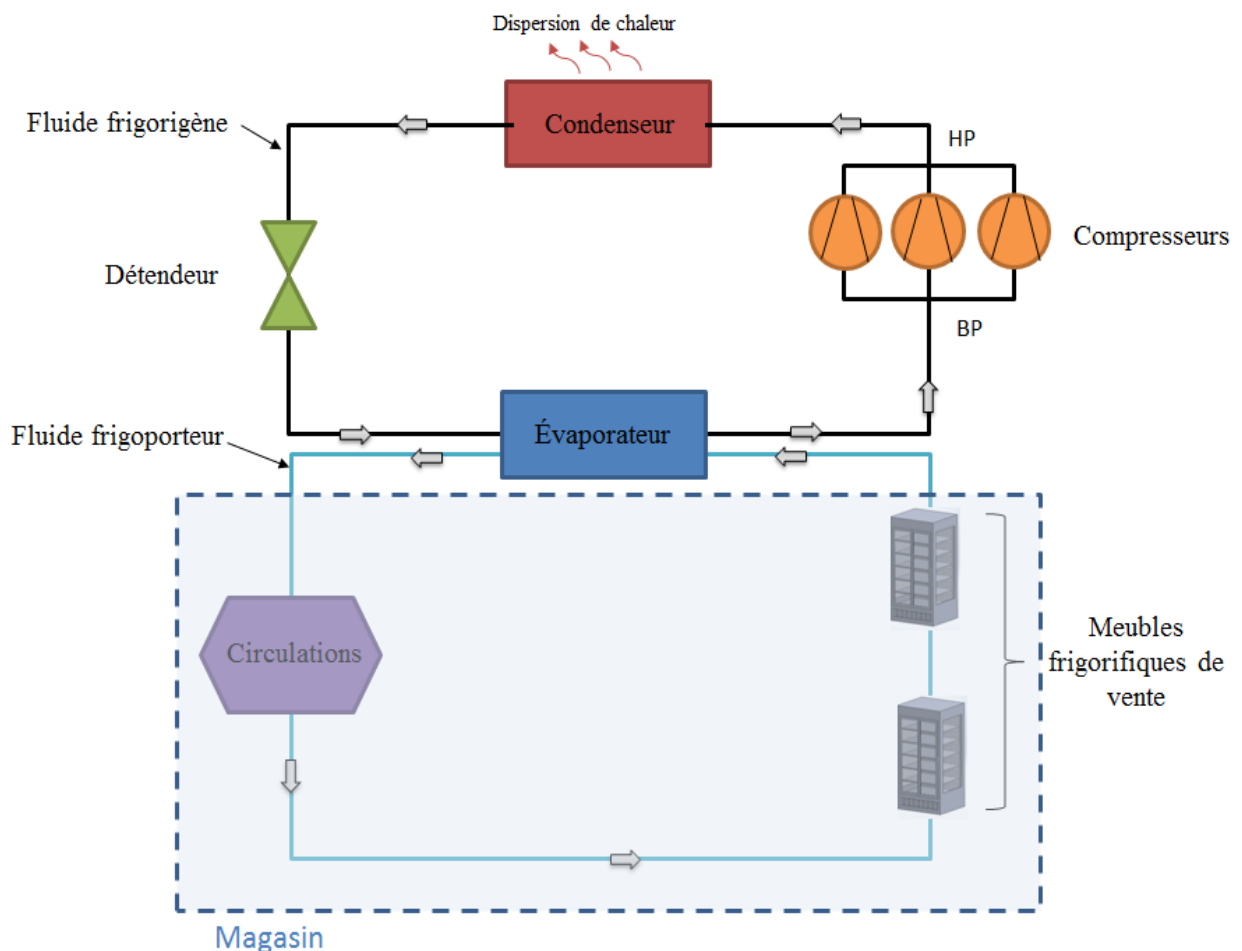


Figure 6 : Système de réfrigération indirect

Aujourd'hui, on constate cependant un essor de systèmes décentralisés même en grande surface. En effet, ces meubles sont autonomes et nécessitent juste une source électrique. Par ailleurs, au regard de leur autonomie, ils apportent au supermarché plus de flexibilité pour le choix de l'emplacement et des déplacements (lors des périodes de promotions par exemple). De plus, les groupes froid de ces meubles sont en général hermétique et génèrent par conséquent très peu fuites de fluides frigorigènes (voire pas du tout en cas d'utilisation normale). Enfin, un meuble à groupe logé également appelé « intégral » se distingue par une



rapidité d'installation et de mise en route. Les principaux inconvénients de cette technologie sont le bruit engendré par le groupe froid et la chaleur rejetée dans l'ambiance [20].

#### ***1.1.1.5 Fluides frigorigènes***

Un fluide frigorigène est un fluide qui se caractérise par des particularités physiques lui permettant d'absorber la chaleur du milieu à refroidir par l'intermédiaire d'un cycle thermodynamique (compression et détente). Le choix du fluide frigorigène résulte d'un compromis entre plusieurs critères à savoir la toxicité, la corrosivité, le coût, l'impact environnemental, l'inflammabilité, les propriétés thermodynamiques et la facilité d'approvisionnement.

- **Réglementation**

En raison de l'appauvrissement de la couche d'ozone, le remplacement des CFC (chlorofluorocarbures) et HCFC (hydrochlorofluorocarbures) par les HFC (hydrofluorocarbures) a été rendu obligatoire suite au protocole de Montréal (1987) visant alors l'interdiction à terme de l'utilisation des CFC et des HCFC.

Comme les HFC ont un potentiel de réchauffement global très important, une nouvelle réglementation à travers le protocole de Kyoto a été signée dans le but de réduire les gaz à effet de serre. La déclinaison du protocole de Kyoto au niveau européen s'est traduit par la réglementation « F-Gaz » qui incite au confinement et régleme l'utilisation des gaz fluorés ainsi que leur récupération et la régénération.

- **Fluides alternatifs**

Avec une réglementation de plus en plus restrictive, l'utilisation de fluides « verts » est en plein essor. Ce sont des fluides naturels à faible pouvoir de réchauffement global comme l'eau, le CO<sub>2</sub>, l'ammoniac, ou certains hydrocarbures.

Le CO<sub>2</sub> connaît de nos jours un intérêt majeur pour les applications réfrigérées. En effet, les problèmes de pressions élevées et des coûts élevés ne sont plus actuellement des freins pour l'utilisation de ce fluide dans les installations frigorifiques. L'étude statistique réalisée au début de la thèse auprès des installateurs et de la grande distribution a montré que le CO<sub>2</sub> est

vu comme l'avenir du froid commercial et que la majorité des nouvelles installations se font actuellement au CO<sub>2</sub>.

#### ***1.1.1.6 Norme des meubles frigorifiques***

La norme ISO 23953 est appliquée au niveau européen pour ce qui concerne les meubles frigorifiques. Elle permet de définir et d'évaluer non seulement les performances thermiques et énergétiques d'un meuble frigorifique de vente (température de maintien et consommation énergétique) mais aussi les exigences de construction. Par le biais de cette norme, il est plus simple de spécifier les conditions d'essai pour vérifier le respect des exigences, classer les meubles et vérifier la liste des caractéristiques à déclarer par le fabricant. Cette norme inclut aussi bien les meubles à groupes logés que les meubles de type centralisés

Cette norme stipule que les essais doivent être réalisés dans des chambres d'essai permettant de maintenir la température et l'humidité. Les meubles peuvent être testés dans plusieurs classes d'ambiance. De plus, l'écoulement d'air dans la cellule contrôlée doit être parallèle au plan de l'ouverture de l'exposition du meuble avec des vitesses d'air comprises entre 0.1 et 0.2 m.s<sup>-1</sup>. Par ailleurs, pour pouvoir certifier une classe de température, les produits dans le meuble sont simulés par des M-Packages avec un remplissage, des durées et des protocoles de réalisation des essais bien définis.

### **I.1.2 Comportement thermique et énergétique des meubles frigorifiques**

Pour assurer la sécurité alimentaire des produits, les températures au sein du meuble doivent respecter les températures de réglementation qui sont spécifiques à chaque catégorie d'aliment. Le tableau ci-dessous résume quelques températures de réglementation en fonction du produit.

0°C à +2°C	Poisson, crustacés
+2°C	Viandes hachées...
+4°C maximum	Volailles, lait cru, salades...
+8°C maximum	Produits laitiers, beurre,...
-18°C	Glaces, crème glacées, sorbet
-12°C	Tout aliment congelé

**Tableau 1: Température de réglementation des produits**

### 1.1.2.1 Effet de la position

Plusieurs travaux de recherche et d'enquête de terrain sur la chaîne du froid se sont intéressés à la température au sein des meubles frigorifiques de vente. Une enquête sur la chaîne du froid réalisée par Derens et al. [21] a montré que le maillon faible de la chaîne du froid industrielle est le meuble frigorifique. En effet, environ 30 % des produits dépassent la température réglementaire de conservation. Derens et al. [22] ont montré également dans le cadre d'un projet Européen FRISBEE en 2015 que 88 % des températures moyennes des meubles frigorifiques sont comprises entre 0 et 4 °C (la moyenne de température d'un meuble est de 2,8 °C). Une hétérogénéité thermique dans le meuble a été également constatée, elle est principalement due à la position au sein du meuble (avant/arrière ou haut/bas). Ces travaux ont été confirmés par Evans et al. [23] qui ont étudié sous les mêmes conditions de norme EN441 les performances thermiques et énergétiques de plusieurs types de meubles frigorifiques (congélateurs, meubles fermés, ouverts, verticaux, horizontaux). Ils ont observé que les maximums et minimums de température dépendent de l'exposition du produit par rapport à l'ambiance et de la conception du meuble. Le tableau 2 ci-dessous résume les résultats obtenus dans le cadre de cette étude.

Type du meuble	Température maximum	Température minimum
Congélateur horizontal	En haut	En bas
MFV fermé positif	A l'avant	A l'arrière en haut
MFV fermé négatif	En haut à l'avant	A l'arrière
MFV ouvert	A l'avant	A l'arrière
Armoire murale	En haut	En bas

Tableau 2 : Récapitulatif des emplacements des températures max et min en fonction du type de meuble [23]

Pour mieux comprendre l'évolution de la température de l'air et des produits dans un meuble frigorifique de vente pendant son fonctionnement, Laguerre et al. [24] ont cartographié les champs de température des produits et de l'air à l'intérieur du meuble ainsi que les températures du rideau d'air. De plus, en utilisant la méthode de PIV, les profils de vitesses d'air de ce rideau ont été mesurés. Les résultats ont montré que les variations de température sont directement liées au cycle de marche arrêt du compresseur. Par ailleurs, la température de l'air est beaucoup plus affectée que la température du produit. Ceci est dû au fait que la température du produit est mesurée à cœur et que l'inertie des produits atténue l'effet de fluctuation. Ils ont aussi mis en évidence l'importance de la localisation des produits dans le

meuble sur les niveaux de températures atteints. En effet, les paquets situés à l'avant sont beaucoup plus chauds que les paquets situés à l'arrière. Ceci est principalement lié à l'air froid soufflé en partie arrière du meuble et au fait que les produits en façade sont soumis au rayonnement et aux infiltrations d'air chaud dans le meuble. Laguerre et al. ont aussi développé un modèle zonal du meuble ouvert pour déterminer le comportement thermique de la caisse en fonction de la température extérieure et de la position dans le meuble [6].

### ***1.1.2.2 Effet des conditions ambiantes***

Plusieurs travaux ont étudié l'effet des paramètres extérieurs (humidité relative et température ambiante) sur les performances thermiques et énergétiques des meubles frigorifiques de vente [25]. Howell et al. [26] ont montré l'influence de l'humidité relative des supermarchés sur les performances des meubles. En effet, une diminution de 5 % de l'humidité relative du magasin peut engendrer une diminution de 10 % de la consommation d'énergie [26]. Cette amélioration des performances peut être expliquée par la diminution de formation du givre au niveau de l'évaporateur. Par ailleurs, ces résultats sont en accord avec les Travaux de Tassou et al. [8] qui ont montré que pour les magasins où la température ambiante est maintenue constante, l'humidité est le paramètre le plus important pouvant affecter les performances des meubles. Axell et al [27] ont mesuré les évolutions de températures dans des vitrines frigorifiques pour 3 supermarchés au Suède. Ils ont remarqué que la consommation électrique des meubles frigorifiques augmente de 55 % en été. Ce résultat est principalement lié à la variation de l'humidité ambiante. De plus, la température moyenne de l'air dans les meubles est de 4.1 °C en été alors qu'elle ne dépasse pas 1.9 °C en hiver. En outre, une différence de température d'environ 2 °C a été observée entre un fonctionnement pendant la journée et un fonctionnement avec rideau de nuit pendant la période de fermeture du magasin. Ces résultats confirment l'influence des conditions ambiantes sur les performances thermiques et énergétiques du meuble.

Une autre étude réalisée par Chen et al. [7] concernant l'effet des paramètres extérieurs (la température ambiante, l'humidité relative et les rideaux de nuit) sur le comportement thermique du meuble a montré que l'augmentation de la température ambiante ainsi que de l'humidité relative entraîne une augmentation de la température au sein du meuble mais aussi de la charge thermique. Ces travaux ont pointé l'utilité de l'utilisation des rideaux de nuit pour maintenir les températures dans le meuble et limiter les échanges thermiques avec l'ambiance. Ainsi, la mise en place de ces rideaux de nuit permet de baisser la charge

thermique latente due à l'humidité de l'air de 54 % à 44 %. Les résultats obtenus expérimentalement par Gaspar et al.[10] confirment l'influence des conditions de l'ambiance sur le taux d'infiltration. En effet, l'augmentation de l'humidité de l'air entraîne une augmentation de 42 % de la contribution de latente. Ces résultats sont en accord avec les travaux de Heidinger et al. [28]. En effet, ils ont étudié l'influence des conditions extérieures sur les performances de la machine frigorifique d'un meuble frigorifique de vente. Ils ont constaté en passant d'une condition extérieure de classe 3 (25 °C- 60 % Hr) à une classe 6 (27 °C - 70 % Hr) une formation de givre plus importante (+37 % du pourcentage de formation de givre) et une augmentation de la charge thermique: contribution latente (+ 46 %) et contribution sensible (+ 10 %).

### ***1.1.2.3 Effet du dégivrage***

La vapeur d'eau contenue dans l'air ambiant givre au contact de la batterie de l'évaporateur. Le givre représente un problème pour les applications réfrigérées. En effet, il diminue le transfert thermique entre l'air et la surface extérieure de l'évaporateur et réduit le débit d'air soufflé. Pour maintenir le meuble dans des conditions opératoires optimales, il est nécessaire de dégivrer l'évaporateur régulièrement afin de ne pas dégrader les performances thermique et énergétique de la machine frigorifique. Les méthodes de dégivrage les plus utilisées pour les meubles réfrigérés sont :

- le dégivrage électrique : des résistances électriques collées aux tubes formant l'évaporateur font fondre la glace accumulée sur la batterie
- le dégivrage par gaz chaud: cette technique consiste à inverser le cycle frigorifique et faire circuler du gaz chaud du compresseur vers l'évaporateur
- le dégivrage par convection naturelle : aucune source de chaleur n'est fournie mais le dégivrage se réalise par arrêt du compresseur. Cette technique ne s'applique que pour les meubles frigorifiques à température positive

Les travaux de Tassou et al. [8] ont montré que la température des paquets est très influencée par les périodes de dégivrage. Les essais réalisés ( $T_{amb}=22$  °C et Hr=65 %) pendant une durée de 24h avec 4 cycles de dégivrages programmés par jour ont montré une variation de la température des paquets lors des dégivrages comprise entre 3 °C et 7 °C en fonction de la position dans le meuble. La température de certains paquets peut même atteindre 12 °C. Cette

augmentation de la température peut être limitée en augmentant le nombre de dégivrages, mais ceci augmenterait par conséquent l'énergie consommée.

Yu et al. [15] se sont intéressés également au dégivrage. Ils ont modifié un meuble frigorifique en insérant une alimentation d'air supplémentaire au niveau du soufflage et ils ont trouvé que cette modification permet de limiter de réduire les fréquences de dégivrage. En effet, la machine reste autant performante dans ce cas en passant d'un dégivrage de 30 min toutes les 6 h à un dégivrage de 30 mn toutes les 9 h. De plus, cette nouvelle technologie permet de limiter les augmentations de température lors des périodes de dégivrage (la température de l'air au niveau du soufflage passe de 6,3 °C à 4,5 °C et la température au niveau des étagères passe de 3 °C à 2 °C).

#### ***1.1.2.4 Effet d'autres paramètres ayant une influence sur la thermique***

- **Les perforations**

Navaz et al. [13] ont étudié par simulation l'influence du taux d'infiltration à travers la plaque perforée d'un meuble. Les résultats de simulation d'un meuble sans aucune infiltration à travers la plaque arrière ont montré une nette augmentation de la température au niveau des étages inférieurs. Cette étude indique que 70 %-80 % de l'air soufflé par l'évaporateur devrait arriver au niveau du soufflage.

Gray et al. [29] ont étudié l'effet des perforations dans la canalisation arrière sur le profil de température dans le meuble. Comme Navaz et al., ils ont trouvé que la température interne du meuble dépend fortement de la quantité de froid qui s'infiltré à travers la plaque perforée et que ces infiltrations ont également un rôle important pour stabiliser le rideau d'air. Ils ont également conclu qu'une répartition de 70-30 % (70 % de l'air froid forme le rideau d'air et 30 % alimente les étagères) est meilleure que 56-44 % en termes de performance. Enfin, une répartition judicieuse du débit d'air à travers les étages est nécessaire et doit prendre en compte l'emplacement de l'évaporateur et la disposition des ventilateurs.

Chen et al. [7] ont étudié 3 densités de perforations différentes. Ils ont observé que la température décroît d'autant plus que la densité de perforation augmente. En effet, la température au niveau de la 4<sup>ème</sup> étage est à 6 °C, 9 °C et 10 °C lorsque la densité de perforation est à 625 m<sup>2</sup>, 312 m<sup>2</sup> et nulle respectivement. Wu et al. [30] ont testé 8 porosités différentes de telle sorte que le ratio entre le débit d'air au soufflage et débit d'air dans la

canalisation arrière soit le suivant (100 % - 0 %, 80 % - 20 %, 70 % - 30 %, 60 % - 40 %, 54 % - 46 %, 49 % - 51 %, 45 % - 55 %, 41 % - 49 %). De plus, ils ont étudié l'impact de la position (bas/milieu/haut) des perforations sur la thermique. Les résultats obtenus ont montré que la température du meuble est beaucoup plus sensible aux pourcentages de perforations qu'à leurs positions.

- **Les rideaux d'air**

Hammond et al.[18] ont travaillé sur un nouveau design de rideau d'air appelé « les rideaux d'air court ». La modification consiste à remplacer le long rideau d'air par plusieurs rideaux d'air pour chaque étage. Les résultats expérimentaux montrent que cette modification permet de réaliser 35,9 % d'économie d'énergie. De plus, une meilleure homogénéité de température des produits est observée. En effet, l'écart entre la température maximale et minimale dans le meuble passe de 9,5 °C pour le meuble fonctionnant avec un rideau d'air classique à 3,1 °C lorsque les rideaux sont courts. D'autres auteurs [15], ont montré que l'ajout d'une alimentation d'air froid au niveau du soufflage permet de contrôler le rideau d'air et ainsi protéger d'avantage le meuble des infiltrations extérieures. Ce système apporte plus d'homogénéité de température dans le meuble. Les auteurs ont montré que la vitesse optimale du rideau d'air est de 0,7-0,8 m.s<sup>-1</sup>.

- **La régulation du meuble**

Kou et al. [31] ont étudié l'influence des paramètres de régulation du meuble sur la température et la qualité des produits (épinards emballés). La température du thermostat de régulation a été modifiée de -0,5 °C à -2,2 °C avec un dégivrage de 30 mn toutes les 12 h pour les deux cas. Ils ont montré que lorsque la température de régulation est égale à -2,2 °C, les températures des produits en particulier ceux qui sont situés à l'avant respectent la température imposée par la réglementation. Cependant, les paquets situés à l'arrière gèlent (température moyenne -0,8 °C). Lorsque la température de régulation est fixée à -0,5 °C, il n'y a plus de problème de gel des produits mais les températures des paquets situés à l'avant dépassent la température réglementaire. Les auteurs soulignent alors l'effet de la température ambiante sur la thermique des meubles ainsi que les hétérogénéités de températures entre les paquets à l'avant et à l'arrière et la nécessité de trouver des solutions pour améliorer la conservation des aliments dans les meubles frigorifiques de vente.

- **Autres technologies**

Song et al. ont travaillé sur l'impact de l'utilisation des coulis de glace comme fluide frigoporteur pour refroidir le meuble frigorifique. Le principal avantage de cette technologie est d'éviter les dégivrages ce qui engendre une diminution de la consommation électrique et limite par conséquent les variations de température dues au dégivrages [32].

### **I.1.3 Etude numérique/aéroulque des meubles frigorifiques de vente**

Améliorer la conception des meubles frigorifiques de vente est un objectif important pour les fabricants de meubles dans le but d'améliorer leurs performances thermiques et énergétiques. La simulation numérique permet d'étudier l'impact de modifications en limitant le temps et le coût des études [33]. Pour réduire les infiltrations thermiques dans la zone utile du meuble et ainsi maintenir la température de conservation des produits, les travaux se sont principalement concentrés sur l'efficacité des rideaux d'air à partir de modèles de mécanique des fluides [10, 34] ou d'autres sur les taux d'infiltrations [35, 36]. Navaz et al. [13] ont étudié par une approche couplant le numérique (CFD : Computational Fluid Dynamics) et l'expérimental l'efficacité du rideau d'air et les paramètres influant sur les infiltrations extérieures. Ils ont montré que le profil de vitesse au niveau du soufflage, l'intensité des turbulences au niveau du rideau d'air et le nombre de Reynolds représentent les facteurs qui contribuent le plus au pourcentage d'infiltrations.

Cortella et al.[37] ont utilisé la méthode des éléments finis pour analyser les températures d'air et aussi les vitesses dans le meuble frigorifique de vente. Ge et al. [38] ont également développé un modèle basé sur les différences finies permettant de prédire et d'optimiser les performances des rideaux d'air. Un autre travail de Cortella et al. [39] a mis en avant l'utilisation des modèles CFD comme outils permettant d'estimer les profils de températures, de vitesses et les consommations. Les simulations ont été réalisées pour des meubles verticaux et horizontaux. L'infiltration extérieure a été étudiée et validée par des résultats expérimentaux. Wu et al. [40] ont présenté un modèle mathématique basé sur les équations de conservations de la masse et de l'énergie pour décrire les écoulements et les transferts thermiques. Les résultats ont montré qu'une meilleure conception du meuble (le diamètre optimal pour la bouche de soufflage est de 0,011 m pour le meuble étudié) et un remplissage optimal des produits en respectant la hauteur limite de remplissage permet d'améliorer les



performances thermiques du rideau d'air, de mieux maintenir les températures de conservation et de réduire la consommation électrique.

L'étude numérique et expérimentale réalisée par Marinetti et al [41] étudie l'écoulement d'air dans la canalisation arrière en prenant en compte l'effet des ventilateurs et la géométrie. Ils ont observé une mauvaise distribution du débit d'air à la sortie de l'évaporateur. Ceci s'explique principalement par la position des ventilateurs. Les travaux de Rosseti et al [42, 43] ont montré que la vitesse d'air dans le meuble frigorifique est étroitement liée à la température. Laguerre et al. [24] se sont également intéressés aux transferts thermiques et aux champs de vitesse des meubles. Ils ont montré que la variation de température du rideau d'air dépend non seulement du cycle marche arrêt du compresseur mais aussi des tourbillons transitoires sources d'infiltration.

## I.1.4 Spécificités des meubles fermés

### I.1.4.1 Technologie des meubles frigorifiques fermés

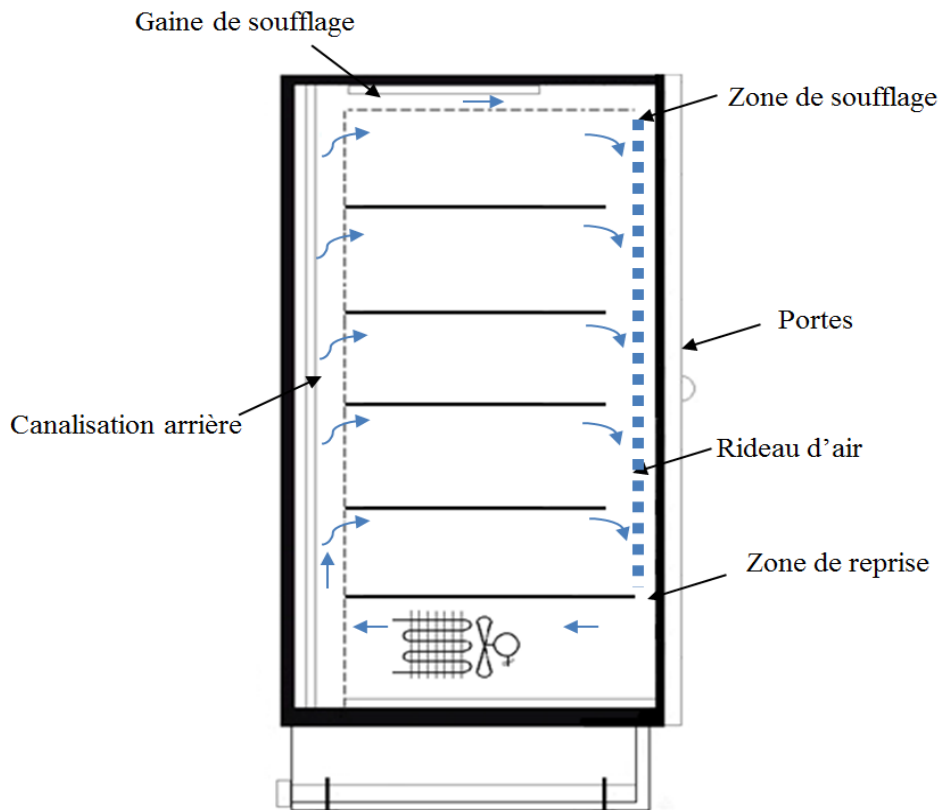


Figure 7: Technologie des meubles fermés

L'infiltration d'air importante étant l'inconvénient majeur des meubles frigorifiques ouverts, les fabricants des meubles se sont orientés vers les meubles frigorifiques de vente fermés afin d'améliorer les performances thermiques et énergétiques (figure 7). Plusieurs travaux se sont intéressés à ce nouveau design de meuble et ont montré que l'installation des portes permet d'atteindre 70 % d'économies d'énergie [44, 45] et une meilleure homogénéité de température [46, 47]. De plus, la mise en place des portes apporte le confort thermique pour les clients [48]. En effet, la température moyenne de l'air dans les allées des meubles frigorifiques augmente de 2 °C avec l'installation des portes.

#### ***1.1.4.2 Effet sur les performances énergétiques***

Les résultats de Fricke et al. [44] ont montré que les meubles fermés consomment environ 20 % de moins que les meubles ouverts (43,7 kWh pour le meuble fermé et 53 kWh pour les meubles ouverts). En effet, la consommation électrique du compresseur est environ 4 fois plus petite dans le cas avec portes (11,7 kWh/jour pour le meuble fermé et 42,2 kWh/jour pour un meuble ouvert) cependant, la mise en place des portes nécessite l'ajout de résistances anti-condensation qui consomme environ 35 % de la consommation totale d'un meuble fermé.

Faramarzi et al. [49] ont étudié l'impact énergétique de l'installation de portes pour les meubles frigorifiques. Les résultats obtenus montrent que le débit du fluide frigorigène est réduit de 71 % et la consommation électrique du compresseur de 87 %. Cette modification permet la réduction des infiltrations et l'humidité de l'air, ce qui engendre une diminution de la formation du givre (d'environ 11 % [50]). D'autres travaux ont montré que la fréquence et la durée des ouvertures de portes peuvent être des facteurs limitants à la réduction de la consommation électrique et que la consommation est 15% plus importante lorsque le meuble fonctionne sous des conditions cycliques d'ouverture et fermeture de portes [26].

#### ***1.1.4.3 Effet sur les performances thermiques et aérauliques***

Très peu d'études se sont intéressées à l'effet de la mise en place des portes sur les températures de produits. Lindberg et al. [51] ont montré que la température moyenne de l'air pour un meuble fermé diminue de 2 °C par rapport à un meuble ouvert. Evans et al [23] ont mesuré la distribution de température dans les meubles fermés et ont montré que la fermeture des portes ne solutionne pas le problème d'hétérogénéité des températures dans le meuble. En effet, les paquets les plus chauds sont toujours situés à l'avant et à l'étage inférieur et les paquets les plus froids sont situés à l'arrière et à l'étagère du haut. Dans ce même sens, Atilio

et al. [46] ont montré l'hétérogénéité spatiale de la température dans les meubles fermés malgré un niveau de température plus bas que les meubles ouverts.

Chaomuang et al. [52] ont étudié les transferts thermiques dans les meubles frigorifiques fermés et ont montré que la mise en place des portes permet de réduire l'amplitude des hétérogénéités de température des paquets dans le meuble. Ils ont également comparé un meuble avec et sans portes et confirmé une meilleure performance thermique pour les meubles fermés. Les mêmes chercheurs [53] ont étudié l'influence des conditions opératoires sur la thermique du meuble. Ils ont montré que les paquets situés à l'avant sont plus chauds que les paquets situés à l'arrière quel que soit les paramètres opératoires. Par ailleurs, plus la température ambiante est importante plus la température dans le meuble augmente. La fréquence d'ouvertures de portes a le même impact. Avec des ouvertures régulières, une diminution de la température des paquets arrière est cependant observée : ceci s'explique par une production du froid plus importante due à l'augmentation de la charge thermique.

Orlandi et al.[54] ont développé un modèle CFD permettant de comprendre l'effet des ouvertures des portes et de la conception du meuble pour quantifier la chaleur entrée au cours de cette étape. Dans leurs études, deux types de portes ont été testés : portes coulissantes et portes battantes. Les résultats ont montré que la température est la même pour les deux types de portes pendant la phase de maintien. Cependant, lors des ouvertures, la température de reprise est inférieure pour une porte coulissante. Ainsi les meubles fermés à portes coulissantes consomment 17 % d'énergie en moins que les autres types de meubles fermés. De plus, ils ont étudié l'impact des fréquences d'ouverture de portes sur la consommation. En suivant la norme, à savoir 10 ouvertures de 15 s par porte pendant 1 h, l'apport de chaleur dû à l'infiltration lors des ouvertures représente 12 % des apports de chaleur du meuble. Cependant lorsque les fréquences augmentent à 60 ouvertures en 1 h pour chaque porte, cette contribution atteint 44 %.

Fricke et al. ont mené une étude sur 2 supermarchés aux Etats Unis concernant la fréquence d'ouvertures de portes et ont trouvé qu'en moyenne, il y a 6,3 ouvertures par porte et par heure et que la moyenne de durée d'ouverture est de 5 s. Ainsi, ces résultats montrent que les conditions de la norme sont plus sévères et peuvent être appliquées comme référence pour les travaux de recherche. D'agaro et al. [16] ont étudié numériquement le phénomène de condensation (buée). En effet, l'ouverture de porte entraîne l'apparition de buée sur les

vitrines du meuble ce qui réduit la visibilité des produits et peut freiner l'acte d'achat. Le modèle développé a montré que la mise en place de résistances chauffantes intégrées aux portes permet de réduire la formation de buée.

### **I.1.5 Conclusion**

Les meubles frigorifiques se caractérisent par des températures hétérogènes qui dépendent principalement de la position et de l'emplacement de l'évaporateur dans le meuble. De plus, la thermique ainsi que les performances du meuble sont liées à plusieurs paramètres tels que les conditions ambiantes, le dégivrage, le type de rideau d'air et la conception du meuble. Il est donc indispensable de trouver des solutions pour améliorer la thermique du meuble et homogénéiser les températures tout en réduisant la consommation électrique. L'une des solutions est d'intégrer des matériaux à changement de phase dans les meubles frigorifiques de vente afin de limiter les remontées de températures lors des dégivrages et apporter de la stabilité thermique.

## **I.2 Matériaux à changement de phase et leurs applications dans le domaine du froid**

### **I.2.1 Définition**

Les matériaux à changement de phase (MCP) sont des matériaux capables de stocker de l'énergie lors du changement de phase sous forme latente.

### **I.2.2 Différents types de MCP**

Il existe deux grandes familles de MCP : organique et inorganique.

- MCP Organiques

Les MCP organiques les plus utilisés pour le stockage d'énergie sont les paraffines et les acides gras. Les paraffines sont des chaînes carbonées obtenues lors du procédé de raffinage du pétrole de formule générale  $C_nH_{2n+2}$  ( $CH_3-(CH_2)_n-CH_3$ ). Elles se caractérisent par une chaleur latente qui varie entre 175 et 250  $\text{kJ.kg}^{-1}$  et une température de fusion entre 5 et 100 °C en fonction du nombre d'atomes de carbone. Les paraffines sont stables chimiquement et thermiquement dans le temps et ne présentent pas de surfusion, mais elles ont l'inconvénient d'être inflammables et d'avoir une variation de volume très importante

(supérieure à 12 %) lors du changement de phase. Les acides gras sont des chaînes carbonées obtenues à partir de graisses animales ou végétales paraffines. Ils sont également stables chimiquement et thermiquement dans le temps et ne présentent pas de surfusion, mais ils sont un peu plus coûteux que les paraffines.

- MCP inorganiques

Les MCP inorganiques [55] ont des capacités de stockage par chaleur latente plus importante que les MCP organiques. Ils ont la spécificité d'avoir un changement de phase à une température précise. Les MCP inorganiques les plus utilisés et étudiés sont les sels hydratés. Ils se caractérisent par une chaleur latente qui varie entre 150 et 250 kJ.kg<sup>-1</sup>. Ils ont l'avantage d'être peu coûteux et disponibles, et le changement d'état se fait avec une faible variation de volume. Cependant, ils peuvent subir une importante surfusion et sont en général très corrosifs.

- MCP eutectiques

Les MCP eutectiques [3] sont des mélanges composés de MCP organiques O et MCP inorganiques I ( mélange O/I, O/O, I/I). Leurs propriétés dépendent des éléments qui les composent et se comportent comme un corps pur lors du changement d'état.

### **I.2.3 Critères de choix des MCP**

Pour avoir un stockage efficace, il est important de choisir un matériau à changement de phase avec une chaleur latente importante. Cependant, le choix du MCP adéquat ne dépend pas d'un seul paramètre.

Plusieurs critères peuvent être pris en compte :

#### **Critères thermophysiques**

- La température de changement de phase
- La chaleur latente par unité de volume
- La conductivité thermique
- La masse volumique
- La dilatation thermique durant le changement de phase

## **Critères chimiques**

- Stabilité chimique à long terme et au cours des changements de phase
- Dangersité - toxicité : Certains produits sont soumis à des réglementations et des normalisations à respecter
- Inflammabilité

## **Critères économiques**

- Abondance et disponibilité
- Prix du MCP

### **I.2.4 Applications des MCP dans les équipements frigorifiques**

L'utilisation des MCP a déjà été étudiée dans la littérature pour équiper différents équipements, tels que les congélateurs, les réfrigérateurs, les camions frigorifiques et les meubles de vente. Nous présentons ici une synthèse des études sur ces équipements.

#### ***I.2.4.1 Congélateurs***

Une étude réalisée par Gin et al. [56] sur l'effet des MCP à température négative (-15,4 °C) a montré que l'intégration de panneaux de MCP sur les parois internes d'un congélateur domestique limitait à la fois les fluctuations de température d'air et des produits. Ils ont aussi montré que la taille des cristaux des crèmes glacées est plus petite pour les congélateurs modifiés. De plus, il y a moins de perte en eau avec la présence des MCP. Ces résultats s'expliquent par l'impact des MCP pour apporter une meilleure homogénéité et stabilité de température. Les mêmes chercheurs [57] ont montré que la présence des MCP permet également de réduire les remontées en température des produits lors d'une coupure d'électricité ou des dégivrages et de diminuer la consommation électrique. En effet, contrairement à un régime stationnaire de fonctionnement des congélateurs, l'effet des MCP est très significatif lors des dégivrages (une diminution de 8 % sur la consommation électrique avec MCP lors des dégivrages) et des ouvertures de portes (une diminution de 7 % sur la consommation électrique lors des ouvertures de portes). E.Oró et al. [58] ont montré que l'intégration des MCP dans les congélateurs de type commercial permet de maintenir la température de consigne à 4-6 °C plus bas que dans un cas sans MCP. Les MCP permettent de réduire la remontée de température des paquets de 2 °C pendant un arrêt de compresseur de 3 h des paquets par rapport à un cas sans MCP. De plus, les auteurs ont mis en avant l'intérêt

de bien choisir la température de changement de phase. En effet, avec un MCP qui change de phase à  $-18^{\circ}\text{C}$ , les MCP apportent une meilleure stabilité thermique lorsque la température de régulation du meuble est à  $-19^{\circ}\text{C}$  que lorsque la température est à  $-22^{\circ}\text{C}$ .

#### 1.2.4.2 Réfrigérateurs domestiques

Azzouz et al. [3, 4] se sont intéressés à l'intégration des matériaux à changement de phase dans les réfrigérateurs. Un modèle dynamique de la machine frigorifique intégrant une plaque de matériau à changement de phase a été développé et validé expérimentalement. Les résultats ont montré que l'ajout de MCP en contact avec l'évaporateur améliore le transfert thermique au niveau de l'évaporateur. Une amélioration de 5-15 % au niveau du COP a été observée. De plus le nombre de marche arrêt du compresseur a fortement diminué grâce à l'intégration des MCP qui augmente l'autonomie de l'appareil (5-9 h contrairement à un réfrigérateur conventionnel qui ne garde le froid que pendant 1-3 h) et qui engendre une diminution des fluctuations de température. Elarem et al.[59] ont étudié par une approche expérimentale l'effet de l'intégration d'un échangeur contenant du MCP sur la consommation électrique d'un réfrigérateur domestique. L'échangeur utilisé est solidaire de l'évaporateur et rempli de MCP de type organique ayant une température de changement de phase de  $4^{\circ}\text{C}$  et une chaleur latente de  $200\text{ kJ.kg}^{-1}$ . Puis grâce à leur modèle CFD, ils ont pu tester plusieurs emplacements de MCP dans le compartiment froid du réfrigérateur (figure 8).

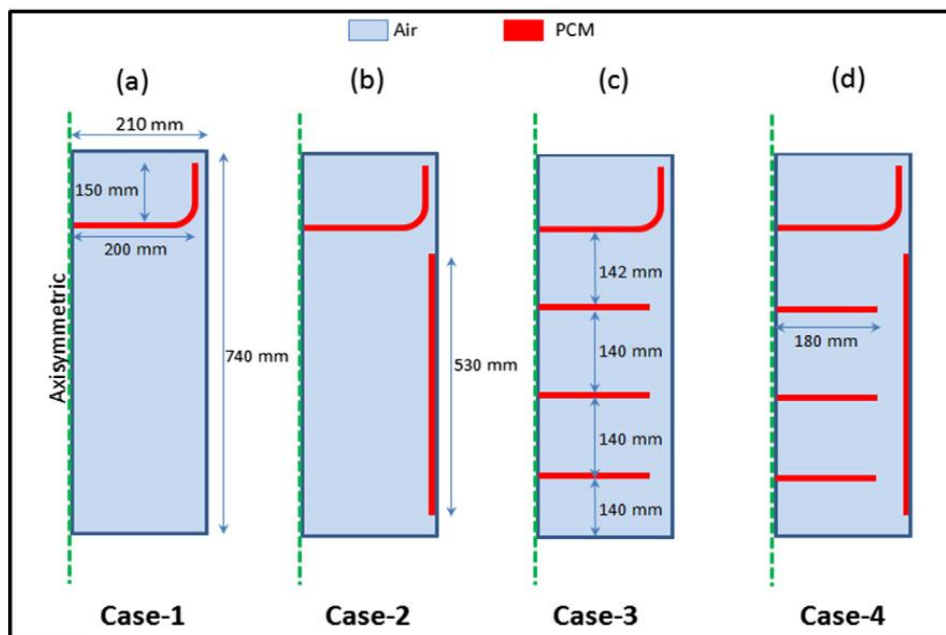


Figure 8 : Emplacements étudiés des MPC dans le réfrigérateur [59]

Les résultats obtenus sont assez prometteurs : un meilleur COP (augmentation de 8 %) a été observé. De plus, la consommation électrique a diminué de 12 %. Enfin, les simulations ont montré qu'une stratification thermique avec des zones froides au milieu de la caisse et des zones chaudes en haut et en bas est observée pour 4 cas d'intégration des MCP. De plus, un régime thermique et aérodynamique permanent est atteint plus vite pour la caisse 4 puis 3,2 et enfin 1. Une optimisation de la quantité de MCP introduite est nécessaire pour le cas n°4.

Marques et al. [60] ont développé un modèle CFD permettant de décrire les écoulements ainsi que la distribution de température pour un réfrigérateur avec stockage. Plusieurs paramètres de MCP (types, orientations, température de fusion) sont testés dans le but de comparer l'effet de ces paramètres sur la température du compartiment réfrigéré. Les résultats ont montré que la température moyenne du réfrigérateur est plus basse avec une configuration de MCP horizontale que la configuration verticale. De plus, le MCP avec une température de changement de phase plus basse assure une meilleure stabilité thermique dans ce cas.

D'autres chercheurs [61-63] se sont intéressés à l'intégration des MCP sur les circuits frigorifiques dans le but d'améliorer les performances énergétiques de la machine.

#### ***1.2.4.3 Camions frigorifiques***

Le transport frigorifique est un maillon important de la chaîne du froid. Ce maillon représente un enjeu énergétique fort car il contribue fortement aux émissions de gaz à effet de serre au travers de la production de froid pour la conservation des denrées transportées et par la fonction transport. Aujourd'hui de nombreux camions frigorifiques utilisés pour les livraisons journalières intègrent des plaques eutectiques pour stocker l'énergie. Ces plaques de MCP sont chargées la nuit sur le secteur puis elles assurent le maintien en température des denrées pendant les livraisons journalières. Ces systèmes sont efficaces, mais peuvent s'avérer insuffisants lors de périodes estivales et avec des ouvertures de portes fréquentes. Par ailleurs, la présence du groupe froid dans le camion augmente la charge à vide et limite le volume disponible pour les denrées. Des solutions alternatives sont étudiées. Tassou et al. [64] ont mis en avant dans leur revue bibliographique sur le transport frigorifique, l'intérêt d'utiliser des MCP pour stocker de l'énergie, puis de la restituer lors d'un besoin frigorifique pour maintenir la température souhaitée du camion. Le stockage ou la combinaison entre système de stockage et cycle de réfrigération permet de réduire les pertes lors des ouvertures de portes et donc la consommation. Ahmed et al. [65] ont intégré des tubes de MCP dans les panneaux



d'isolation des camions pour limiter les pertes vers l'extérieur. L'intégration de la paraffine sur les panneaux d'isolation a permis de réduire les transferts thermiques de 16,3 %. De plus cette nouvelle technologie a permis également de limiter les fluctuations de températures. Ainsi, cette technologie permet de réduire la taille des équipements frigorifiques et la pollution résultant de la réfrigération par moteur thermique (diesel).

#### ***1.2.4.4 Meubles frigorifiques de vente***

Très peu de travaux se sont intéressés à l'intégration des MCP dans les meubles frigorifiques de vente. Un nouveau design d'étagère a été étudié dans les travaux de Lu et al. [55]. Les MCP ont été introduits dans les tubes d'échangeurs solidaires à l'étagère. Les résultats expérimentaux ont montré que la température des paquets se trouvant sur l'étagère modifiée est réduite de 3 à 5 °C. De plus l'augmentation de température est maintenue à 1,5°C lors d'un dégivrage. D'une façon générale, les tubes échangeurs avec MCP permettent d'avoir une meilleure homogénéité de température dans le meuble sans aucune modification de la consommation électrique du meuble.

Sevaut et al [66] ont étudié numériquement l'intégration des accumulateurs de MCP dans la canalisation arrière. L'échangeur utilisé est composé de 3 fluides : le MCP (de l'eau pure), l'air à refroidir et le CO<sub>2</sub> - le fluide de refroidissement. Les résultats ont montré qu'une variation de la géométrie de l'accumulateur de MCP (distance entre les tubes d'air et de CO<sub>2</sub>) modifie énormément les temps de charge et de décharge des MCP. En effet, la durée de charge/décharge de MCP est de 26 mn/4,5 h pour un volume 60 l alors que la durée est de 5 h/63 h pour un volume 90 l.

Mehmet et al. [5] ont étudié l'impact de la présence d'une plaque de MCP sur les écoulements (perte de charge et vitesse) et la thermique du distributeur de boissons réfrigérées. La plaque est fixée contre la paroi de l'évaporateur qui est à 19 mm de la paroi arrière du distributeur (figure 9). Le MCP utilisé est de l'eau.

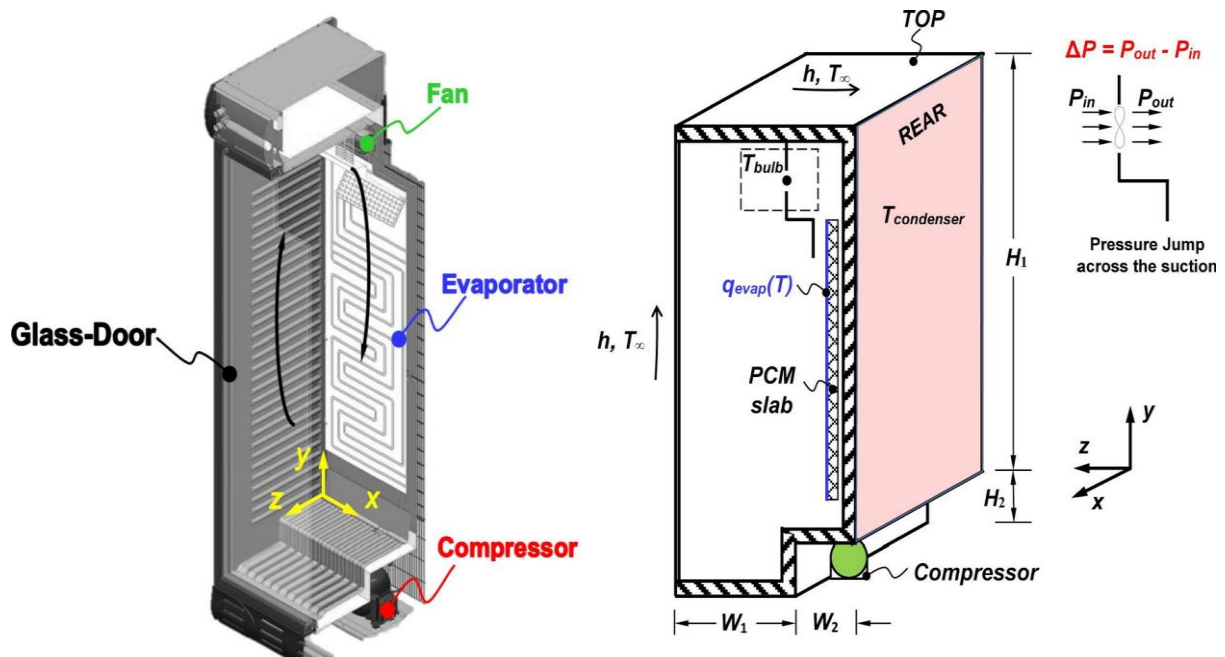


Figure 9 : Emplacement de la plaque de MCP étudiée par Mehmet et al. [5]

Les résultats de simulation ont montré que plus l'épaisseur de la plaque augmente plus la perte de charge dans le meuble augmente et la vitesse de l'air diminue ( $5,55 \text{ m.s}^{-1}$ ,  $5,53 \text{ m.s}^{-1}$ ,  $5,47 \text{ m.s}^{-1}$ ,  $5,28 \text{ m.s}^{-1}$  et  $4,94 \text{ m.s}^{-1}$  pour des épaisseurs de plaque de 2, 4, 6, 8 et 10 mm respectivement). De plus, la présence des MCP permet de stabiliser la température du distributeur et aussi de diminuer le nombre de cycle marche-arrêt du compresseur. La configuration étudiée se distingue d'un réfrigérateur par la présence d'un ventilateur et donc plutôt similaire à celle d'un meuble frigorifique de vente. Les auteurs soulignent la nécessité de trouver un compromis entre l'autonomie apportée par la quantité de MCP insérée et la perte de charge due à la présence de l'obstacle (un minimum a été observé pour l'épaisseur de 6 mm).

Alzuwaid et al [1, 2] ont quant à eux intégré des radiateurs remplis par 1,2 kg de MCP de type eutectique dans la canalisation arrière d'un meuble frigorifique de vente ouvert (figure 10). Leurs travaux numériques et expérimentaux ont montré que l'ajout des MCP permet de réduire la température de l'air lors des dégivrages et d'avoir une meilleure homogénéité de température dans le meuble. De plus, l'intégration de MCP contribue à réduire de 5 % la consommation électrique sous les conditions de « climat 3 » c'est-à-dire  $20^\circ\text{C}$  et 60% d'humidité relative.

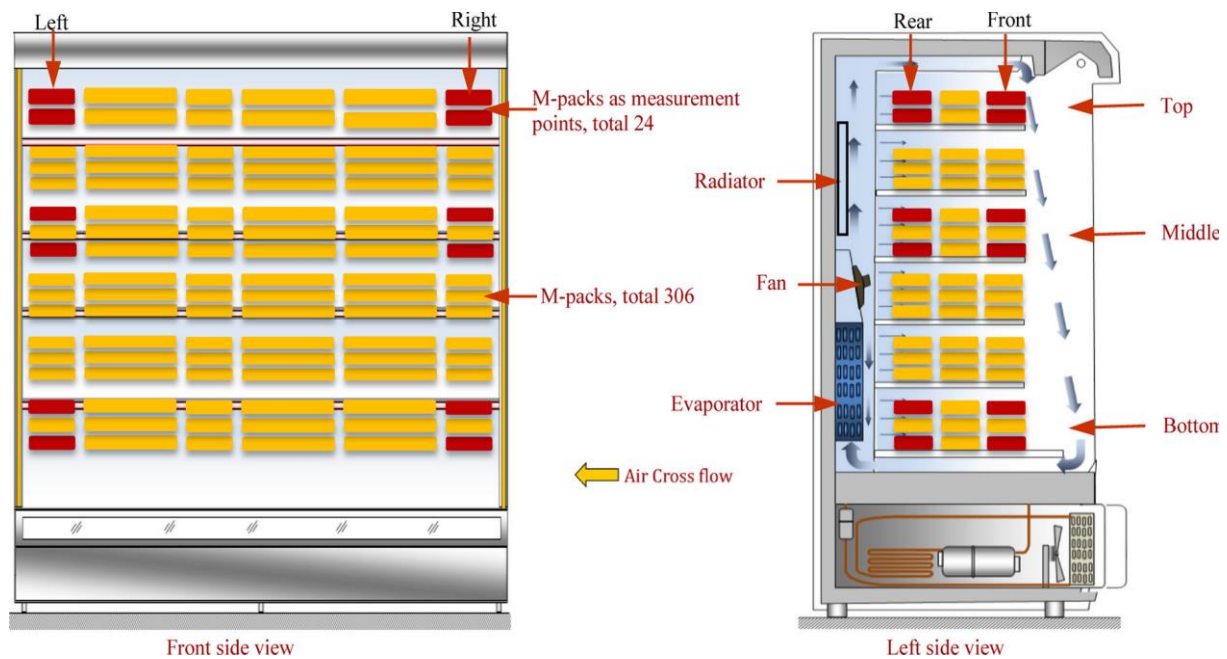


Figure 10 : Emplacement de l'échangeur de MCP étudié par Alzuwaid et al. [1, 2]

### I.3 Conclusion

Dans le cadre de cette étude, un essai d'intégration d'une quantité importante de MCP dans les meubles frigorifiques de vente va être testé dans le but de réaliser des effacements. Pour ce faire une étude bibliographique axée sur la technologie des meubles frigorifiques de vente ainsi que leur comportement thermique et aéraulique a été présentée. Le cas spécifique des meubles fermés a été également abordé. Cette étude a permis de mettre en avant les hétérogénéités thermiques des meubles et d'identifier les paramètres les plus influents. Les matériaux à changement de phase et leurs applications dans les équipements frigorifiques ont été également présentés. Cette partie a souligné le grand intérêt du stockage thermique. Seules deux études expérimentales ont été menées sur l'insertion de MCP dans les meubles. Ces travaux se sont limités à de petites quantités de MCP. Cependant, la littérature a permis de relever plusieurs problématiques concernant le choix du MCP, l'importance de l'emplacement, la quantité introduite, les transferts thermiques ainsi que son impact la présence d'un obstacle dans sur le comportement aéraulique et thermique du meuble.

## **Chapitre II : Caractérisations thermiques et énergétiques des meubles frigorifiques**

*L'objectif de cette partie est d'étudier expérimentalement et numériquement le comportement thermique d'un meuble frigorifique de vente ouvert et fermé. Un dispositif expérimental sur un meuble frigorifique ouvert a été utilisé dans le but d'analyser l'effet des conditions ambiantes sur le refroidissement des paquets et le comportement thermique du chargement lors d'un arrêt du compresseur. De même, un dispositif pour un meuble fermé a été mis en place pour étudier l'effet de la présence de portes sur la thermique du meuble. Par ailleurs, un modèle thermique sur DYMOLA a été également développé et validé expérimentalement.*

## II.1 Matériels et méthodes

### II.1.1 Meuble frigorifique ouvert

#### II.1.1.1 Dispositif expérimental

Le meuble frigorifique illustré sur la figure 11 est un meuble vertical ouvert (2 m de hauteur, 1,3 m de longueur et 0,9 m de largeur), possédant cinq étagères. Il est installé dans une chambre d'essai dont la température est contrôlée.



Figure 11 : Meuble ouvert instrumenté avec paquets de méthylcellulose

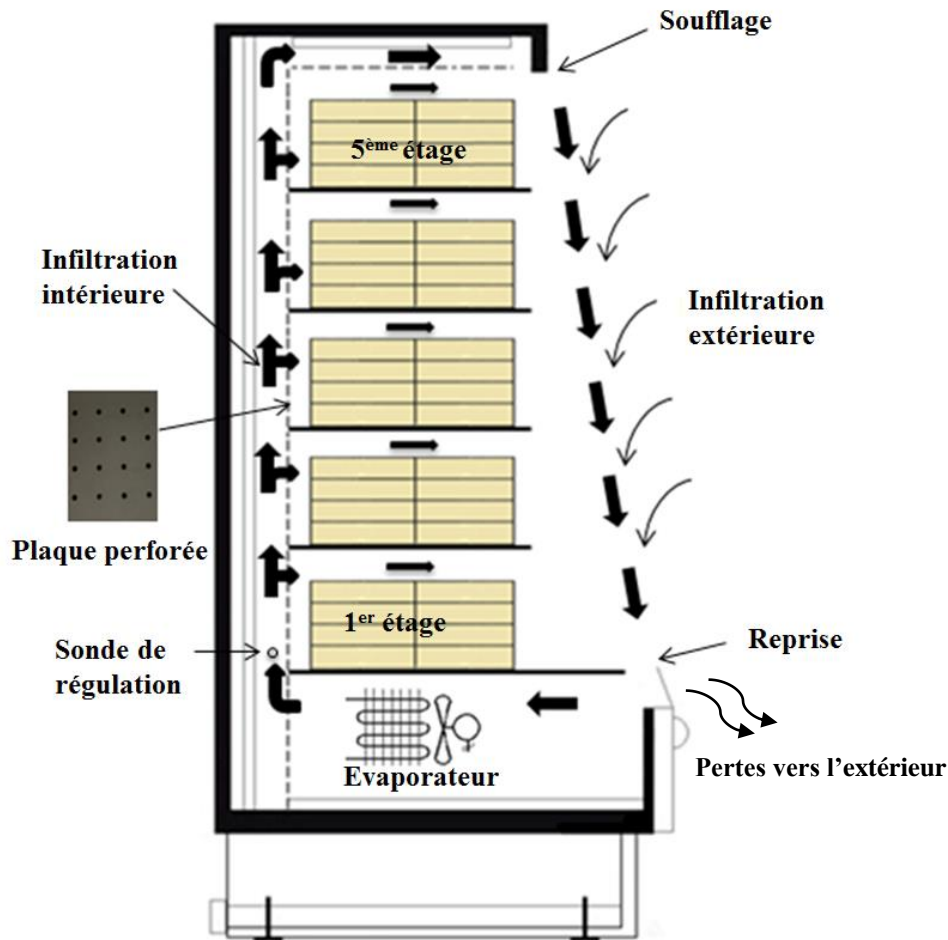


Figure 12 : Circulation de l'air dans le meuble ouvert

L'air soufflé par le ventilateur au travers de l'évaporateur monte par la canalisation arrière pour alimenter les différentes étagères. Une partie de l'air froid s'infiltré à travers la plaque arrière perforée pour refroidir les paquets, l'autre partie continue jusqu'à la canalisation supérieure. Au niveau du soufflage, l'air froid est alors entraîné vers le bas par l'aspiration du ventilateur. A ce niveau, de l'air ambiant est entraîné par le rideau d'air ce qui contribue aux apports de chaleur dans le meuble. Au niveau de la reprise, l'air passe à nouveau à travers l'évaporateur pour un nouveau cycle et l'excès d'air est rejeté vers l'extérieur (figure 12). En effet, les débits massiques au soufflage et à la reprise étant identiques en régime établi, une partie de l'air entraîné par le rideau est rejeté à l'extérieur du meuble.

La machine frigorifique du meuble utilise le R404A comme fluide frigorigène. La régulation est constituée d'un dispositif numérique permettant la gestion du compresseur, des dégivrages, et des alarmes. Une sonde de température est placée en aval de l'évaporateur dans le courant d'air au niveau du 1<sup>er</sup> étage (côté droit). Les températures enregistrées par la sonde

sont comparées à la température de consigne. Ainsi, des cycles marche/arrêt des compresseurs sont programmés. De plus, la sonde de régulation permet de commander la fin du dégivrage en comparant l'enregistrement de température avec la température de dégivrage.

Le meuble a été réglé avec une température de consigne de  $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , un dégivrage toutes les 4 h et une température de dégivrage de  $11\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Afin de réaliser des essais dans des conditions proches des essais de normalisation, des paquets de méthylcellulose (un produit test ayant des comportements thermiques proches de la viande) sont utilisés pour représenter les produits dans le meuble. Sur chaque étagère sont disposées huit rangées de produits. Chaque niveau comprend deux colonnes de quatre produits chacune, soit un total de 320 paquets de méthylcellulose pour le meuble. Les paquets de méthylcellulose ont une longueur de 20 cm, une largeur de 10 cm et une épaisseur de 5 cm. Leur masse volumique est de  $1100\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ , leur conductivité thermique est de  $0,49\text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  et leur capacité thermique massique est égale à  $3372\text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ .

### *II.1.1.2 Instrumentation*

- **Instrumentation du meuble frigorifique ouvert**

Afin de suivre le comportement thermique de l'air et des produits, les paquets de méthylcellulose et le meuble frigorifique de vente ont été instrumentés par des thermocouples de type T (précision  $0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Concernant le meuble, les points de température importants à mesurer pour effectuer des bilans thermiques se situent au niveau du soufflage, de la reprise, et après l'évaporateur. La température de l'air étant hétérogène dans les zones de soufflage et de reprise, 10 thermocouples espacés de 10 cm ont été placés dans chacune de ces zones afin de déterminer l'évolution moyenne de la température en ces points. Ainsi, un thermocouple (représenté par une étoile sur la figure 13) a été positionné au niveau de la sonde de régulation pour suivre son évolution au cours du temps. Entre le point situé au niveau de la sonde du thermostat et celui situé au soufflage, 5 thermocouples ont été positionnés pour évaluer les pertes thermiques à travers les parois. La mesure de la distribution de la température dans le rideau d'air étant très complexe à cause de l'infiltration extérieure (gradient de température entre l'intérieur du meuble et l'extérieur important), ce dernier n'a été instrumenté qu'au niveau du soufflage et de la reprise. Concernant les produits, 20 thermocouples ont été utilisés pour caractériser la distribution thermique du meuble. En s'appuyant sur des hypothèses de symétrie, une seule colonne a été instrumentée, les paquets les plus importants à mesurer étant

ceux situés à l'arrière et à l'avant des étagères car ce sont eux qui sont le plus soumis aux variations de température. De plus, pour chaque bloc de paquets, les températures en haut et en bas des produits sont mesurées et ce sont les moyennes qui seront prises en compte dans la suite du travail. Enfin, les thermocouples ont été placés sur différentes étagères : 5<sup>ème</sup> étagère (du haut), 3<sup>ème</sup> étagère (du milieu) et 1<sup>ère</sup> étagère (du bas). Les températures des produits sont mesurées soit en surface, soit à cœur. La figure 13 présente les positions des différents points de température.

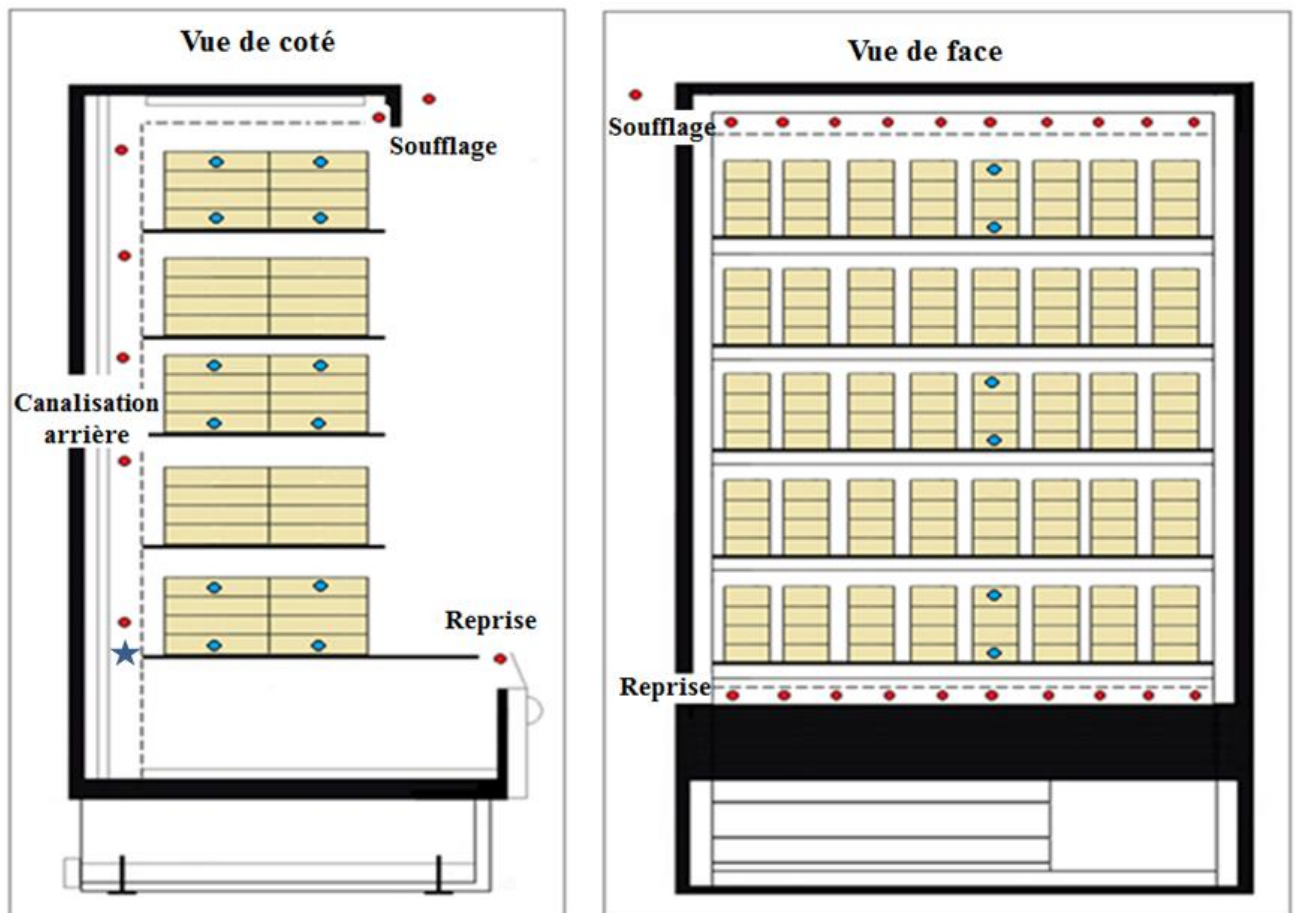


Figure 13 : Instrumentation du meuble ouvert

- **Instrumentation du groupe froid associé au meuble ouvert**

Le groupe froid du meuble, représenté sur la figure 14 a été instrumenté par 3 thermocouples de type T (précision 0,3 °C) en rouge (à l'entrée du compresseur, à l'entrée de l'évaporateur, à l'entrée du condenseur) et par 3 capteurs de pression en vert (à l'entrée du compresseur, la sortie du compresseur, à l'entrée du condenseur). Un débitmètre massique a été branché sur le circuit frigorifique pour mesurer le débit de fluide.



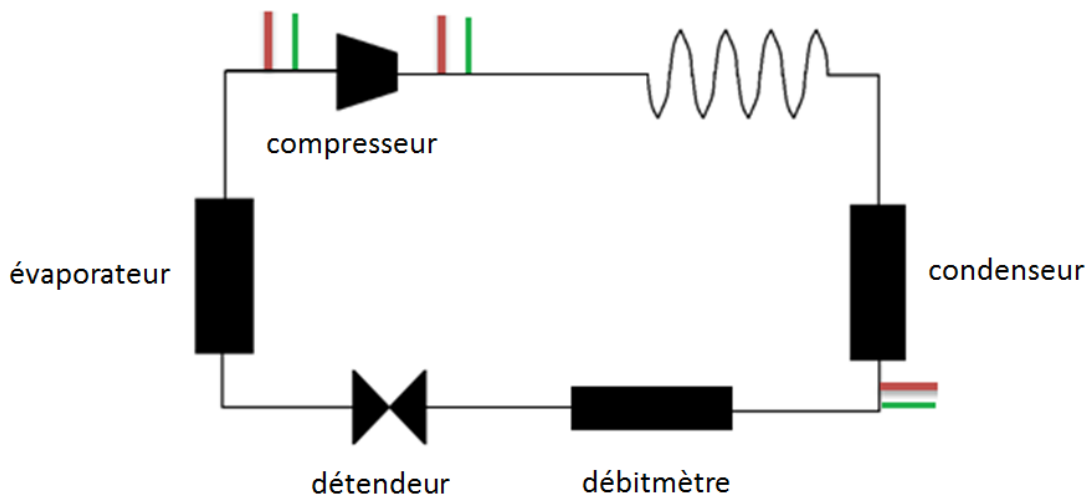


Figure 14 : Groupe froid associé au meuble ouvert

De plus, 2 wattmètres ont été mis en place, l'un au niveau du meuble frigorifique pour mesurer la puissance totale consommée par le meuble (compresseur, ventilateurs, éclairage...) et le deuxième au niveau du compresseur pour mesurer la puissance consommée par le compresseur.

Tout le matériel a été raccordé à une centrale d'acquisition, elle-même reliée à un ordinateur pour faire une acquisition toutes les 5 secondes.

### *II.1.1.3 Protocole opératoire*

La démarche expérimentale consiste tout d'abord à lancer un refroidissement thermique du meuble à partir d'un état initial stabilisé pour différentes conditions de températures ambiantes ( $T=15, 20, 25\text{ °C}$ ). Ensuite, lorsque le meuble atteint un régime périodique stable, un arrêt du compresseur est programmé pour suivre la remontée en température pour différentes températures ambiantes ( $T=15, 20, 25\text{ °C}$ ).

Il est à noter que tous les arrêts de la machine frigorifique se font tout en maintenant la ventilation en marche dans le meuble.

## II.1.2 Meuble frigorifique fermé

### II.1.2.1 Dispositif expérimental

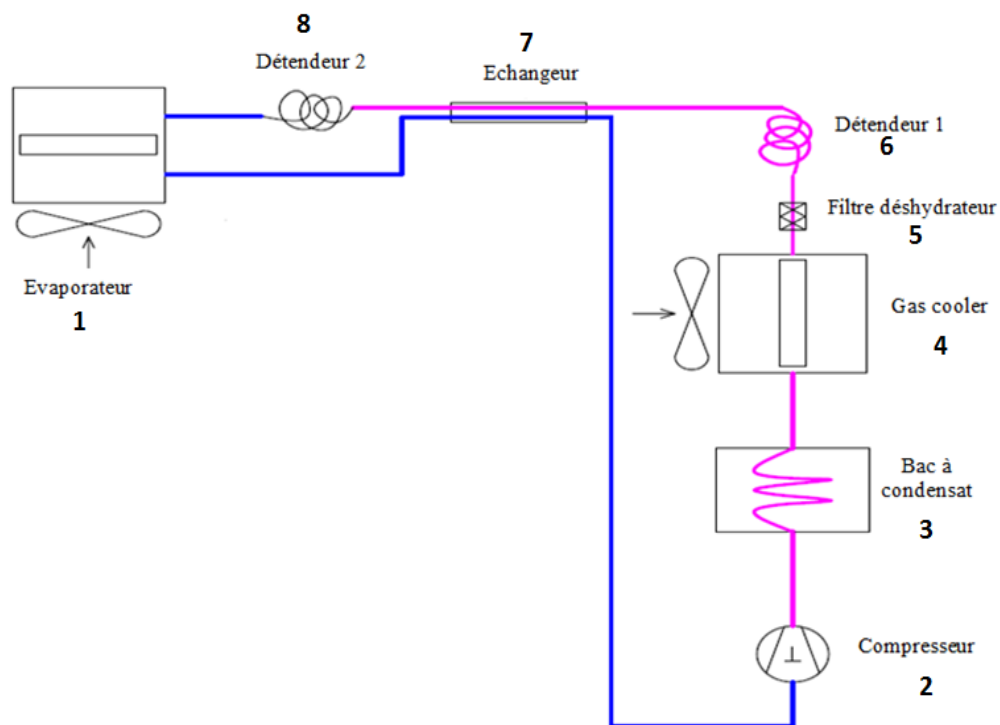
Le meuble utilisé, représenté sur la Figure 15, est un meuble vertical fermé (2 m de hauteur, 0,99 m de largeur et 0,865 m de profondeur), possédant six étagères (une base et cinq étages). Le meuble est équipé de deux portes à double vitrage (1,485 m de hauteur, 0,99 m de largeur). De plus, les deux cotés latéraux sont aussi en double vitrage.



Figure 15 : Photo du meuble frigorifique fermé

La machine frigorifique du meuble frigorifique fermé utilise le CO<sub>2</sub> (R744) comme fluide frigorigène. C'est un des premiers meubles logés fonctionnant avec du R744 disponibles sur le marché. Ainsi, le groupe frigorifique (figure 16) est sensiblement plus complexe qu'une machine fonctionnant avec des HFC. Il est composée des éléments classiques (évaporateur **1**, compresseur **2**) auxquels sont adjoints un gazcooler **4**, un échangeur de chaleur **7** et deux détendeurs **6** et **8**. Le gaz cooler permet au fluide frigorigène arrivant du compresseur sous

forme vapeur de repasser sous forme liquide à haute pression si l'on fonctionne en sub-critique, ou sous forme vapeur si l'on fonctionne en super-critique. Le premier détendeur situé en aval du compresseur a pour rôle d'assurer une pré-détente où une partie du fluide s'évapore en passant de la haute pression à une pression intermédiaire, le second détendeur situé après l'échangeur de chaleur permet de continuer l'étape de détente en faisant passer le fluide frigorigène de la pression intermédiaire à la basse pression. L'échangeur de chaleur à contre-courant permet d'un côté de refroidir le fluide frigorigène après la pré-détente et de l'autre côté de créer une surchauffe supplémentaire du gaz à la sortie de l'évaporateur. Le meuble est aussi équipé d'un bac à condensats **3** qui permet d'une part à refroidir le gaz en sortie du compresseur et d'autre part d'évaporer l'eau de dégivrage de l'évaporateur.



**Figure 16 : Groupe froid du meuble frigorifique fermé avant instrumentation**

L'évaporateur est situé dans la canalisation arrière au niveau des 3 premiers étages (figure 17). Une partie d'air est soufflé vers le haut. Dans son chemin jusqu'au soufflage, l'air froid s'infiltré à travers la plaque perforée pour refroidir les étages du dessus (4<sup>ème</sup>, 5<sup>ème</sup> et 6<sup>ème</sup>). Lors de sa descente vers la reprise, l'air froid à travers les étagères rejoint le jet soufflé pour former le rideau d'air du meuble fermé. C'est la boucle principale. Une boucle secondaire se forme par une sortie d'air latérale au niveau du 3<sup>ème</sup> étage qui descend vers le bas pour refroidir les étages du dessous (1<sup>er</sup>, 2<sup>ème</sup> et 3<sup>ème</sup>), l'air de la boucle secondaire rejoint la boucle

primaire jusqu'à la reprise pour un nouveau cycle de refroidissement. Comme pour le meuble ouvert, il existe des infiltrations d'air extérieur, en particulier entre les portes, celles-ci étant faiblement ajourées, mais ces infiltrations sont nettement inférieures à celles du meuble ouvert.

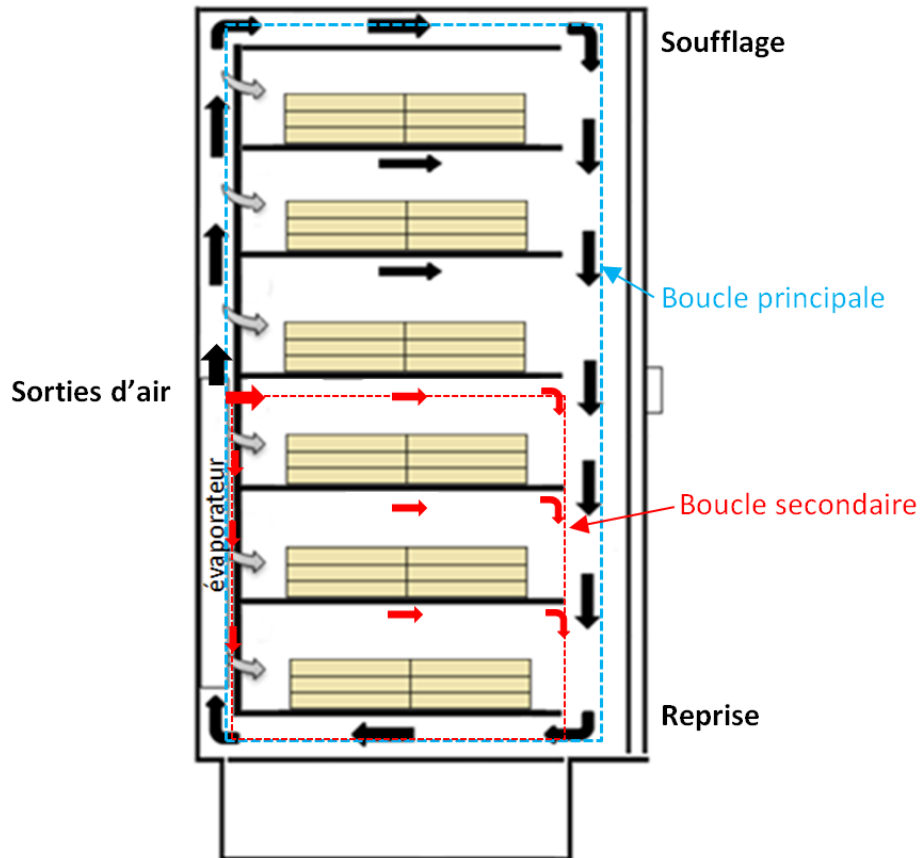


Figure 17 : Aérodynamisme du meuble fermé

Le meuble est piloté par une régulation identique au meuble ouvert. Pour ce meuble, il existe deux sondes de régulation : La première a pour rôle de contrôler la température dans le meuble, elle est située à la sortie de l'évaporateur à droite au niveau du 4<sup>ème</sup> étage Et la deuxième, est fixée sur les ailettes de l'évaporateur et est utilisée pour le dégivrage. La température de consigne est fixée à -1 °C et le dégivrage est programmé toutes les 4 h avec une température de dégivrage fixée à 11 °C.

Dans le but de réaliser des essais d'ouverture /fermeture de porte selon la norme, un dispositif d'ouverture de porte a été fabriqué (figure 18). Ce dispositif lié à un automate permet de programmer des scénarios d'ouverture-fermeture d'une seule porte, mais aussi des deux

portes simultanément, de modifier les durées d'ouvertures et le temps nécessaire pour l'ouverture. Les essais réalisés ont été programmés en respectant la norme :

- Chaque porte doit être ouverte 10 fois par heure pour les applications de denrées réfrigérées
- Le temps d'ouverture totale est de 15 s avec une répartition de 1 s pour l'ouverture, 1 s pour la fermeture, et 13 s de maintien de l'ouverture
- La séquence avec laquelle les portes s'ouvrent est la suivante :

**Porte 1** à 0 mn, 6 mn, 12 mn, 18mn...

**Porte 2** à 3 mn, 9 mn, 15 mn, 21mn...

- Les portes doivent être ouvertes à plus de 60°

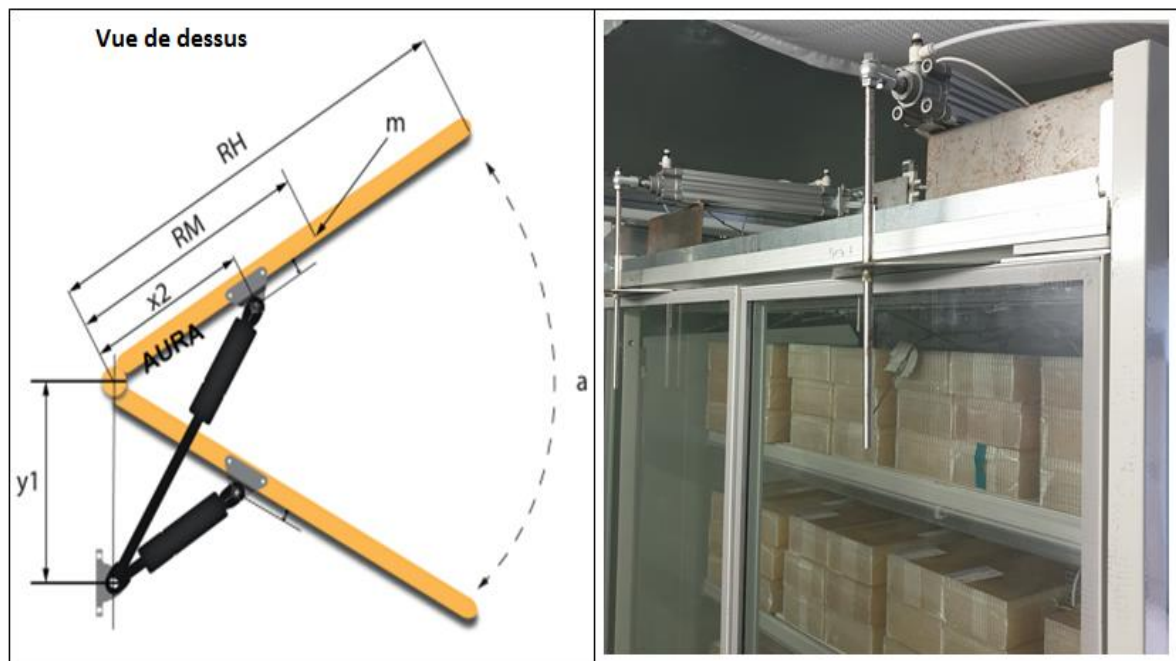


Figure 18: Mécanisme d'ouverture/fermeture de porte pour le meuble fermé

### II.1.2.2 Instrumentation

De la même manière que pour le meuble ouvert, le meuble fermé ainsi que son groupe froid ont été équipés d'un ensemble de capteurs de températures, de pression, d'un débitmètre et de wattmètres.

- **Instrumentation du meuble frigorifique fermé**

Concernant le meuble, des thermocouples gainés (type T) ont été placés au niveau du soufflage et de la reprise. La température de l'air étant hétérogène dans ces zones, 10 thermocouples espacés de 10 cm ont été fixés afin de déterminer l'évolution moyenne de la température en ces points. Un thermocouple (symbole étoile) a été positionné proche de la sonde de régulation (thermostat). Par ailleurs, 6 thermocouples ont été positionnés tout au long de la canalisation arrière pour évaluer les pertes thermiques à travers les parois.

Concernant l'instrumentation des produits, 24 thermocouples ont été utilisés. Les paquets instrumentés sont ceux situés à l'arrière et à l'avant des étagères car ce sont eux qui sont le plus soumis aux variations de température. Les thermocouples ont été placés sur toutes les étagères, du haut (6<sup>ème</sup> étage) vers le bas (1<sup>er</sup> étage). Les températures des produits sont mesurées en surface et au cœur. La figure ci-dessous présente les positions des différents points de température.

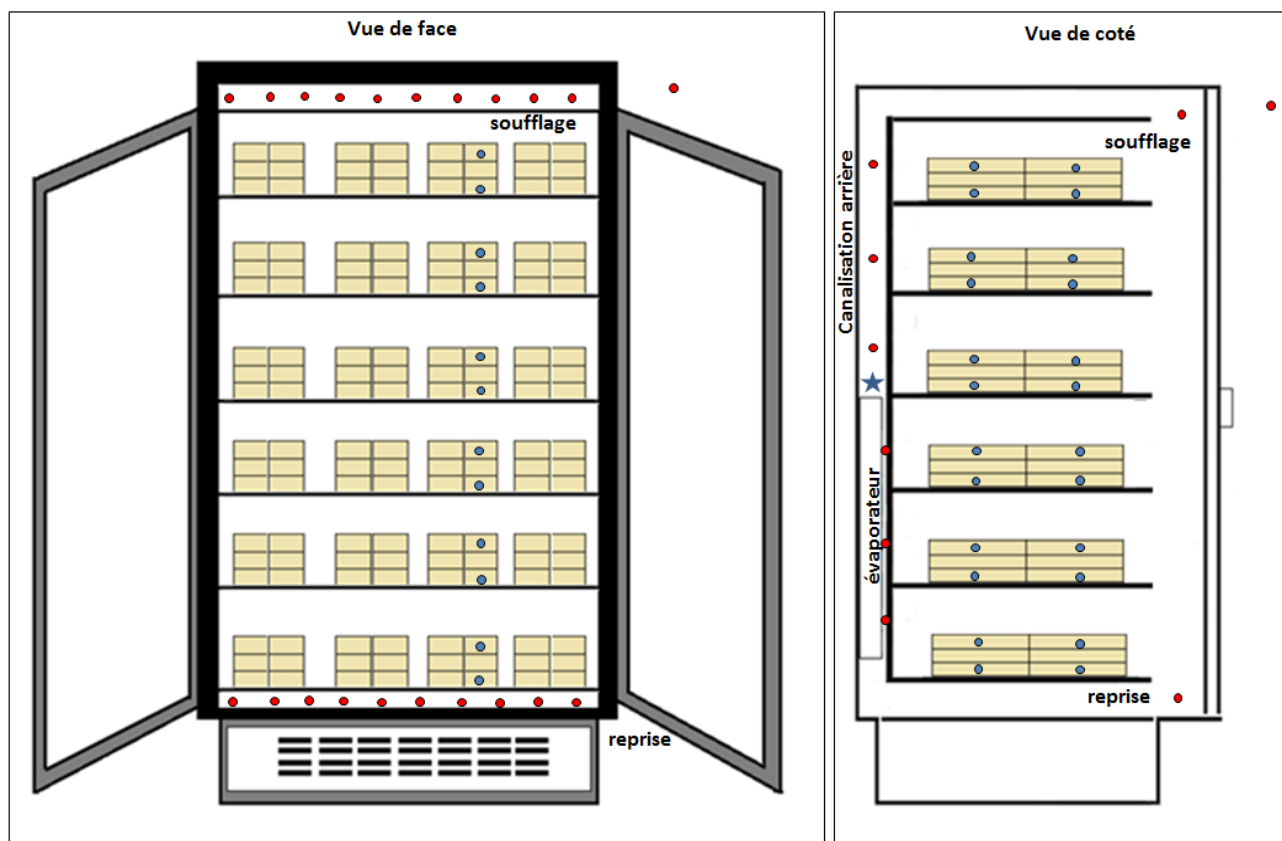


Figure 19 : Instrumentation du meuble ouvert

- **Instrumentation du groupe froid**

### Capteurs de pression et température

En ce qui concerne la pression, 4 capteurs de pression permettent de mesurer les variations de pressions au sein du circuit. Un premier capteur a été placé à l'aspiration du compresseur pour mesurer la basse pression, un second à la sortie du compresseur pour la haute pression. Un autre capteur a été placé avant la pré-détente et enfin un quatrième avant la détente. La mise en place d'un capteur de pression avant l'évaporateur a été envisagée, mais n'a pas pu être réalisée faute d'accessibilité à cette zone.

En ce qui concerne la température, 10 thermocouples ont été fixés sur la surface extérieure de la tuyauterie du circuit frigo (entrée/sortie compresseur, entrée/sortie condenseur, entrée/sortie évaporateur, entrée/sortie des détendeurs, entrée/sortie de l'échangeur).

La figure 20 illustre le groupe froid du meuble frigorifique après instrumentation.

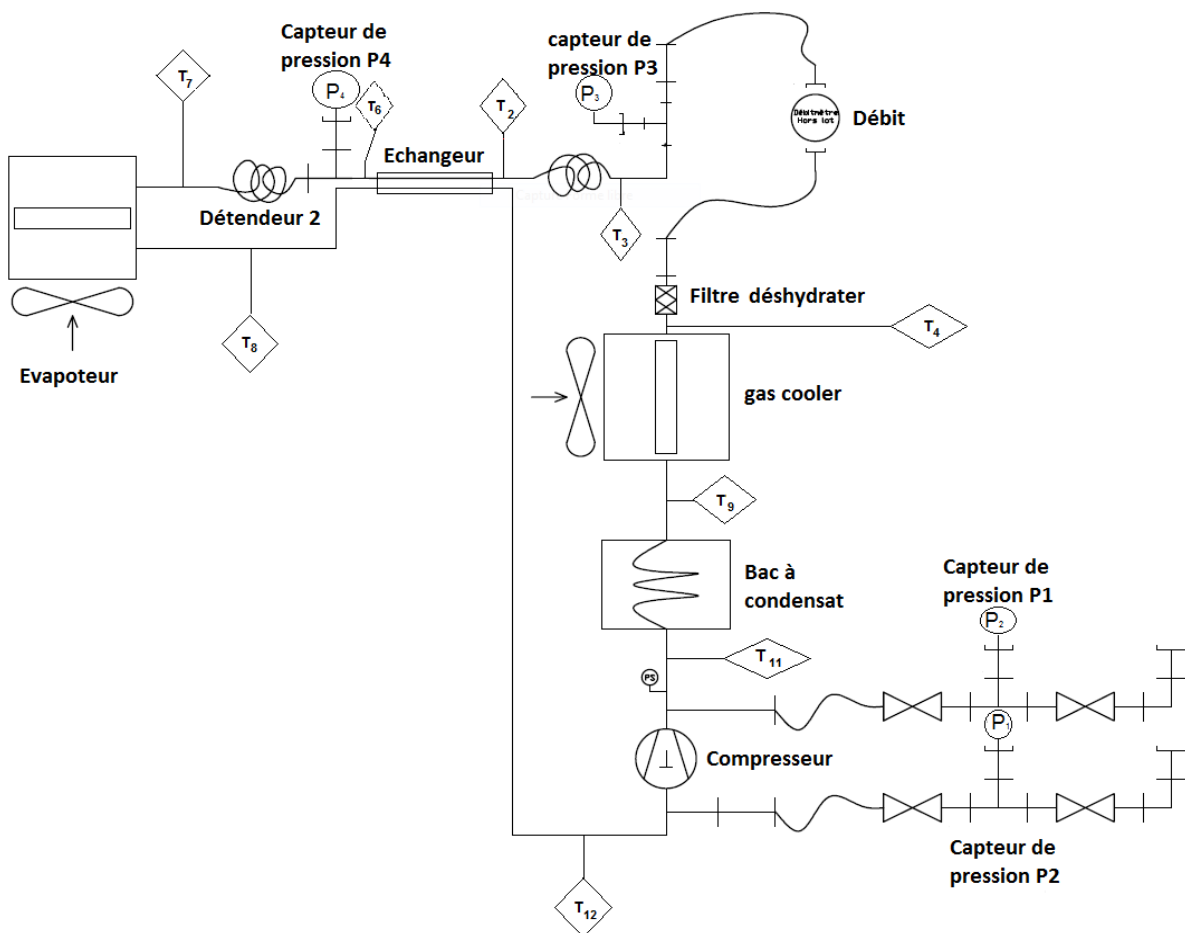


Figure 20: Groupe froid du meuble frigorifique fermé après instrumentation

## **Débitmètre**

Un débitmètre massique a été installé à la sortie du gaz cooler pour mesurer le débit du fluide frigorigène. Le choix s'est porté sur un débitmètre de type coriolis parce qu'il est plus précis qu'un débitmètre électromagnétique (volumique).

## **Wattmètres**

Pour mesurer la puissance électrique du compresseur et du meuble frigorifique, des wattmètres ont été ajoutés. Ainsi, les phases de dégivrage ou d'arrêt programmé du meuble peuvent facilement être identifiées. Par ailleurs, une modification a été apportée sur le contrôle du meuble de manière à avoir la possibilité de maintenir les ventilateurs en fonctionnement alors que le compresseur est à l'arrêt.

Tous les capteurs de pression, température ainsi que le débitmètre et les wattmètres sont reliés à une centrale d'acquisition pilotée par un ordinateur. Une acquisition des données est enregistrée toutes les 5 secondes.

- **Chargement du meuble**

Des paquets de méthylcellulose (un produit test ayant des comportements thermiques proches de la viande) sont utilisés pour simuler le comportement thermique des produits dans le meuble. En se basant sur la norme des meubles frigorifiques de ventes [67], les paquets ont été disposés de façon à obtenir un chargement uniforme.

### ***II.1.2.3 Protocole Opérateur***

Des refroidissements du meuble sont testés pour différentes conditions ambiantes ( $T=15\text{ °C}$ ,  $Hr=50\%$ ), ( $20\text{ °C}$ ,  $Hr=50\%$ ), ( $T=25\text{ °C}$ ,  $Hr=50\%$ ). Ces essais se font d'abord avec les portes maintenues fermées. Ensuite, des ouvertures de portes (selon la norme) sont programmées lors des refroidissements. De plus, lorsque le régime établi est atteint, un arrêt du compresseur est programmé pour suivre la remontée de température dans le cas des meubles avec portes maintenues fermées pour les mêmes conditions ambiantes.

De même, tous les arrêts de la machine frigorifique se font tout en maintenant la ventilation dans le meuble.



### II.1.3 Modèle numérique d'un meuble frigorifique de vente ouvert

Plusieurs études se sont intéressées à la modélisation CFD des meubles frigorifiques de vente pour caractériser l'aérodynamique et la thermique dans le meuble. Néanmoins, bien que cette modélisation permette une représentation précise des grandeurs dans le meuble, le temps de calcul d'un modèle couplant l'aérodynamique et la thermique reste trop élevé pour pouvoir simuler des régimes transitoires de démarrage et d'arrêt. Ainsi, des modèles dits zonaux ont été développés.

L'objectif de ce modèle est d'étudier le comportement thermique d'un meuble frigorifique de vente pour différentes conditions ambiantes et scénarios d'effacement (des arrêts du compresseur de durées différentes). La figure ci-dessous explique les entrées/sorties du modèle.

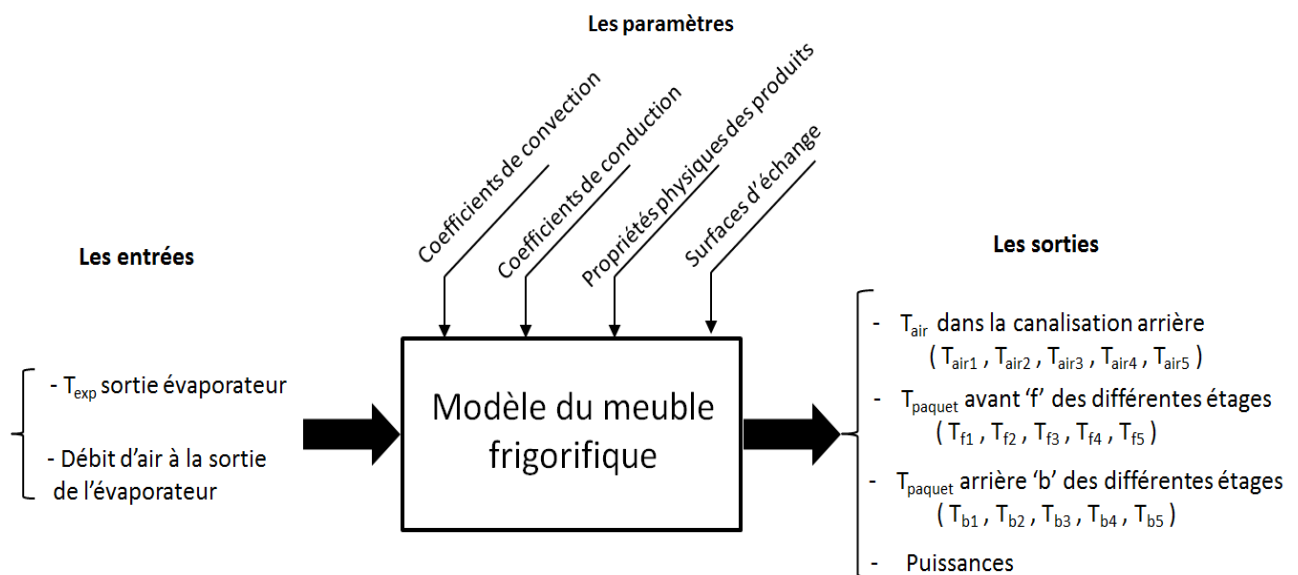


Figure 21 : Entrées/sorties du modèle du meuble frigorifique

Le modèle simplifié développé est basé sur le modèle statique de Laguerre et al. [6] et a été généralisé pour un régime transitoire. Il a été développé sous l'environnement Dymola/OpenModelica. Le langage utilisé est Modelica : il s'agit d'une modélisation orientée objet qui permet la modélisation de systèmes physiques complexes et multi domaines.

Il a l'avantage de simplifier la modularité de l'architecture et de modéliser plusieurs types de systèmes (électrique, mécanique, hydraulique...) dans une même application [68]. Ce langage

donne beaucoup de flexibilité pour simuler les modifications, ce qui est intéressant pour les meubles frigorifiques de vente afin de modifier facilement [69] le nombre d'étagères, l'emplacement de l'évaporateur, le type de meubles...grâce à la librairie standard incluse dans Modelica [70].

### ***II.1.3.1 Hypothèses de modélisation***

Afin de faciliter la modélisation et de réduire les temps de calcul, un ensemble d'hypothèses ont été posées :

- La modélisation se fait uniquement sur section verticale du meuble (2D). En effet, d'après les travaux de Laguerre et al. [6] la température entre les paquets au centre du meuble et à droite et à gauche est inférieure à 1 °C. Les essais ayant été réalisés avec le même dispositif expérimental, la 3<sup>ème</sup> dimension a donc été négligée.
- Les paquets de méthylcellulose sont divisés au niveau de chaque étage uniquement en deux blocs : avant et arrière afin de réduire les temps de calculs.
- La température des paquets de méthylcellulose est considérée homogène. La différence de température entre le cœur et la surface est inférieure à 0,7 °C [6].
- La température expérimentale de soufflage d'air au niveau de l'évaporateur est l'entrée du modèle.

### ***II.1.3.2 Equations de bilan thermique***

Le modèle principal du meuble frigorifique de vente est composé de plusieurs sous modèles (tableau 3). Il faut expliquer le concept général et introduire la notion de coefficient de conduction, radiatif, etc....

Sous modèles	Les phénomènes physiques pris en compte
L'étagère	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Transfert thermique par convection entre le paquet avant et l'air extérieure infiltré</li> <li>- Transfert thermique par convection entre l'air et la plaque perforée</li> <li>- Les pertes thermiques à travers les parois</li> <li>- Les transferts thermiques par conduction entre le paquet arrière et le paquet avant</li> <li>- Les transferts thermiques par radiation entre le paquet avant et l'environnement</li> <li>- Les transferts thermiques par l'éclairage</li> </ul>
L'inter-étage	<ul style="list-style-type: none"> <li>- L'infiltration interne</li> <li>- L'infiltration externe</li> <li>- Le transfert par convection entre l'air froid infiltré à travers la plaque perforée et le paquet arrière</li> </ul>

Tableau 3 : Sous modèles développés sous Dymola

- **Au niveau de l'étagère**

Ce sous modèle prend en compte plusieurs mécanismes de transfert thermique (figure 22) :

**a) Le transfert par conduction entre le produit arrière et le produit avant**

Le coefficient de transfert conductif entre deux produits a été calculé en considérant la conductivité thermique du produit et son épaisseur. Dans ce cas, le produit utilisé est la méthylcellulose de conductivité thermique  $\lambda = 0,49 \text{ W m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et d'épaisseur  $d = 0,4 \text{ m}$ . Ainsi, le coefficient de transfert conductif se calcule comme décrit ci-dessous :

$$h_{cd} = \frac{\lambda}{d} \quad (1)$$

**b) Le transfert thermique entre le paquet arrière et la plaque perforée**

D'après les hypothèses de Laguerre et al.[6], deux modes de transfert sont pris en compte :

Les effets radiatifs entre le mur arrière perforé et le produit

Le coefficient radiatif entre le mur perforé et la surface du produit dépend de la température en surface du produit ( $T_s = 2\text{ }^\circ\text{C}$ ), et des émissivités des murs ( $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,9$ ). Le coefficient se calcul à partir de l'équation suivante :

$$h_{r_b} = \frac{4\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} T_s^3 \quad (2)$$

La conduction dans l'air stagnant entre le mur perforé et le produit

Le coefficient de conduction de l'air stagnant entre le mur arrière perforé et le produit dépend de la conductivité thermique de l'air ( $\lambda_a = 0,025\text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ), et de la distance entre le mur et le produit ( $d_a = 2\text{ cm}$ ) :

$$h_{cd_b} = \frac{\lambda_a}{d_a} \quad (3)$$

**c)** Le transfert thermique par convection entre la plaque perforée et l'air dans la canalisation arrière

D'après les travaux de Laguerre et al. [6],  $h_{cv}=20\text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

**d)** Les pertes thermiques à travers les parois

Le coefficient de transfert de chaleur global prend en compte la convection naturelle entre l'air extérieur et le mur, la conduction à l'intérieur du mur et la convection forcée entre l'air intérieur froid et le mur.

Le mur étant composé d'une couche en aluminium et d'une couche de polystyrène ( $\lambda_p = 0,036\text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ,  $\lambda_{al} = 237\text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ,  $d_p = 0,03\text{ m}$ ,  $d_{al} = 0,002\text{ m}$ ), le coefficient de chaleur global se calcule ainsi :

$$h_l = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}} + \frac{d_p}{\lambda_p} + \frac{d_{al}}{\lambda_{al}} + \frac{1}{h_{int}}} \quad (4)$$

e) Le transfert thermique par radiation entre le paquet à l'avant et l'environnement extérieur

Le coefficient de transfert radiatif a été estimé en prenant une valeur de température des murs environnants ( $T_{s\_wall}=7$  °C) et une valeur de température à la surface des produits ( $T_s=7$  °C). L'émissivité de la surface des produits est supposée être égale à 1 [6]. Le coefficient de transfert radiatif entre les murs environnants et les produits est donné par l'équation suivante :

$$h_r = \sigma (T_s^2 + T_{s\_wall}^2)(T_s + T_{s\_wall}) \quad (5)$$

f) La charge thermique liée à l'éclairage

La valeur de la puissance lumineuse surfacique d'un meuble frigorifique de vente varie entre 600 lux et 800 lux. L'éclairage en haut du meuble est supposé être plus important que l'éclairage du bas. Ainsi, les valeurs utilisées [71] sont les suivantes :

$$q_{li} \begin{cases} = 800 \text{ lux} = 1,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{ en partie supérieure} \\ = 600 \text{ lux} = 0,9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{ en partie inférieure} \end{cases} \quad (6)$$

Le tableau ci-dessous résume les valeurs des coefficients de transfert utilisés pour la modélisation du meuble frigorifique (tableau 4).

$h_{cd}$	<b>1,2</b>
$h_{cd\_b}$	<b>1,3</b>
$h_{r\_b}$	<b>3,9</b>
$h_{cv}$	<b>20</b>
$h_l$	<b>1</b>
$h_r$	<b>4,9</b>

Tableau 4 : Coefficients de transferts utilisés par le modèle

- **L'inter-étage**

Le sous modèle de l'inter-étage prend en compte les mélanges des différents écoulements d'air. En effet, l'air froid issu de l'évaporateur circule tout au long de la canalisation arrière (figure 22). Une partie de l'air froid s'infiltré à travers la paroi perforée pour refroidir les paquets sur les étagères. Dans cette étude, l'air infiltré est supposé se diviser en deux parties égales : une partie refroidit les paquets de l'étagère du dessous et l'autre refroidit les paquets de l'étagère du dessus. Ces deux parties vont ensuite se rejoindre et se mixer au rideau d'air. Par ailleurs, une partie de l'air ambiant va également s'infiltrer et s'ajouter à l'écoulement d'air formant le rideau.

Dans le but de valider le modèle, le pourcentage d'infiltration extérieure est fixé à 42 % et le pourcentage d'infiltration intérieure à 26 %.

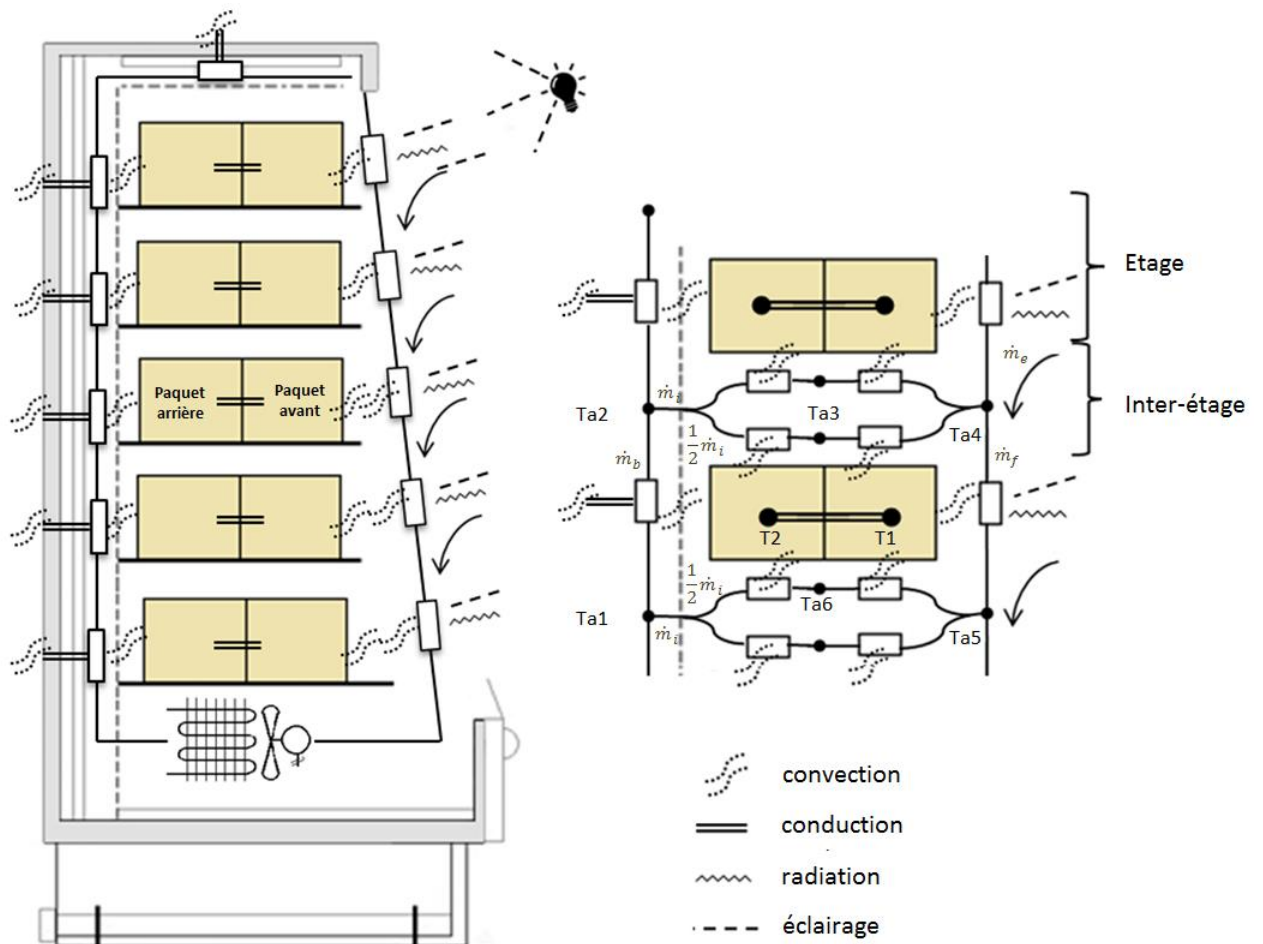


Figure 22: Mécanismes de transfert thermique pris en compte dans le modèle du meuble frigorifique

- **Les équations**

L'évolution de la température des produits est calculée en prenant en compte les différents phénomènes de transfert thermique (convection, radiation, conduction)

- **Les produits placés en avant**

$$m_{prod}Cp_{prod} \frac{dT_1}{dt} = \dot{m}_f Cp(T_{a5} - T_{a4}) + \frac{1}{2} \dot{m}_i Cp(T_{a4} - T_{a3}) + \frac{1}{2} \dot{m}_i Cp(T_{a5} - T_{a6}) + h_{cd}A(T_2 - T_1) + h_r A(T_r - T_1) + Aq_{li} \quad (7)$$

- **Les paquets placés à l'arrière**

$$m_{prod}Cp_{prod} \frac{dT_2}{dt} = \dot{m}_b Cp(T_{a2} - T_{a1}) + h_{cd}A(T_1 - T_2) + \frac{1}{2} \dot{m}_i Cp(T_{a3} - T_{a2}) + \frac{1}{2} \dot{m}_i Cp(T_{a6} - T_{a1}) \quad (8)$$

## II.2 Comportement d'un meuble frigorifique de vente ouvert lors d'un démarrage

### II.2.1 Etude expérimentale

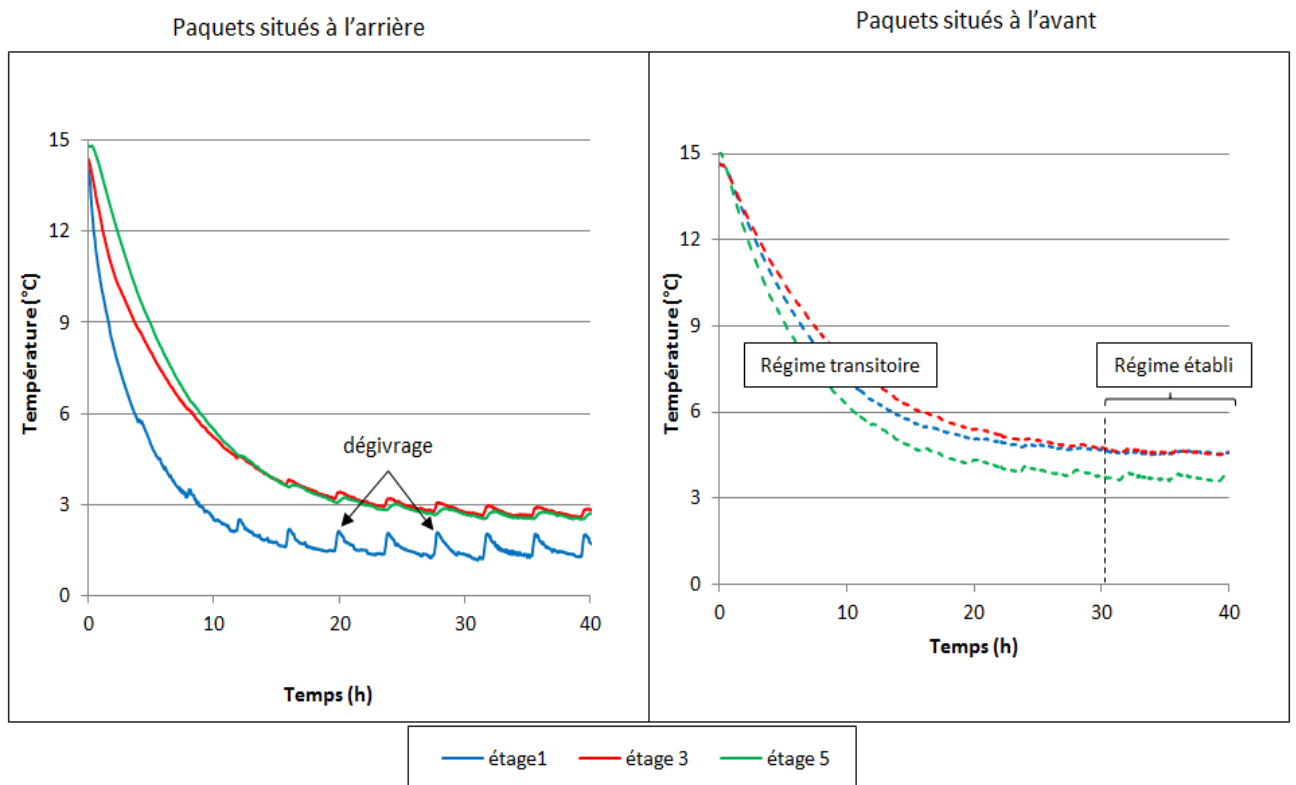
La figure 23 représente l'évolution de la température des paquets situés à l'avant et à l'arrière lors d'une étape de refroidissement (démarrage) pour une température ambiante fixée à 15 °C. Ce refroidissement se caractérise par deux périodes :

- un refroidissement rapide. Pendant cette phase, la température des paquets situés à l'arrière du meuble décroît plus rapidement que celle des paquets situés à l'avant. Ce résultat traduit une exposition au froid plus importante pour les paquets à l'arrière.
- une phase quasi-stationnaire où les paquets atteignent une température stable dans le temps.

En régime établi, les paquets situés à l'arrière du meuble sont plus froids que les paquets situés à l'avant. La température atteinte après 40 h de fonctionnement est de 1,2 °C pour les paquets arrière situés au 1<sup>er</sup> étage alors qu'elle est à 4,5 °C pour les paquets avant situés sur la

même étagère. Cette différence de température est expliquée non seulement par un meilleur refroidissement des paquets arrière de par leurs positions plus proches de l'évaporateur mais aussi par une exposition plus importante des paquets avant aux infiltrations extérieures, radiations et éclairage. Ces résultats sont conformes avec les résultats de la littérature [6, 23]. Par ailleurs, la température des paquets situés à l'arrière est plus sensible au fonctionnement de la machine frigorifique. En effet, l'évolution de la température des paquets au cours du temps est caractérisée par des pics de températures représentant les dégivrages toutes les 4 h.

Par ailleurs, les températures de l'air augmentent tout au long de la canalisation arrière en passant du 1<sup>er</sup> étage au 5<sup>ème</sup> étage. Ces températures sont particulièrement sensibles aux cycles marche/arrêt du compresseur (température fluctuante). Ainsi, pour des raisons de clarté, on a choisi de ne pas les représenter.



**Figure 23 : Evolution de la température des paquets (à l'avant et à l'arrière) lors d'un refroidissement pour  $T_{amb}=15\text{ °C}$**

La figure 24 illustre un exemple d'évolution de la température pour les paquets situés au 5<sup>ème</sup> étage (avant et arrière) au cours du temps pour différentes températures extérieures ( $T_{amb}=15\text{ °C}$ ,  $T_{amb}=20\text{ °C}$ ,  $T_{amb}=25\text{ °C}$ ). On peut observer que la température des paquets est d'autant plus importante que la température ambiante augmente [7, 26]. De plus, plus la



température extérieure est élevée, plus les hétérogénéités du meuble augmentent. En effet, lorsque  $T_{amb}=25\text{ °C}$ , la différence de température entre les paquets situés à l'avant et les paquets situés à l'arrière est de  $3\text{ °C}$ , alors que cet écart ne dépasse pas  $1,5\text{ °C}$  lorsque  $T_{amb}=15\text{ °C}$ . Il est à noter que le comportement est identique pour toutes les étagères du meuble.

Par ailleurs, la température extérieure a un effet sur la durée de dégivrage. En effet, les résultats ont montré que lorsque  $T_{amb}=15, 20, 25\text{ °C}$ , la durée de dégivrage est 30, 15, 5 mn respectivement.

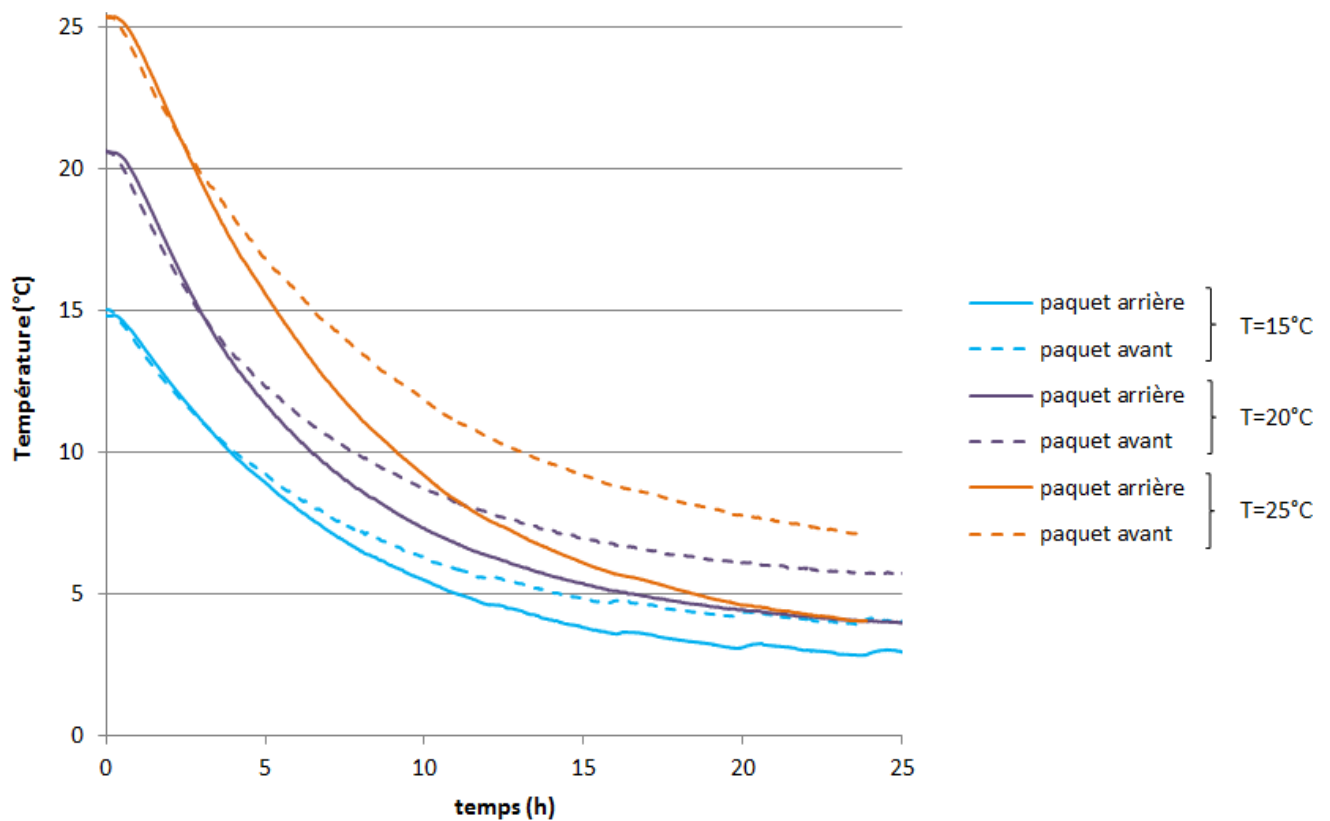


Figure 24 : Effet de la température extérieure sur l'évolution de la température des paquets du 5<sup>ème</sup> étage situés à l'avant et à l'arrière

## II.2.2 Comparaison numérique/expérimentale

### II.2.2.1 Température des paquets

La figure 25 illustre l'évolution de la température des paquets à cœur pour un meuble frigorifique de vente ouvert plein en fonction des températures extérieures. Tout d'abord, il est intéressant de souligner que le modèle est capable de bien prédire les évolutions de

température des paquets dans le meuble lors d'un démarrage. En effet, l'erreur moyenne comparée aux résultats expérimentaux est de 0,5 °C pour le 1<sup>er</sup> et le 5<sup>eme</sup> étage lorsque la température extérieure est égale à 15 °C et environ 1°C pour le 1<sup>er</sup> étage et 1,5 °C pour le 5<sup>eme</sup> étage lorsque la température extérieure est à 25 °C.

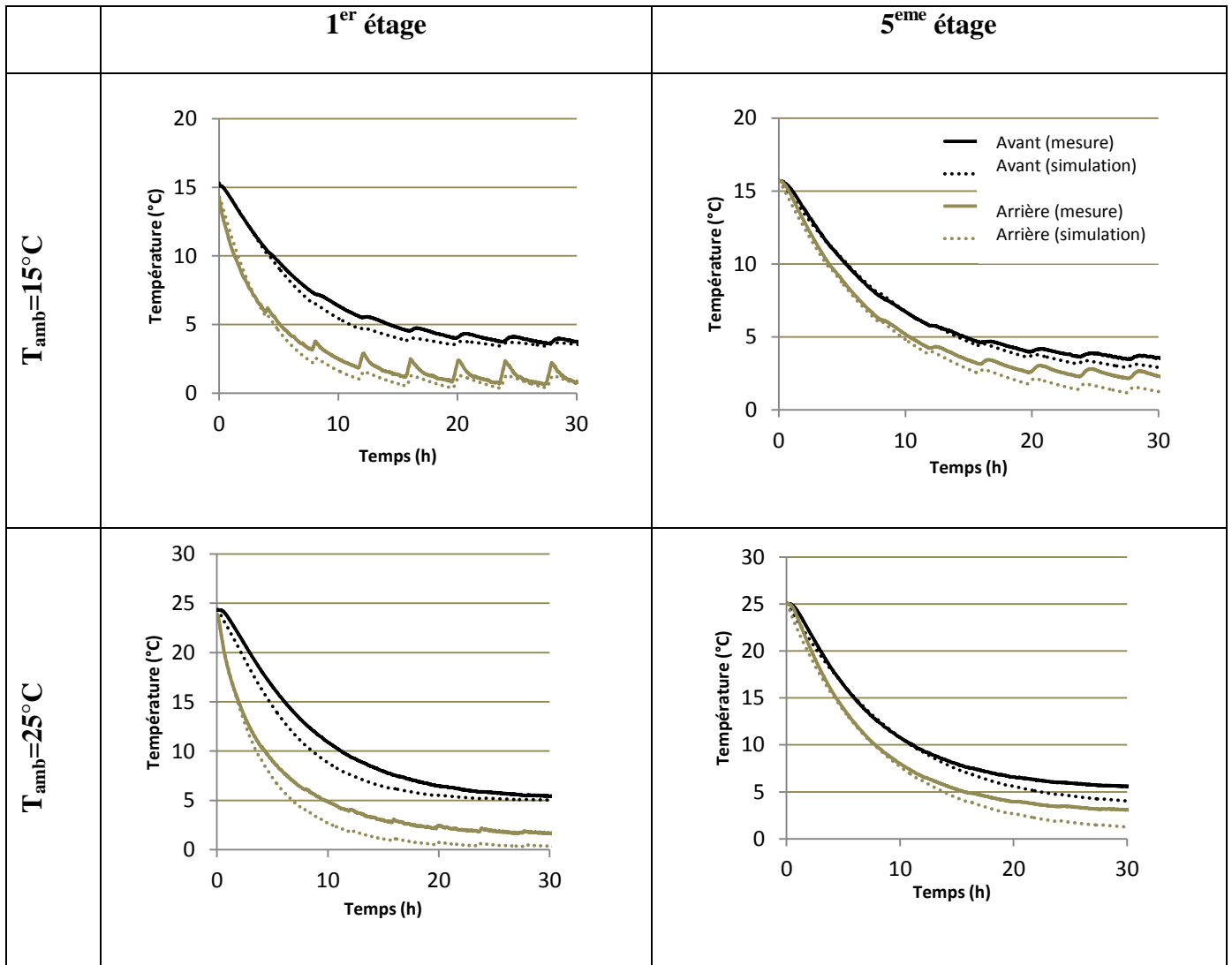


Figure 25 : Comparaison numérique/expérimentale des températures des paquets lors d'un refroidissement pour un meuble frigorifique ouvert plein (T<sub>amb</sub>=15 °C et T<sub>amb</sub>=25 °C)

### II.2.2.2 Températures de l'air dans la canalisation arrière

La figure 26 ci-dessous présente l'évolution de la température de l'air dans la canalisation arrière pour l'étude expérimentale et numérique. Il est important de souligner que l'erreur entre la température expérimentale et numérique est de plus en plus importante tout en au long de la canalisation arrière. En effet, l'erreur moyenne au niveau du 5<sup>eme</sup> étage est de 1,5 °C alors qu'elle ne dépasse pas les 1 °C pour le 4<sup>eme</sup> étage et il y a une parfaite prédiction de la température pour le 3<sup>eme</sup> étage. Ce résultat peut s'expliquer par une sous-estimation du

pourcentage d'infiltration interne. Enfin, il faut noter que le modèle est capable de bien prédire l'évolution de la température lors des dégivrages pour les 3 positions tracées.

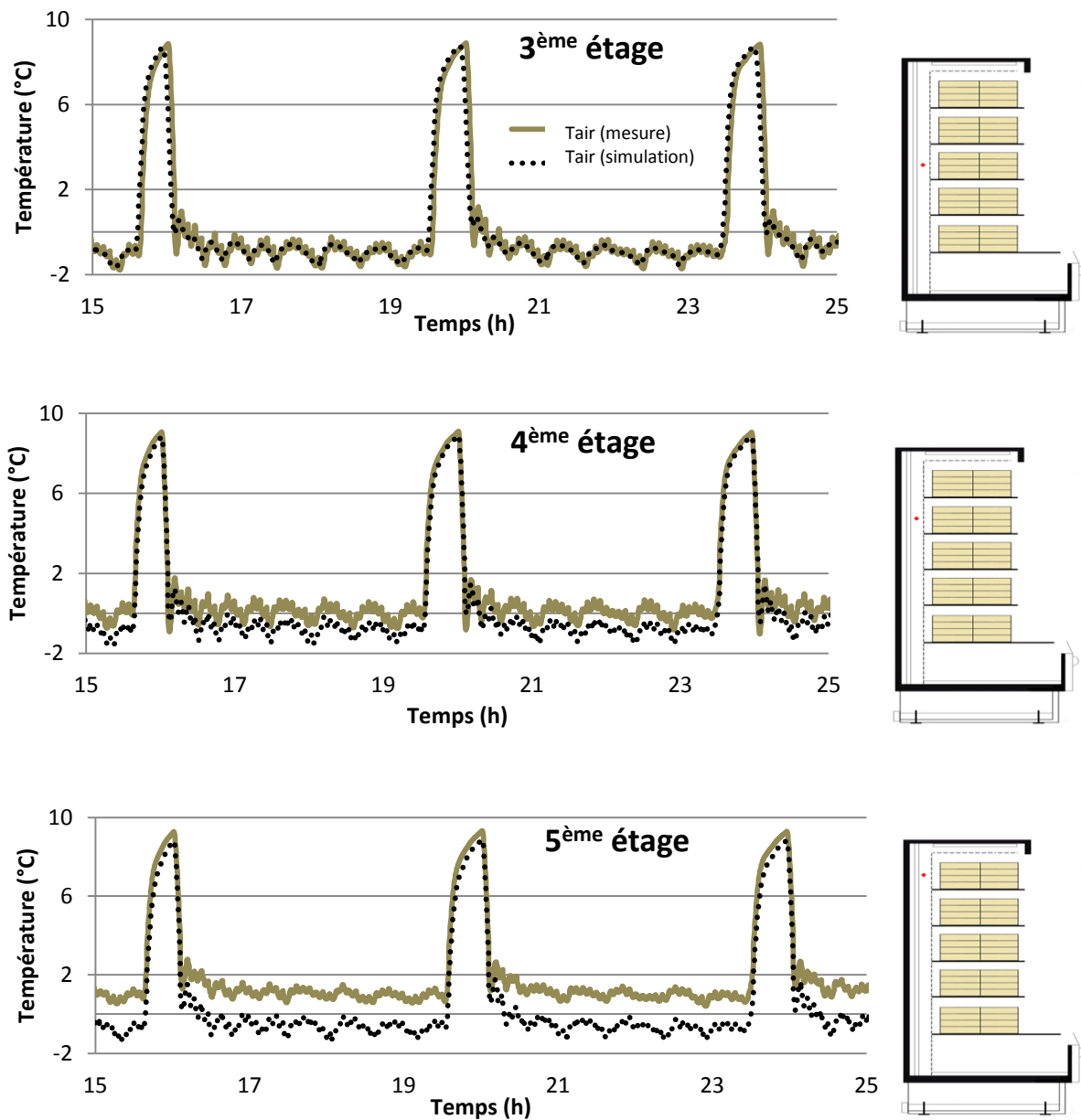


Figure 26 : Comparaison expérimentale/numérique entre les températures de l'air dans la canalisation arrière pour un meuble frigorifique de vente ( $T_{amb} = 15\text{ °C}$ )

## II.3 Comportement d'un meuble frigorifique de vente ouvert lors d'un arrêt du compresseur

### II.3.1 Etude expérimentale

La figure 27 représente l'évolution des températures des paquets situés à l'avant et à l'arrière du meuble lors d'un arrêt du compresseur d'une durée de 4 h. Au bout d'1h, la température des paquets du 1<sup>er</sup> étage (par exemple) situés à l'arrière a augmenté de 1,4 °C et celle des paquets situés à l'avant d'1 °C. Il apparaît également d'après les résultats que la température des paquets situés à l'arrière augmente plus vite que celle des paquets situés à l'avant. Ceci s'explique non seulement par un gradient de température plus important, mais aussi par la proximité de l'évaporateur pour les paquets arrière. En effet, ces paquets ont l'inconvénient de recevoir en premier l'air chaud provenant de la reprise du rideau d'air lors d'une coupure du groupe froid.

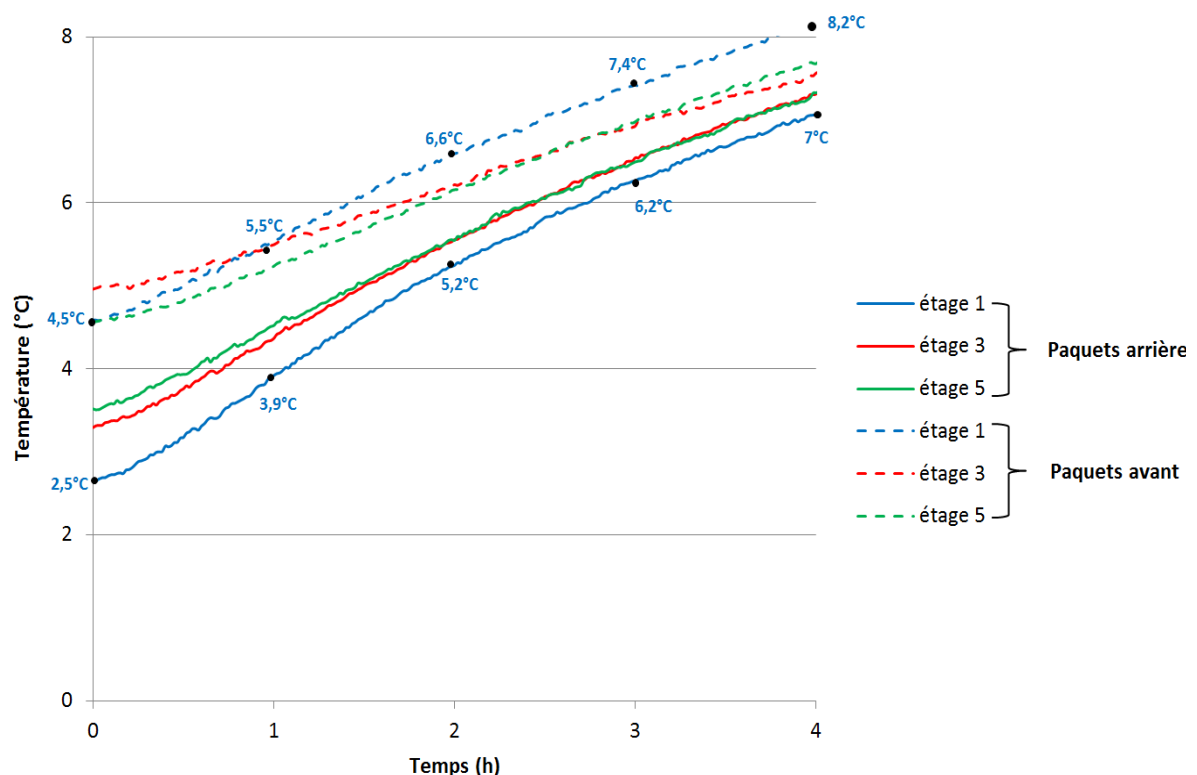


Figure 27: Evolution des températures des paquets (avant et arrière) lors d'un arrêt du compresseur d'une durée de 4 h

L'effet de la température extérieure sur la remontée de température des paquets dans le meuble est un résultat logique et conforme au phénomène observé précédemment lors des

refroidissements (figure 28). Ces résultats confirment la nécessité de bien prendre en considération les conditions ambiantes et la durée d'arrêt pour mettre en place les stratégies d'effacement.

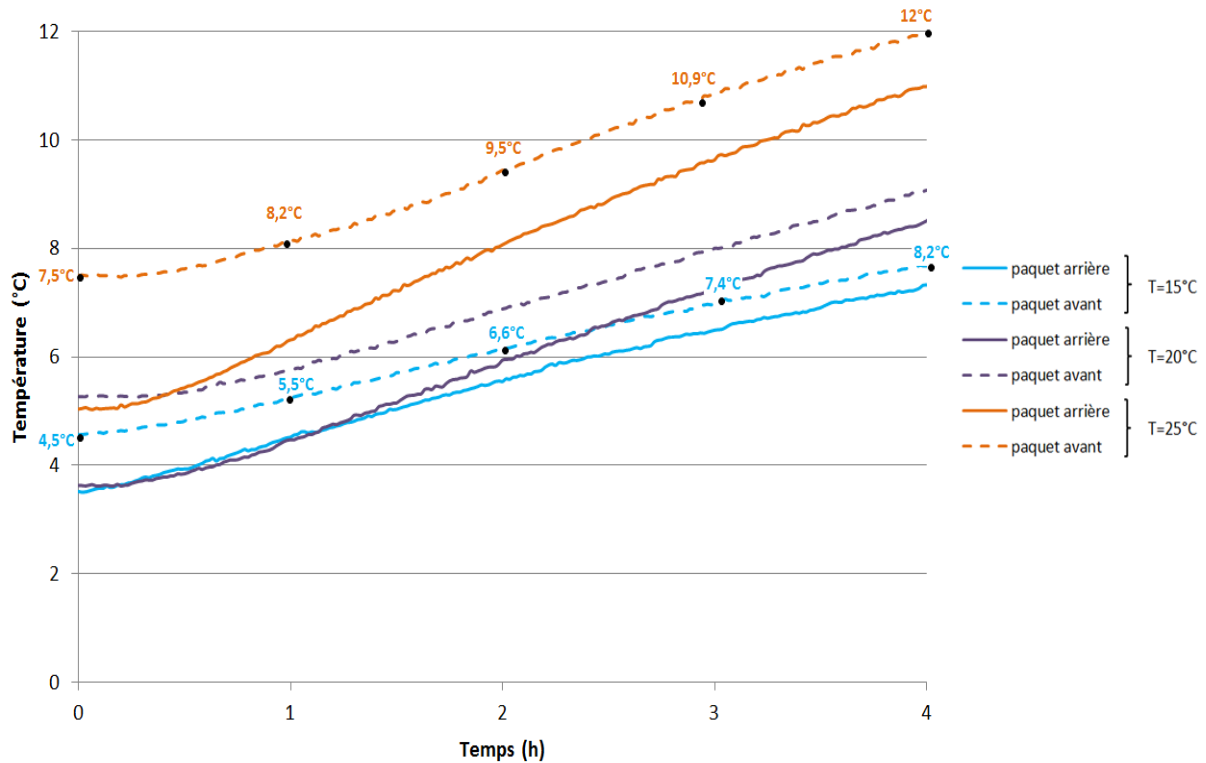


Figure 28 : Effet de la température extérieure sur la remontée de température des produits du 5<sup>ème</sup> étage lors d'un arrêt du compresseur d'une durée de 4 h

## II.3.2 Etude numérique

### II.3.2.1 Comparaison numérique/expérimentale

La figure 29 représente l'évolution de la température des paquets (avant et arrière) lors de 30 heures d'arrêt du compresseur avec une température ambiante de 15 °C. Tout d'abord, il apparaît que le modèle est capable de bien prédire globalement le comportement du meuble lors d'un arrêt du compresseur sauf pour le 5<sup>ème</sup> étage. En effet, la température expérimentale augmente beaucoup plus rapidement. L'erreur moyenne est inférieure à 0,5 °C pour les deux positions de paquets au niveau du 1<sup>er</sup> étage et de l'ordre de 1,3 °C au niveau du 5<sup>ème</sup> étage. Par ailleurs, la température expérimentale des paquets augmente en moyenne de 1 °C au bout de 1 h d'arrêt.

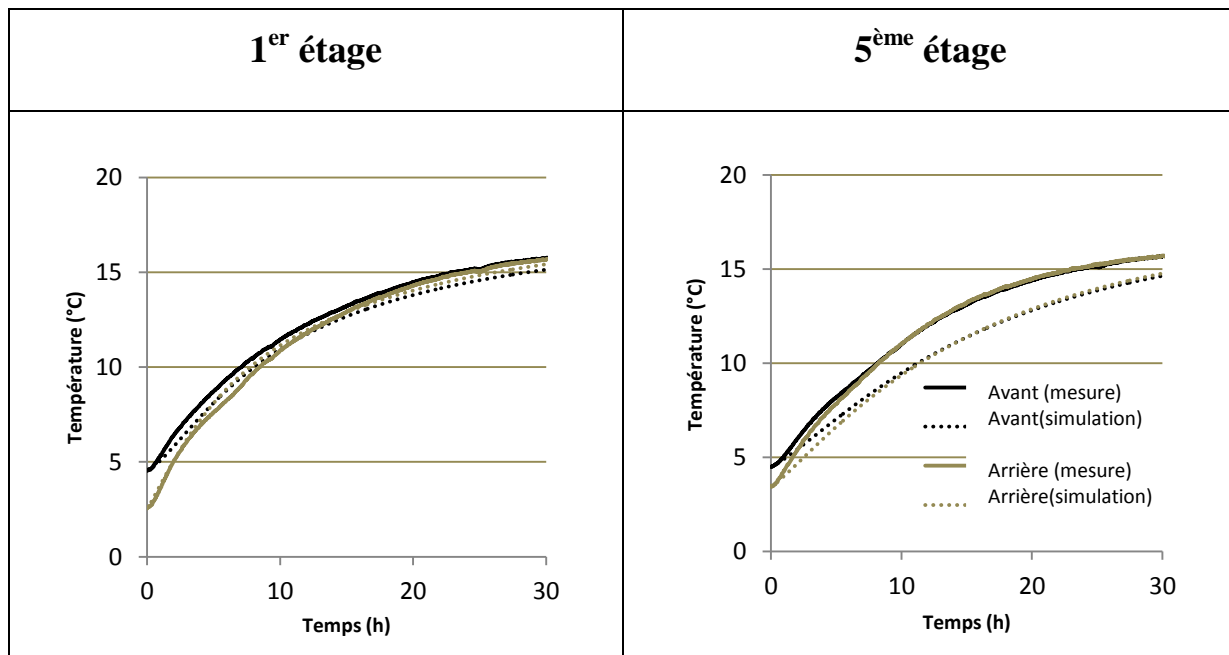


Figure 29 : Comparaison expérimentale/numérique de la température des paquets lors d'un arrêt du compresseur ( $T_{amb}=15\text{ °C}$ )

### II.3.2.2 Effet des conditions ambiantes

Les stratégies d'effacement peuvent être appliquées sur les meubles frigorifiques de vente par un arrêt du compresseur pendant une durée déterminée. Ces stratégies ne sont applicables que si la température des paquets reste inférieure à la température réglementaire.

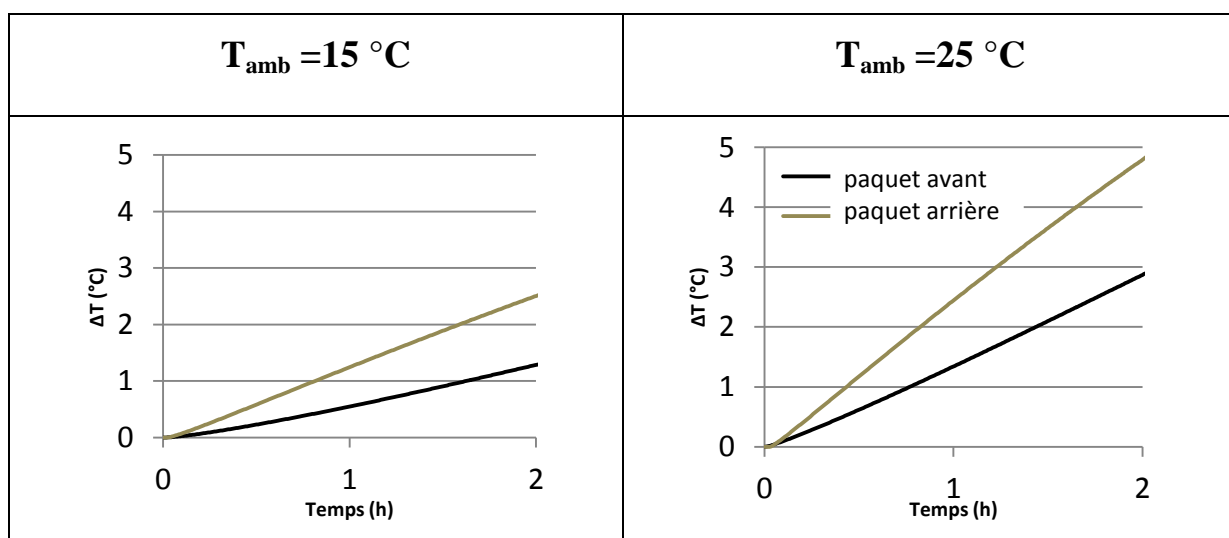


Figure 30 : Evolution de la température des paquets au niveau du 1<sup>er</sup> étage lors d'une coupure d'électricité pour différentes températures ambiantes

La figure 30 montre l'augmentation de la température des paquets situés à l'arrière et à l'avant ( $\Delta T$  représente la différence entre la température à chaque instant et la température initiale :  $\Delta T = T_t - T_{ini}$ ) après 2 h d'arrêt du compresseur. Pour des raisons de clarté, uniquement le 1<sup>er</sup> étage sera représenté ici (le comportement thermique est identique pour les

autres étages du meuble). Il est à noter que l'augmentation de la température dépend à la fois de la position dans le meuble, mais aussi des conditions ambiantes.

### II.3.2.3 Effet du type de meuble frigorifique

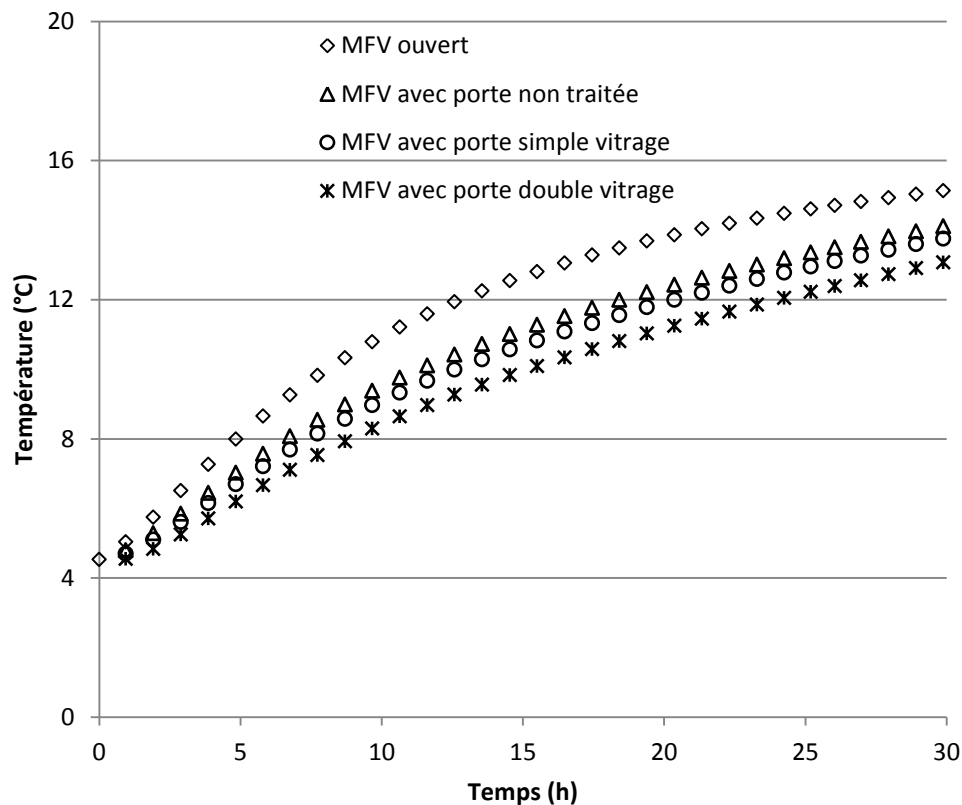


Figure 31 : Evolution numérique de la température des paquets arrière au niveau du 1<sup>er</sup> étage pour différents types de meuble lors d'un arrêt du compresseur

Le modèle permet de simuler différents scénarios et permet notamment d'étudier l'influence des portes et du type de vitrage sur la vitesse de remontée en température lors des arrêts. Les courbes de la figure 31 illustrent l'évolution de la température des paquets à l'arrière au niveau du 1<sup>er</sup> étage lors d'un arrêt du compresseur pour le cas d'un meuble ouvert et plusieurs types de meubles fermés : avec porte et vitrage non traité ( $h=5,5 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ ), avec porte simple vitrage ( $h=3,7 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ ) et avec porte double vitrage ( $h=1,1 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ ). Globalement, la présence de portes limite la remontée de température dans le meuble frigorifique. La température des produits augmente beaucoup plus rapidement dans le cas du meuble ouvert que pour les autres cas, avec portes traitées, portes simple vitrage ou portes double vitrage. Par ailleurs, il est intéressant de remarquer que la température des paquets pour un meuble avec portes doubles vitrages est 3 °C plus basse que celle d'un meuble ouvert

après 30 h d'arrêt du compresseur. Ce résultat confirme l'intérêt thermique d'installer des portes surtout pour la mise en place de stratégie d'effacement.

#### II.3.2.4 Effet du chargement

Le modèle permet également de simuler l'impact du chargement sur la remontée en température du meuble. La figure 32 montre les résultats numériques de l'évolution de la température des paquets arrière au niveau du 1<sup>er</sup> étage d'un meuble ouvert lors d'un arrêt du compresseur lorsque le meuble est plein (100 % chargé) et lorsque le meuble est partiellement chargé (50 % chargé). Pour la configuration 50 %, la masse a été divisée par 2 et la surface d'échange a été recalculée en fonction du rapport surface volume des empilements de paquets. D'après les graphes ci-dessous, il apparaît que la charge du meuble augmente l'inertie thermique du meuble et permet de réduire la vitesse de remontée de température des paquets lors d'un arrêt du compresseur. En effet, après 20 h d'arrêt du compresseur, la température des paquets pour un chargement partiel est 1,5 °C plus élevée que pour un chargement total. Cependant, avoir un meuble « trop plein » peut également impacter l'efficacité énergétique et l'homogénéité des températures en gênant la circulation d'air.

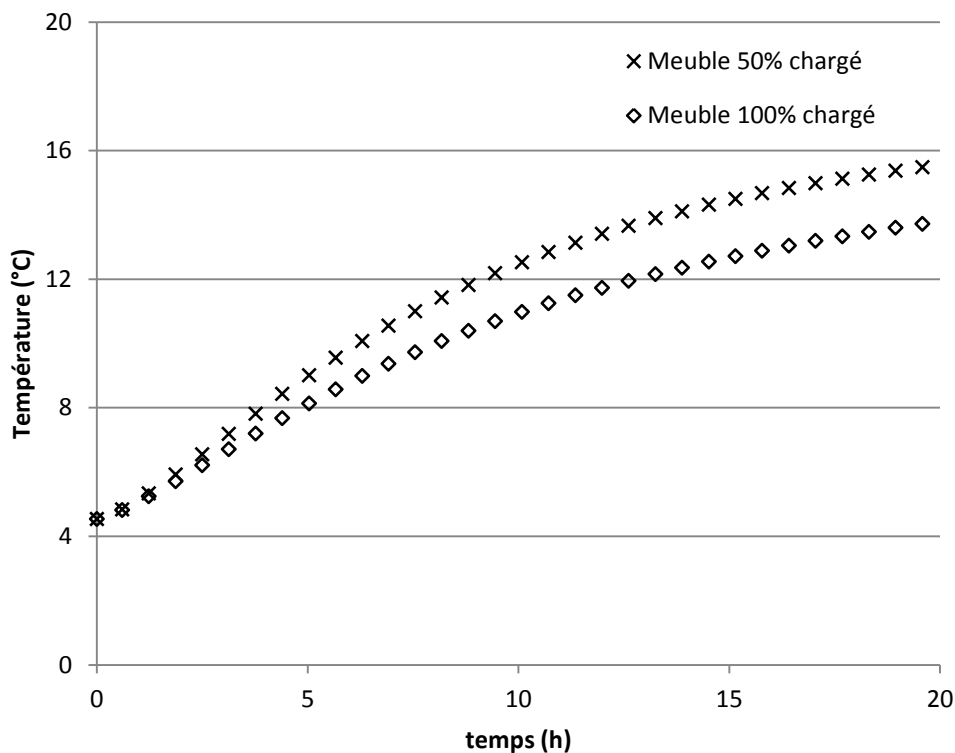


Figure 32 : Evolution de la température des paquets arrière au niveau du 1<sup>er</sup> étage pour différentes configurations de remplissage du meuble lors d'un arrêt du compresseur ( $T_{amb}=15^{\circ}C$ )



## II.4 Cas d'un meuble frigorifique de vente de type fermé

Avec l'engagement de la grande distribution d'utiliser d'ici 2020, 75 % de meubles frigorifiques fermés, ce type de meuble est donc de plus en plus utilisé. Il était donc important dans le cadre de cette étude de considérer également ce type de meuble.

### II.4.1 Effet de la température extérieure

La figure 33 ci-dessous illustre une comparaison des températures mesurées dans un meuble frigorifique fermé pour deux températures ambiantes différentes.

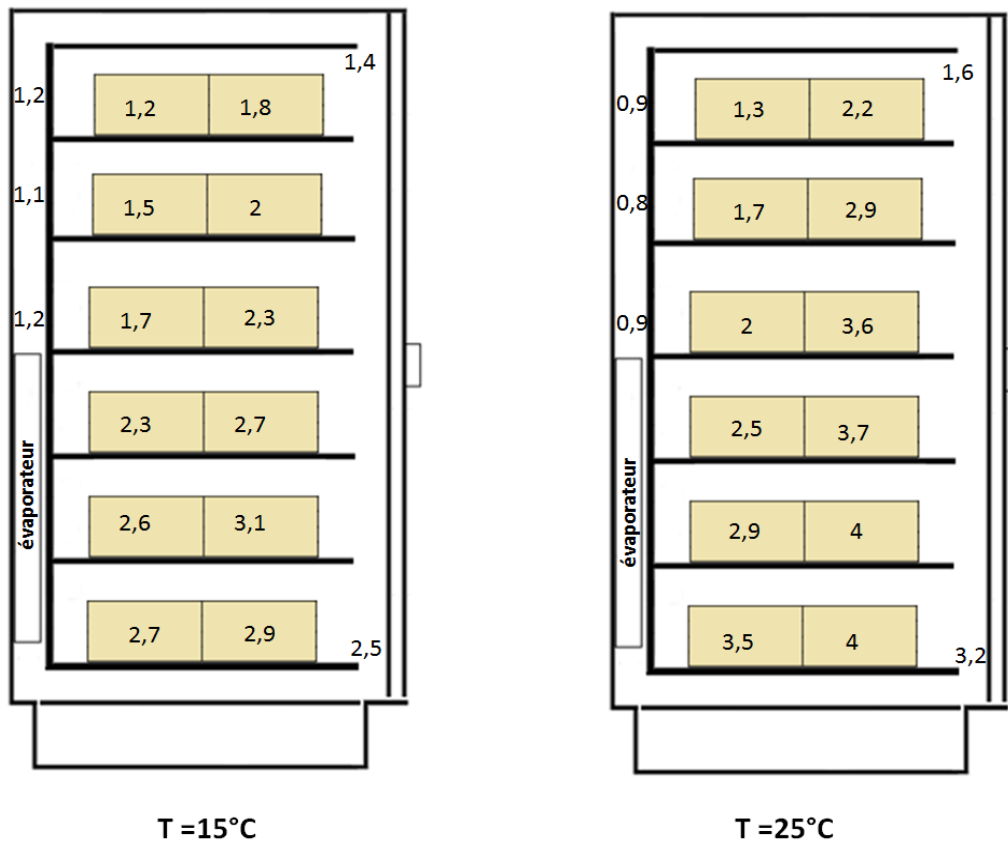


Figure 33 : Cartographie de température pour un meuble fermé pour différentes conditions ambiantes

Il est tout d'abord intéressant de noter que la zone la plus chaude du meuble se situe à l'avant (1<sup>er</sup> étage). Ceci peut être expliqué par une charge thermique plus importante pour les paquets avant et un meilleur refroidissement des paquets arrière grâce aux infiltrations à travers la grille perforée. Comme pour le meuble ouvert, les paquets situés à l'arrière du meuble sont moins impactés par le changement de température ambiante que les paquets avant. En effet, la température des paquets à l'arrière varie peu (en moyenne  $0,5^{\circ}\text{C}$ ) alors que les paquets situés

à l'avant sont plus sensibles à cette variation (en moyenne 1 °C). De manière générale, la présence de portes limite là encore l'augmentation de la température au sein du meuble lorsque la température autour du meuble tend à augmenter. Il est à rappeler que les résultats expérimentaux obtenus pour le meuble ouvert montrent que la température des paquets avant situés au 1<sup>er</sup> étage passe de 3,6 °C à 5,6 °C lorsque la température passe de 15 °C à 25 °C

#### II.4.2 Effet des ouvertures de portes

La figure 34 présente l'effet des ouvertures de portes sur le comportement thermique du meuble frigorifique fermé. En effet, sous les mêmes conditions ambiantes, la figure ci-dessous illustre les deux cartographies thermiques du meuble dans le 1<sup>er</sup> cas en régime établi sans ouverture de portes et dans le 2<sup>ème</sup> cas en régime établi avec une ouverture régulière appliquée selon la norme [67].

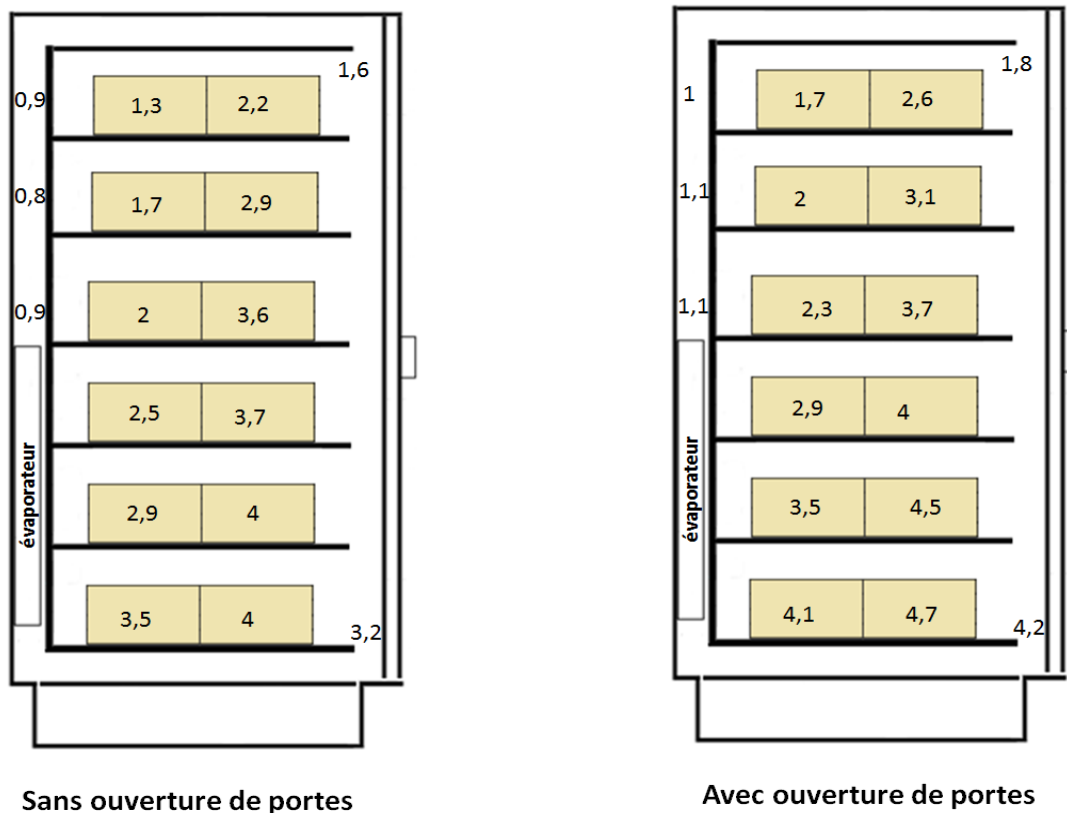


Figure 34 : Effet des ouvertures des portes sur la thermique du meuble fermé ( $T_{amb}=25\text{ °C}$ )

Les ouvertures de portes ont un impact sur la thermique du meuble surtout pour les paquets situés à l'avant. Ce résultat est attendu et s'explique par leur exposition directe à l'infiltration d'air chaud engendrée par l'ouverture des portes. En moyenne, la température des paquets augmentent de 0,4 °C lors des périodes d'ouverture. Cependant il est intéressant de remarquer

que la température augmente plus pour les paquets situés en bas et à l'avant (0,7 °C d'augmentation pour le paquet situé au 1<sup>er</sup> étage à l'avant). Par ailleurs, un calcul de l'énergie consommée par le meuble pendant le régime établi a montré que le meuble consomme 15,5 % de plus pendant cette phase d'ouvertures de portes.

### II.4.3 Comportement thermique lors d'un arrêt du compresseur

La figure 35 présente l'effet de la température ambiante sur le comportement thermique du meuble frigorifique lors d'un arrêt du compresseur. Les graphes représentent l'augmentation de la température des paquets situés à l'arrière et à l'avant au niveau du 1<sup>er</sup> étage ( $\Delta T$  représente la différence entre la température à chaque instant et la température initiale :  $\Delta T = T_t - T_{ini}$ ) après 2 h d'arrêt du compresseur.

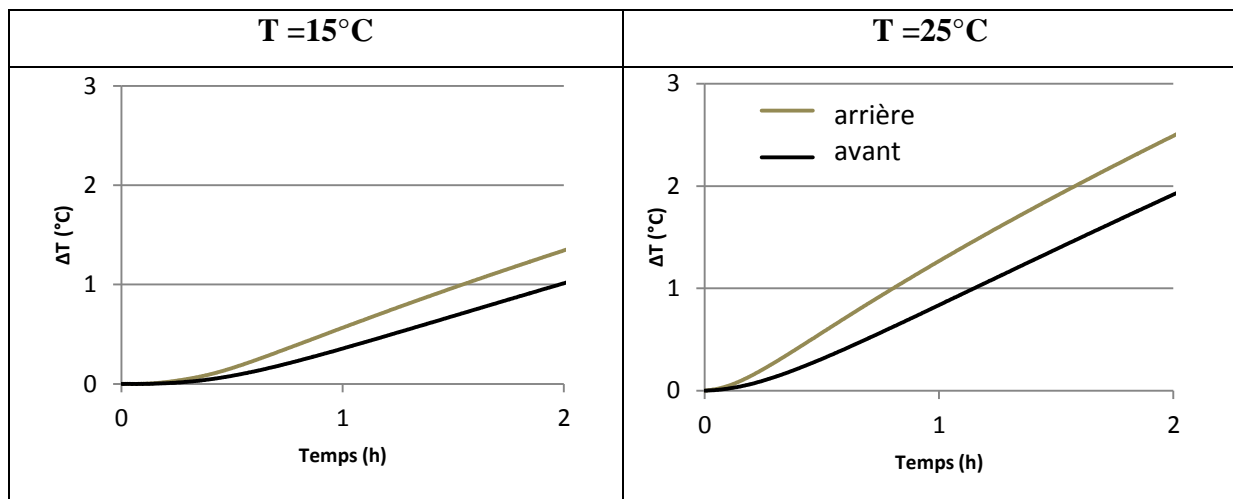


Figure 35 : Effet des conditions ambiantes sur le comportement d'un meuble fermé lors d'un arrêt du compresseur (paquets situés au 1<sup>er</sup> étage)

Identiquement aux résultats obtenus pour le cas d'un meuble ouvert, l'effet des conditions ambiantes sur l'augmentation de la température des paquets apparaît clairement. Les paquets situés à l'arrière et exposés en 1<sup>er</sup> à l'air chaud sont les plus sensibles. En effet, la température des paquets situés au 1<sup>er</sup> étage à l'avant augmente de 1,3 °C lorsque la température est de 15 °C alors qu'elle atteint 2,4 °C lorsque la température ambiante est de 25 °C. Cependant, il est intéressant de remarquer que la température de paquets pour le cas d'un meuble fermé augmente beaucoup plus lentement que dans le cas d'un meuble ouvert. En effet, lors d'un arrêt du compresseur d'une durée de 1 heure, la température des paquets situés à l'arrière pour un meuble ouvert augmente de 1,2 °C alors qu'elle ne dépasse pas 0,5 °C pour un meuble fermé pour une température ambiante de 15 °C. Lorsque la température ambiante est de 25 °C, l'augmentation de la température observée après 1 h d'arrêt du compresseur ne dépasse

pas 1,2 °C pour un meuble fermé alors qu'elle est supérieure à 2 °C pour le cas d'un meuble ouvert. Ce résultat confirme le meilleur confinement du meuble apporté par la présence de portes dans les meubles frigorifiques.

#### **II.4.4 Modèle du meuble fermé**

Grâce à la modularité de Dymola, un modèle du meuble fermé a été développé. En effet, il a suffi principalement de modifier l'architecture du meuble en rajoutant une étagère et en chargeant le sens de circulation de l'air. Par ailleurs, pour simuler la présence des portes, les infiltrations extérieures ont été supposées quasi-nulles. Enfin, tous les coefficients thermiques (convections, conductions, rayonnement) ont été mis à jour par des essais. Le modèle a été validé expérimentalement pour différentes températures ambiantes. Par souci de répétition, l'ensemble des résultats de validation ne sont pas présentés ici.

## **II.5 Conclusion**

Il existe une hétérogénéité de température significative dans un meuble frigorifique. Celle-ci est due principalement à l'architecture du meuble, l'emplacement de l'évaporateur et la position du produit dans le meuble. Il est important de souligner que la présence des portes réduit les écarts de températures. De plus, la température du meuble dépend énormément des températures ambiantes et des phases de dégivrages. Ces conclusions mettent en lumière l'intérêt du stockage thermique pour limiter ces fluctuations de températures. Par ailleurs, les essais réalisés dans les mêmes conditions ont montré que la température des paquets augmente en moyenne de 1 °C pour un meuble ouvert alors qu'elle ne dépasse pas 0,5 °C dans le cas d'un meuble fermé. Ce résultat confirme l'intérêt des portes pour limiter les pertes thermiques lors des arrêts de production de froid. De plus, la mise en place des MCP dans les meubles pourrait apporter plus d'inertie thermique aux meubles pour réaliser des arrêts de compresseurs de durées plus importantes et en limitant l'augmentation de la température des produits.

Par ailleurs, un modèle transitoire de meuble frigorifique de vente a été développé sous Dymola dans le but de prédire le comportement thermique. Il a été validé pour deux configurations de meubles par les essais expérimentaux. Ce modèle se caractérise par une modularité qui permet assez facilement de prédire la thermique pour différentes configurations, architecture, remplissage...Ce modèle permettra par la suite de dimensionner le stockage.



# **Chapitre III : Intégration des matériaux à changement de phase MCP dans les meubles frigorifiques de vente**

*L'objectif de cette partie est d'étudier expérimentalement l'effet de l'intégration de matériau à changement de phase (MCP) sur le comportement thermique des meubles frigorifique de vente ainsi que sur leurs performances énergétiques. Les contraintes liées au choix, à l'emplacement et à la mise en forme du MCP sont étudiées et discutées. Une première étude concernant l'impact de la présence de MCP dans un meuble ouvert et une comparaison thermique/énergétique entre un meuble sans et avec échangeur MCP sont présentées. Enfin, le cas de l'intégration des MCP dans un meuble fermé est également abordé. Les résultats obtenus ont démontré la faisabilité de l'intégration de ces dispositifs dans les meubles frigorifiques.*

## **III.1 Contraintes liées à l'intégration des MCP dans les meubles frigorifiques de vente**

### **III.1.1 Choix du MCP**

Dans le cadre de cette thèse, il a été nécessaire de sélectionner un MCP capable de maintenir la température du meuble en dessous de la température limite haute lors d'un arrêt du compresseur, et dont la température de changement de phase de ce matériau soit suffisamment basse pour limiter la remontée de température pendant des arrêts, tout en permettant une solidification lors de la phase de charge. Le meuble utilisé étant ici un meuble positif, la gamme de température des MCP s'est donc limitée à  $[-2\text{ °C}, 2\text{ °C}]$ . L'eau a été choisie comme MCP avec une température de changement de phase à  $0\text{ °C}$ . En effet, l'eau se caractérise par une chaleur latente importante  $334\text{ kJ.kg}^{-1}$ , est « propre », non toxique et non inflammable, et donc idéale pour les applications alimentaires.

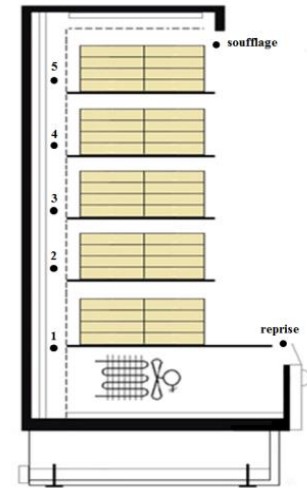
### **III.1.2 Choix de l'emplacement**

Le MCP a été placé dans un échangeur additionnel afin d'être intégré dans le meuble frigorifique. Plusieurs positions ont été considérées : sur les étagères [55], dans la canalisation arrière [1], au niveau du soufflage ou de la reprise du rideau d'air. Afin de trouver la position la plus adéquate, plusieurs critères de décision ont été identifiés :

- La quantité de MCP: la contrainte est de disposer d'une quantité suffisante pour réaliser des arrêts de compresseur tout en maintenant la température du meuble en dessous de la température réglementaire pendant une durée déterminée. L'emplacement choisi dans le meuble devrait donc permettre de contenir le volume nécessaire de matériau
- Des conditions de transfert thermique suffisantes : l'échangeur MCP doit être placé dans des zones avec des vitesses d'air si possible élevées permettant un échange convectif plus efficace. La vitesse dans la canalisation arrière à la sortie de l'évaporateur est importante ( $V = 0,86\text{ m.s}^{-1}$ ). Les coefficients de transferts thermiques dans cette zone sont ainsi de l'ordre de  $20\text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$  alors que les coefficients de transferts thermiques au niveau des inter-étages ne dépassent pas  $4\text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$ . Une autre possibilité pour améliorer le transfert thermique consiste à augmenter la surface d'échange en utilisant des ailettes.

- La température de changement de phase du MCP choisi : en effet, la température de l'air varie d'un endroit à un autre dans le meuble, (tableau 5), la position choisie devrait permettre de disposer de l'air suffisamment froid pour solidifier le PCM. Les mesures montrent qu'au niveau du soufflage et de la reprise du rideau d'air, les températures minimum sont trop élevées ( $>2^{\circ}\text{C}$ ).

Emplacement	min	max
1	$-5,5^{\circ}\text{C}$	$1^{\circ}\text{C}$
2	$-3,5^{\circ}\text{C}$	$1,5^{\circ}\text{C}$
3	$-3^{\circ}\text{C}$	$2^{\circ}\text{C}$
4	$-2,5^{\circ}\text{C}$	$2,5^{\circ}\text{C}$
5	$-1,5^{\circ}\text{C}$	$3^{\circ}\text{C}$
Soufflage	$2^{\circ}\text{C}$	$5,5^{\circ}\text{C}$
Reprise	$7,5^{\circ}\text{C}$	$9^{\circ}\text{C}$



**Tableau 5 : Températures de l'air mesurées dans le meuble frigorifique ouvert ( $T_{\text{amb}}=15^{\circ}\text{C}$ )**

- Un impact limité sur l'aérodynamique du meuble : l'emplacement, mais aussi la forme de l'échangeur doivent être choisis de façon à limiter le plus possible l'impact sur la circulation de l'air
- La difficulté de mise en place: ce critère doit également être pris en compte car il aura le plus souvent des conséquences sur le coût global du dispositif et sur sa facilité de maintenance

Choix effectué: En considérant l'ensemble de ces contraintes, un échangeur à tubes horizontaux et ailettes verticales a été sélectionné et placé au niveau de la canalisation arrière à la sortie de l'évaporateur. L'équation (9) illustre le calcul réalisé pour déterminer la quantité de MCP nécessaire pour une durée d'arrêt  $t$  du compresseur de 1 h. Dans le cas de ce meuble, la quantité nécessaire pour réaliser des effacements de 1 h est de 7 kg.



$$m_{MCP} = \frac{\bar{Q}t}{L_{MCP}} \quad (9)$$

### III.1.3 Effet d'un obstacle sur le comportement aéraulique et thermique des meuble

La mise en place d'un échangeur à chaleur dans la canalisation arrière engendre des changements de comportement importants, non seulement au niveau de la thermique du meuble mais aussi de l'aéraulique. La vitesse d'air au soufflage du rideau d'air avant ajout de l'échangeur est de  $0,86 \text{ m.s}^{-1}$ , et elle est de  $0,56 \text{ m.s}^{-1}$  avec la présence de l'échangeur, soit une réduction de 35 %. L'échangeur faisant obstacle au passage d'air froid tout au long de la canalisation arrière, il y a donc une augmentation de la vitesse au niveau du 1<sup>er</sup> étage (figure 36).

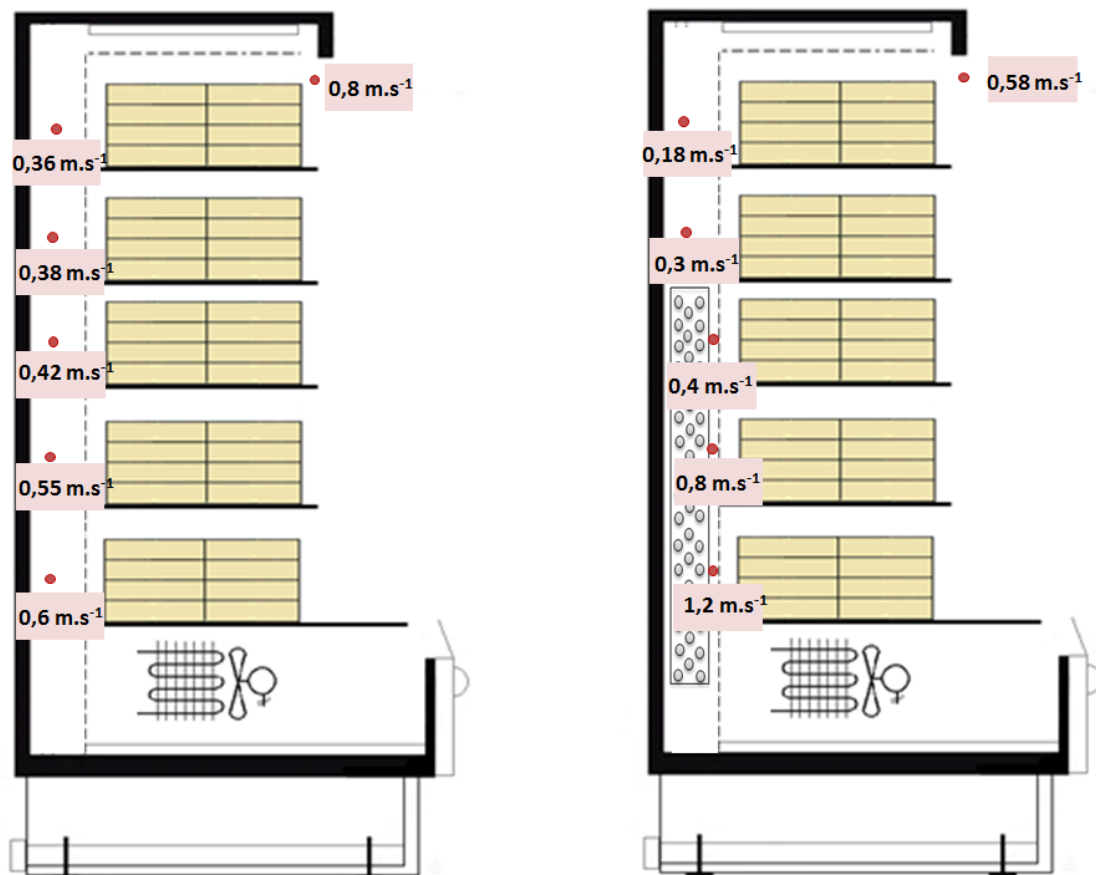


Figure 36 : Vitesse d'air dans le meuble frigorifique ouvert

La figure 37 présente une comparaison entre deux cartographies de température dans le meuble. Le schéma à gauche présente le comportement thermique du meuble ouvert sans aucune modification en régime établi. Le dessin à droite représente la cartographie de température du meuble ouvert après intégration d'un échangeur à chaleur vide dans la canalisation arrière. Il est observé que la présence de cet obstacle modifie la thermique du meuble. Les températures des paquets situés à l'arrière au niveau du 1<sup>er</sup> étage sont plus basses. Ceci s'explique par l'augmentation de la vitesse de l'air froid qui s'infiltré à travers la plaque perforée dans cette zone comme expliqué dans la partie aéraulique. Au niveau des autres étages, la température des paquets arrière et avant est plus importante. Ce résultat s'explique par des plus faibles vitesses d'air dans la canalisation arrière, dans les inter-étages et au niveau du soufflage du rideau d'air.

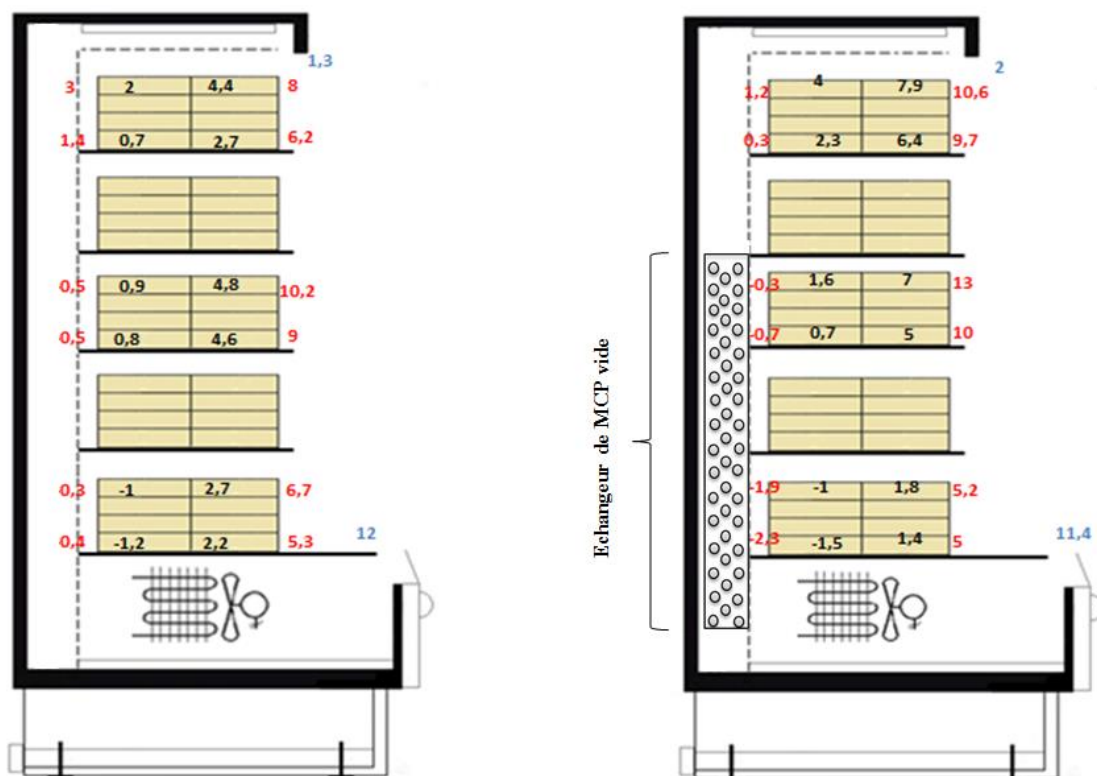


Figure 37 : Effet de la présence d'un échangeur sur la thermique du meuble ( $T_{amb}=20^{\circ}C$  et  $T_{rég}=-3^{\circ}C$ )

## III.2 Matériel et méthode

### III.2.1 Echangeur de MCP

L'échangeur à chaleur choisi comme contenant des MCP pour le meuble ouvert est un échangeur à tubes horizontaux et ailettes verticales. Avec cette configuration, une fraction de l'air circulant peut toujours s'infiltrer horizontalement à travers la plaque perforée pour alimenter les différents étages. L'échangeur a été adapté en supprimant le bâti couvrant l'ensemble des tubes et ailettes. De plus, après quelques essais infructueux à cause de fuites, les coudes et le collecteur ont été également supprimés. Cet échangeur se compose de 3 rangées de 16 tubes horizontaux. Ses dimensions sont de 770 mm en largeur, 960 mm en hauteur et 100 mm de profondeur. Il peut contenir jusqu'à 7 kg de MCP et sa surface d'échange totale est estimée à 25 m<sup>2</sup> (donnée fabricant). Il est à noter que l'énergie accumulée par l'échangeur lui-même (métal) ne représente que 0,5 % de l'énergie stockée par chaleur latente dans le MCP.

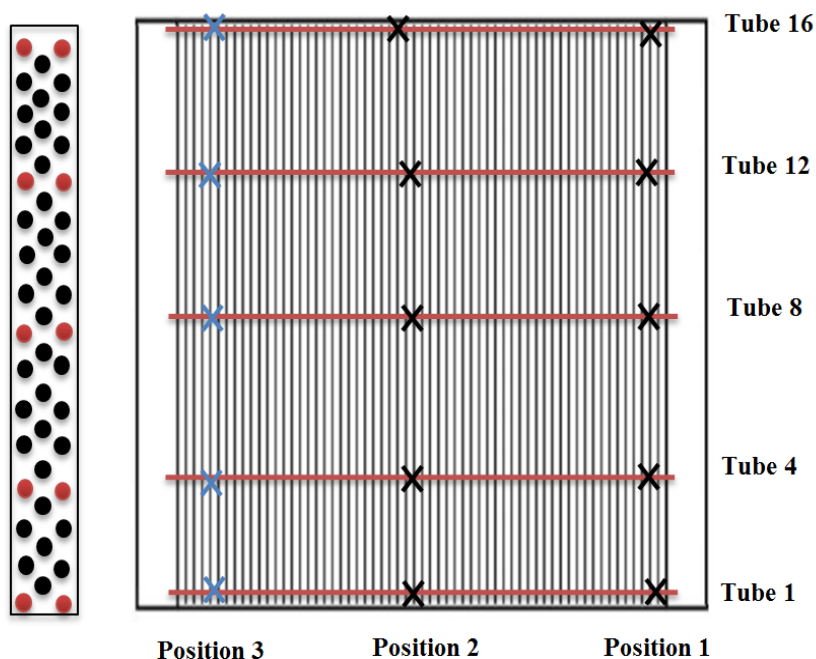


Figure 38 : Echangeur à MCP et instrumentation

La figure 38 présente l'instrumentation utilisée pour suivre la charge et la décharge des MCP au cours du temps. Les tubes 1, 4, 8, 12 et 16 ont été instrumentés en deux positions (la position 1 correspond à l'entrée du tube et la position 2 correspond au milieu du tube) par des thermocouples de type T. Ces thermocouples ont été centrés à l'intérieur du tube pour mesurer

la température à cœur du matériau. Il est supposé que la répartition des températures est symétrique par rapport au centre du tube.

- Pourcentage de charge et de décharge

Dans le but de caractériser le comportement du MCP pendant la phase de stockage et de déstockage, un pourcentage de charge/décharge a été calculé en fonction de la température du MCP au niveau des tubes. Pendant la phase de charge, le changement de phase est considéré complet lorsque la température du MCP dans le tube est inférieure à 0 °C (température de changement de phase). Le MCP est dans ce cas considéré complètement comme étant en phase solide. Le tube 1 correspond ainsi à un pourcentage de charge de 0 %, le tube 4 à 25 %, le tube 8 à 50 %, le tube 12 à 75 % et enfin le tube 16 à 100 %. Inversement, lors de la phase de décharge, le MCP est considéré complètement en phase liquide lorsque la température du MCP est supérieure à 0 °C.

### III.2.2 Intégration de l'échangeur à MCP dans le meuble

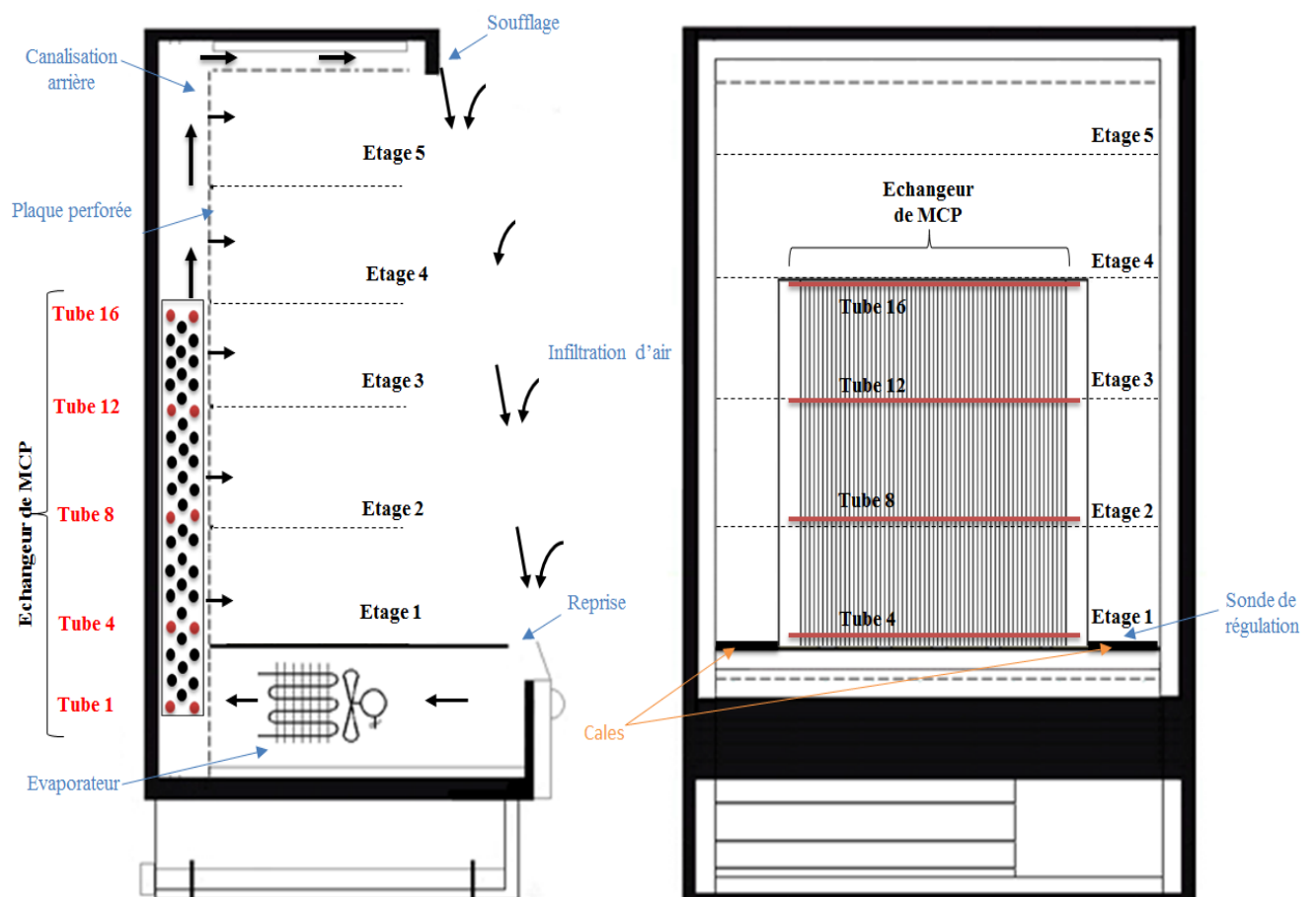


Figure 39 : Meuble ouvert modifié avec mise en place de l'échangeur de MCP

L'échangeur à chaleur rempli de 7 kg de MCP a été placé dans la canalisation arrière comme illustré dans les figures (figure 39 et figure 40) entre le 1<sup>er</sup> et le 3<sup>ème</sup> étage. Des obstacles ont été placés de part et d'autre de l'échangeur pour forcer la totalité d'air à passer à travers l'échangeur. Le tube 1 se trouve à la sortie de l'évaporateur (en dessous du 1<sup>er</sup> étage), le tube 4 au niveau du 1<sup>er</sup> étage, le tube 8 au niveau du 2<sup>ème</sup> étage, le tube 12 au niveau du 3<sup>ème</sup> étage et le tube 16 est le dernier tube de l'échangeur (frontière entre 3<sup>ème</sup> et 4<sup>ème</sup> étage). La sonde de régulation a été laissée à sa place d'origine au niveau du 1<sup>er</sup> étage dans la canalisation arrière à droite.

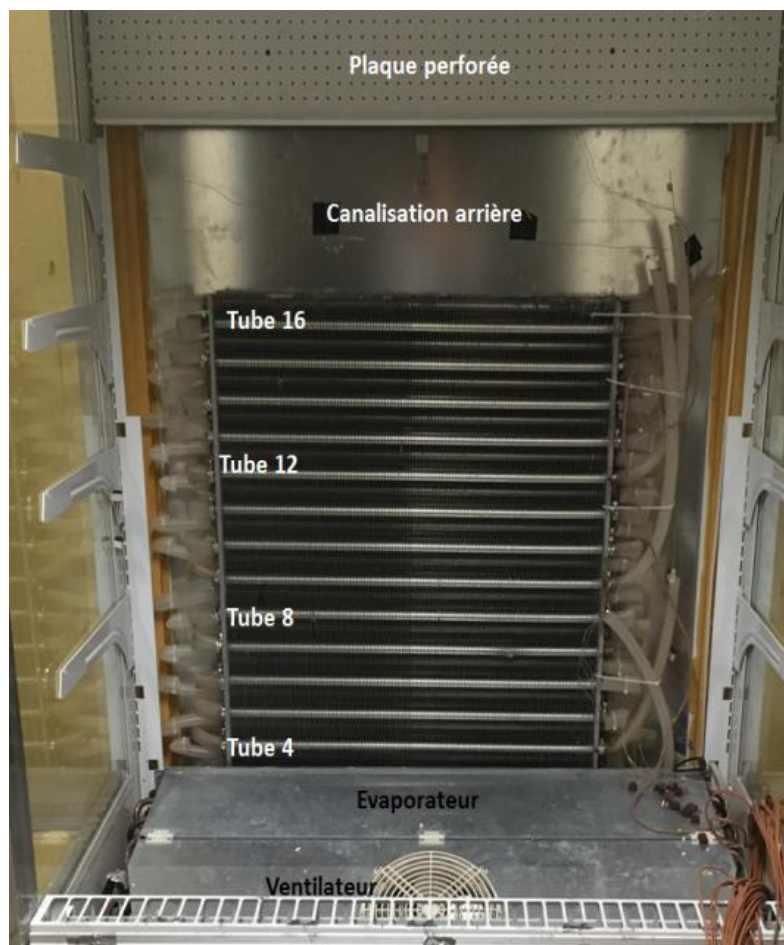


Figure 40 : Photo de l'échangeur de MCP dans le meuble ouvert

- L'instrumentation

De la même manière que pour les essais sans MCP, des thermocouples de type T ont été utilisés pour mesurer (figure 41):

- les températures des paquets au cœur et à la surface,

- la température de l'air dans la canalisation arrière, au niveau du soufflage et de la reprise
- la température d'ambiance à l'extérieur du meuble

Tous les thermocouples utilisés sont étalonnés et ont une précision de l'ordre de 0,3 °C. Des wattmètres sont utilisés pour mesurer la puissance totale consommée par le meuble ainsi que la puissance du compresseur seul au cours du temps. Tous les instruments de mesure sont reliés à une centrale d'acquisition.

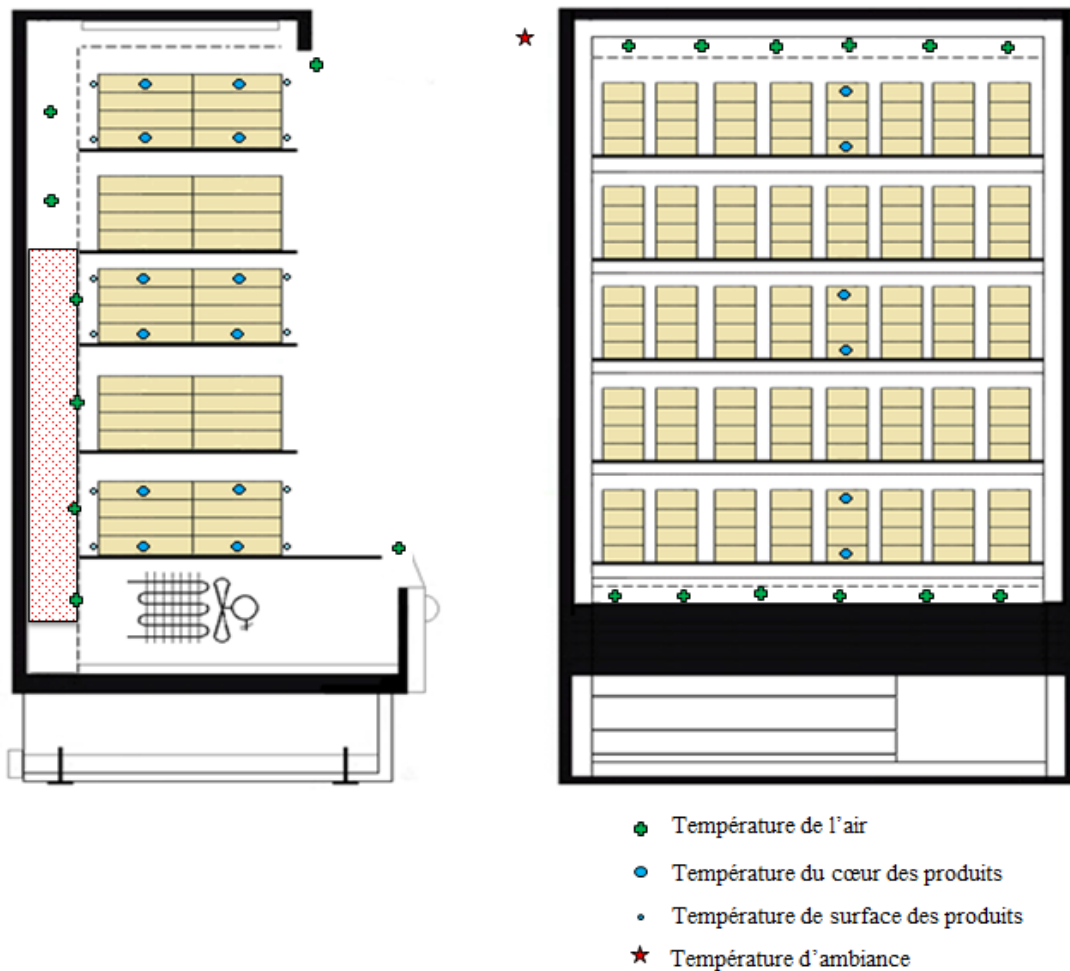


Figure 41 : Instrumentation du meuble intégré de l'échangeur MCP

### III.3 Impact de l'accumulateur à MCP sur les performances et le fonctionnement du meuble ouvert

#### III.3.1 Stockage et déstockage des MCP

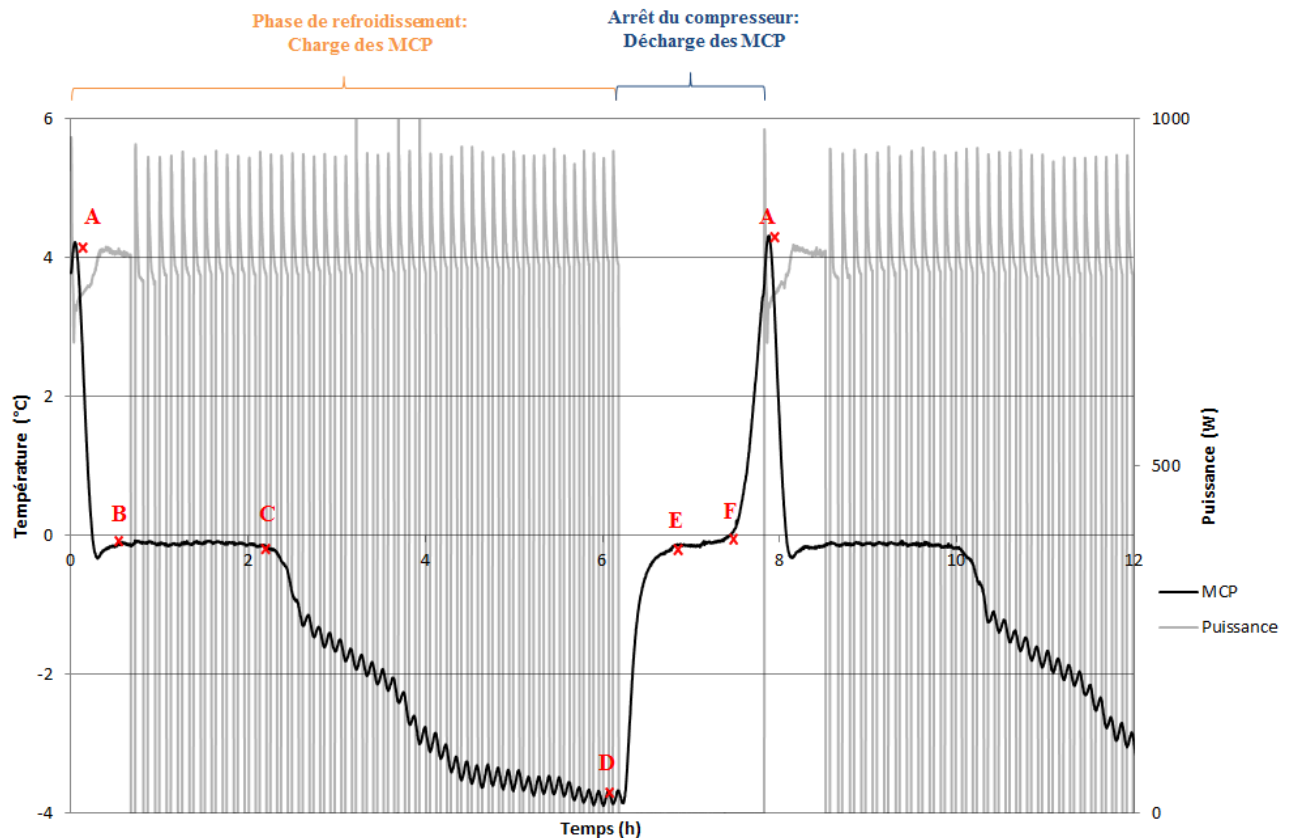


Figure 42 : Evolution de la température du MCP au cours du temps (tube 12)

La figure 42 illustre le comportement du MCP pendant un cycle de charge et de décharge. La courbe met en évidence 6 phases :

- **La phase de refroidissement A-B** : Le MCP est à l'état liquide. Pendant cette période, la température du MCP décroît jusqu'à atteindre le palier de changement de phase à 0 °C.
- **La phase de solidification B-C** : c'est le changement de phase de l'état liquide à l'état solide. Pendant cette période, un plateau de température est observé au tour de 0 °C, le MCP stocke de l'énergie sous forme latente. A la fin de cette phase, le MCP est 100 % solide.

- **La phase de refroidissement C-D** : le MCP est à l'état solide, sa température continue à décroître.
- **La phase de remontée en température D-E** : Le MCP est à l'état solide. Pendant cette phase et les deux phases suivantes, le compresseur est à l'arrêt. La température du MCP augmente progressivement jusqu'à atteindre la température de changement de phase à 0 °C.
- **La phase de fusion E-F** : C'est le changement de phase de l'état solide à l'état liquide. Pendant cette phase, la température reste constante à 0 °C.
- **La phase de remontée en température F-A** : le MCP est à l'état liquide, sa température augmente progressivement jusqu'à ce que la température détectée par la sonde de régulation dépasse la valeur limite provoquant le redémarrage du compresseur

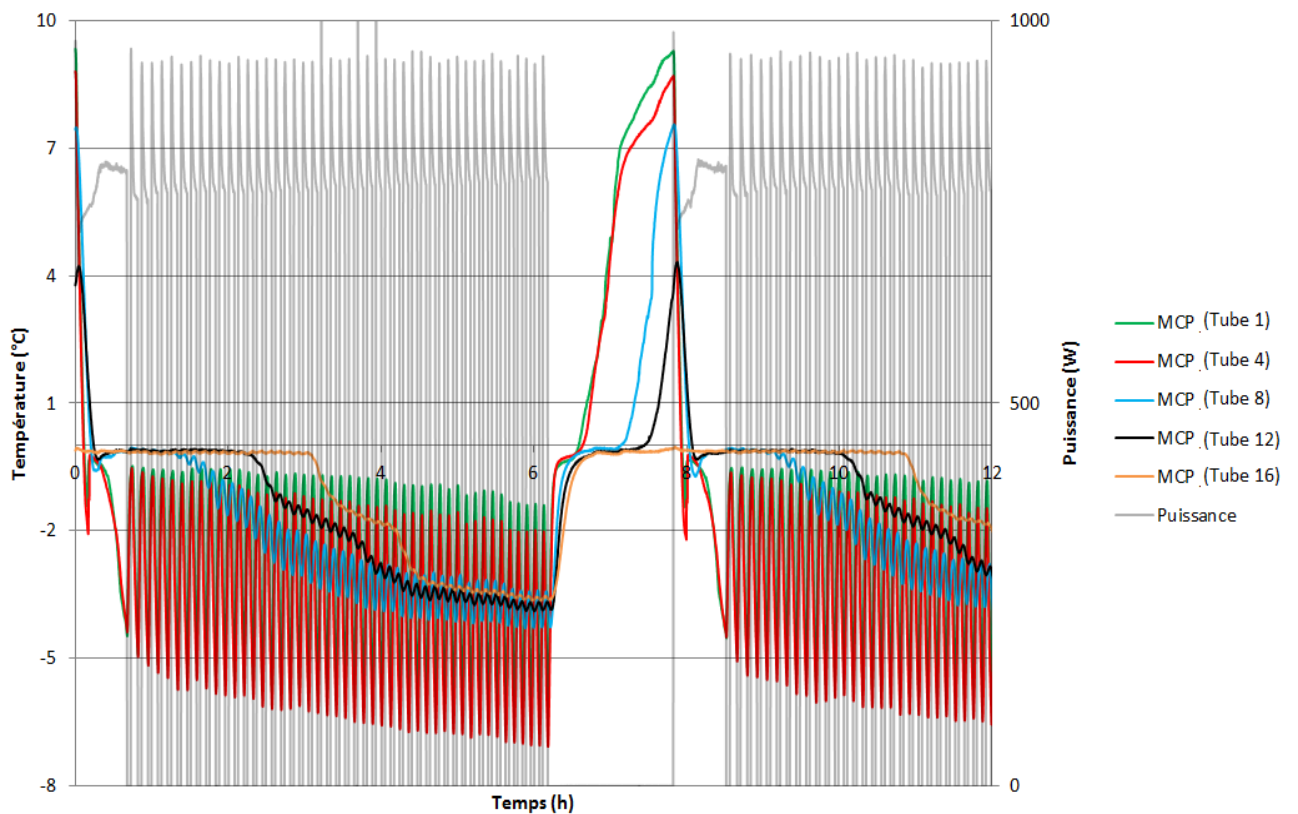


Figure 43 : Evolution de la température des MCP au cours du temps pour les différents tubes de l'échangeur

La figure 43 représente l'évolution de la température du MCP à différentes positions dans l'échangeur. Pendant la phase de refroidissement, le changement de phase est d'abord observé pour les tubes les plus bas. En effet, l'évolution des températures du MCP situé dans les tubes 1 et 4 juste après la sortie de l'évaporateur montrent que le matériau contenu dans ces tubes



commence à congeler avant celui contenu dans les 8<sup>ème</sup> et 12<sup>ème</sup> tubes, eux-mêmes suivis par le 16<sup>ème</sup> tube. De même pendant la phase de décharge, les tubes en bas (1 et 4) sont les plus sensibles à l'air chaud et se déchargent quelques minutes après l'arrêt du compresseur. En revanche, pour les 8<sup>ème</sup> et 12<sup>ème</sup> tubes, un plateau de changement de phase est observé autour de 0°C. Leurs températures continuent alors à augmenter positivement marquant la fin du changement de phase. Pour le dernier tube (16<sup>ème</sup> tube), le plateau de changement de phase ne prend pas fin avant le redémarrage du compresseur, ce qui traduit que l'échangeur reste partiellement chargé pendant la phase d'arrêt.

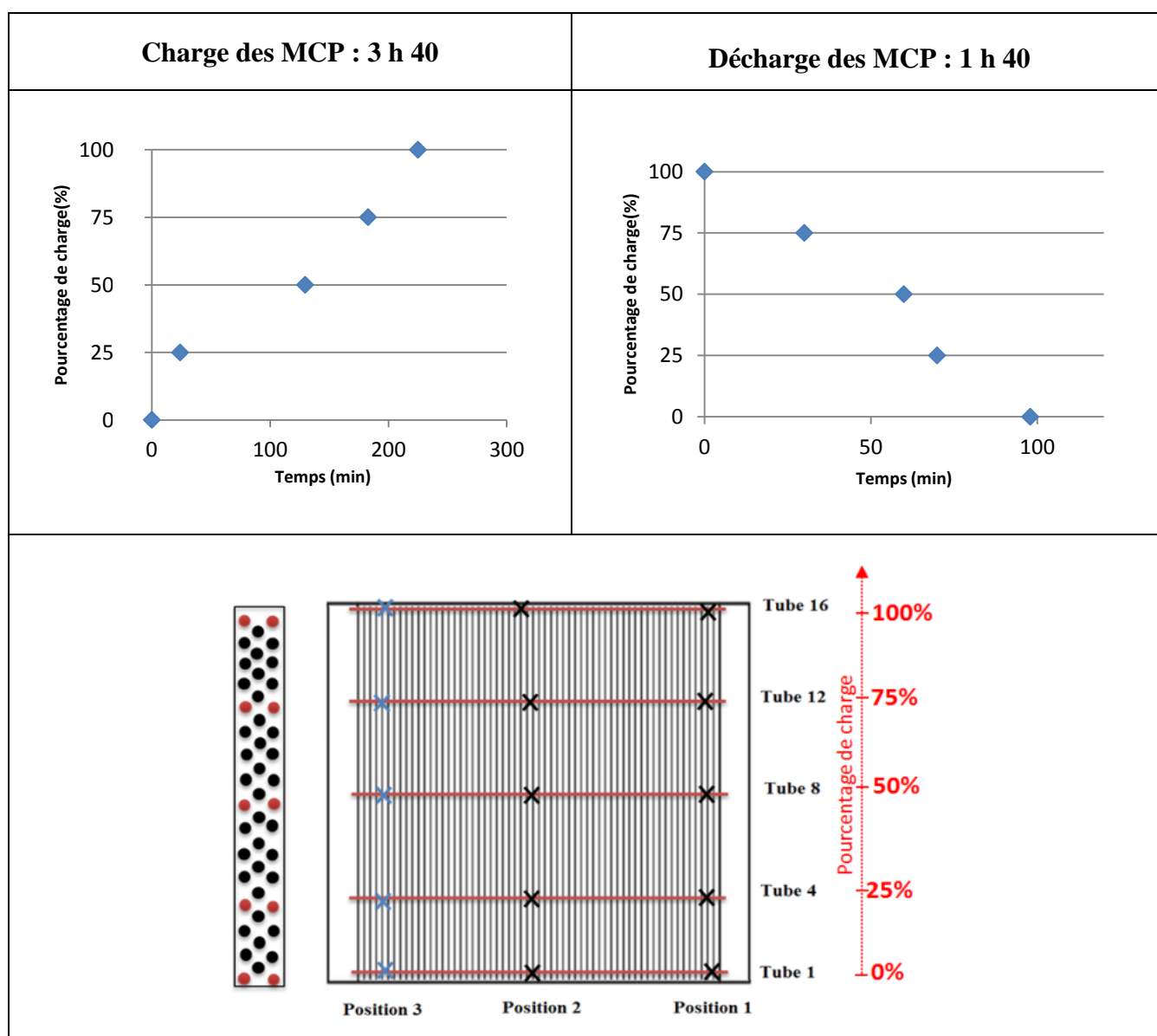


Figure 44 : Pourcentage de charge et de décharge des MCP au cours du temps

Dans le but de mieux comprendre le processus de charge et de décharge du MCP dans l'échangeur, la figure 45 illustre l'évolution de la température du MCP dans différentes

positions dans l'échangeur et à différents instants. A l'instant initial ( $t=0$ ), la température du MCP est positive et représentée par des cases de couleurs rouges. Après 50 mn, les tubes 1 et 4 situés les plus proches de l'évaporateur sont les premiers à être complètement solides (cases bleues). Puis à  $t=125$  mn, le matériau dans le tube 8 commence à changer de phase, d'abord au milieu du tube (position 2), puis aux extrémités (positions 1 et 3) suivi par le matériau du tube 12 à 185 mn et du tube 16 à 225 mn. Ces résultats montrent que la charge des MCP dans le meuble est progressive. De plus, le milieu de l'échangeur est plus sensible à la variation de température que les extrémités. Ce phénomène s'explique par la position du ventilateur.

		Position 3	Position 2	Position 1
0 min	Tube 16	9	10	9
	Tube 12	9,5	9,7	9,5
	Tube 8	9,6	10,2	9,6
	Tube 4	10,8	11,3	10,8
	Tube 1	10,7	11,3	10,8
		Position 3	Position 2	Position 1
50 min	Tube 16	-0,1	-0,1	-0,1
	Tube 12	-0,1	-0,1	-0,1
	Tube 8	-0,1	-0,2	-0,1
	Tube 4	-3,3	-4,0	-3,3
	Tube 1	-3,3	-4,4	-3,3
		Position 3	Position 2	Position 1
125 min	Tube 16	-0,1	-0,1	-0,1
	Tube 12	-0,1	-0,4	-0,1
	Tube 8	-0,4	-3,4	-0,4
	Tube 4	-5,0	-5,6	-5,0
	Tube 1	-3,6	-4,6	-4,6
		Position 3	Position 2	Position 1
185 min	Tube 16	-0,1	-0,2	-0,1
	Tube 12	-0,3	-3,1	-0,3
	Tube 8	-2,6	-3,3	-2,5
	Tube 4	-3,6	-3,5	-3,6
	Tube 1	-2,5	-2,7	-2,5
		Position 3	Position 2	Position 1
225 min	Tube 16	-0,1	-2,7	-0,1
	Tube 12	-1,6	-3,9	-1,6
	Tube 8	-3,0	-3,3	-3,0
	Tube 4	-4,2	-4,0	-4,2
	Tube 1	-3,1	-3,2	-3,1
		Position 3	Position 2	Position 1
250 min	Tube 16	-0,7	-3,5	-0,7
	Tube 12	-2,8	-3,5	-2,8
	Tube 8	-3,6	-3,6	-3,6
	Tube 4	-4,2	-4,2	-4,2
	Tube 1	-3,3	-3,3	-3,3

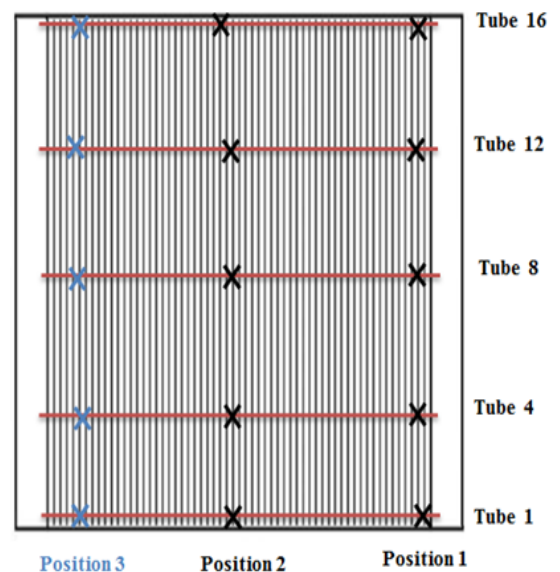


Figure 45 : Evolution de la température de l'échangeur à MCP pendant une phase de charge

Le même comportement est observé pour la décharge des MCP (figure 46) : une décharge progressive de bas en haut, d'abord par le milieu et ensuite par les extrémités des tubes.

		Position 3	Position 2	Position 1
0 min	Tube 16	-3	-4	-3
	Tube 12	-2,9	-3,7	-2,9
	Tube 8	-3,4	-3,7	-3,4
	Tube 4	-5,6	-5,9	-5,6
	Tube 1	-4,2	-5,4	-4,2
		Position 3	Position 2	Position 1
50 min	Tube 16	-0,1	-0,1	-0,1
	Tube 12	-0,1	-0,1	-0,1
	Tube 8	-0,1	0,7	-0,1
	Tube 4	7,1	7,3	7,1
	Tube 1	7,7	7,4	7,7
		Position 3	Position 2	Position 1
75 min	Tube 16	-0,1	-0,2	-0,1
	Tube 12	0,9	0,9	0,9
	Tube 8	5,3	7,9	5,6
	Tube 4	8,3	8,4	8,3
	Tube 1	8,9	8,5	8,9
		Position 3	Position 2	Position 1
100 min	Tube 16	0,2	0,5	0,2
	Tube 12	6,9	8,5	6,1
	Tube 8	8,6	9,3	8,6
	Tube 4	9,4	9,4	9,4
	Tube 1	10,2	9,7	10,2
		Position 3	Position 2	Position 1
125 min	Tube 16	10,6	10,8	10,6
	Tube 12	10,9	10,9	10,9
	Tube 8	9,6	9,9	9,6
	Tube 4	10,3	10,4	10,3
	Tube 1	10,8	10,4	10,8

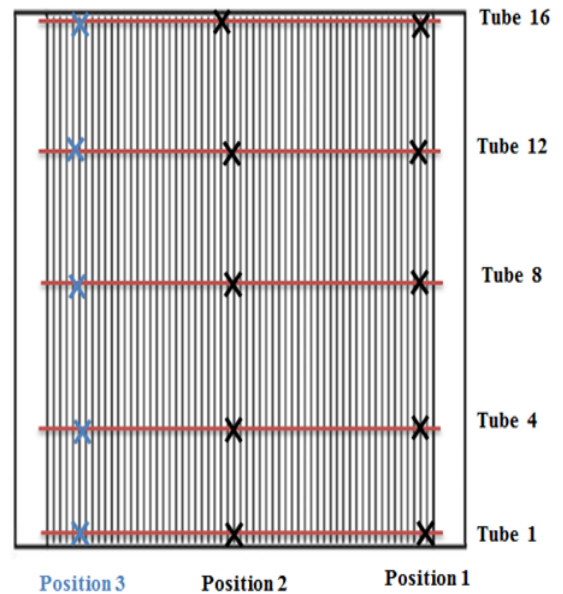


Figure 46 : Evolution de la température de l'évaporateur au cours du temps pendant une phase de décharge

### III.3.2 Effet de l'intégration du MCP sur le comportement thermique

La figure 47 représente l'évolution de la température de l'air au cours du temps pour un meuble ouvert modifié par l'insertion d'un échangeur à MCP dans la canalisation arrière lors d'une coupure d'électricité. Les courbes en trait discontinu représentent les températures de l'air mesurées au niveau de l'échangeur (entre les ailettes) et les courbes en trait continu représentent la température de l'air après l'échangeur à MCP dans la canalisation arrière. Le graphique ci-dessous montre que les deux types de courbes ont deux dynamiques différentes. En effet, pour la 1<sup>ère</sup> catégorie (T evap, T air 1, T air 2 et T air 3), la température de l'air qui traverse l'accumulateur diminue en passant d'un étage à un autre avec des paliers constants

autour de 0 °C. Ceci est dû à la fonte du MCP. En effet, celui-ci change de phase à température constante en restituant le froid qu'il a stocké et ainsi refroidit l'air traversant l'échangeur. La température de l'air au niveau du 4<sup>ème</sup> et 5<sup>ème</sup> étage est fortement influencée par la fonte des MCP. En effet, la température de l'air atteint uniquement 6,5 °C après 1 h 40 min d'arrêt du compresseur.

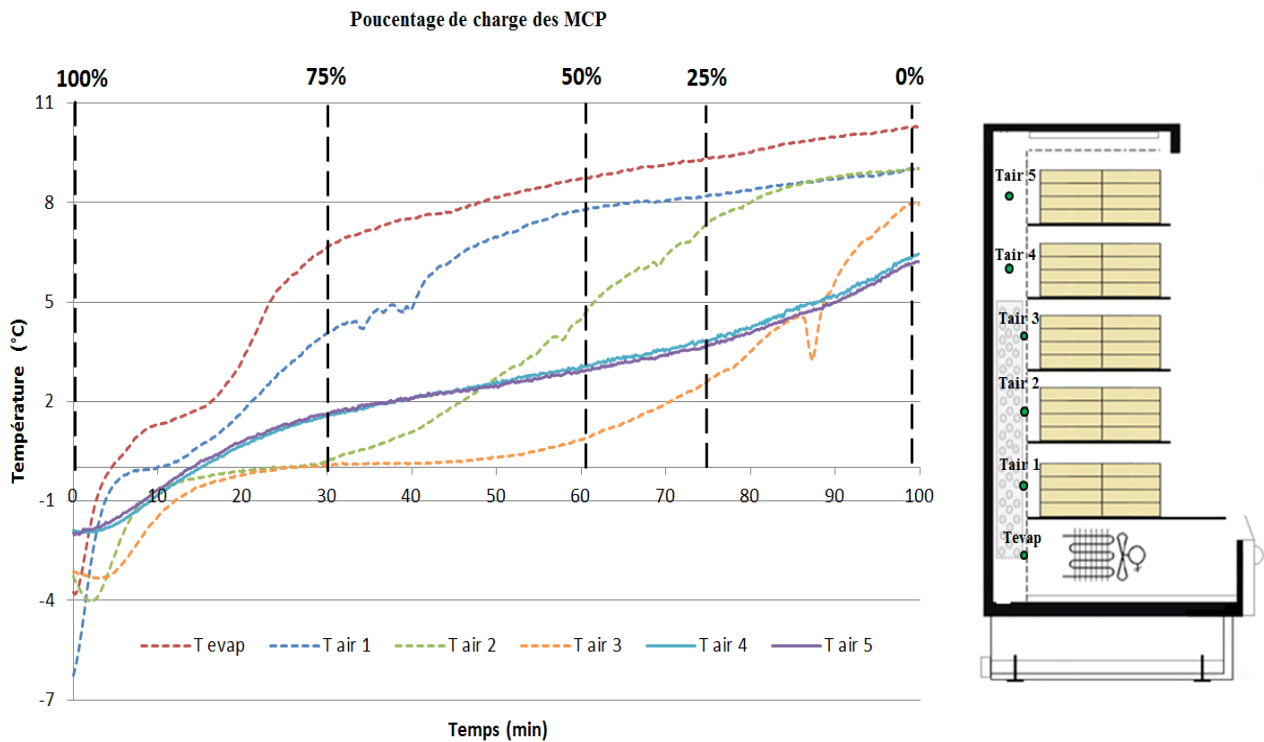


Figure 47 : Evolution de la température de l'air dans un meuble modifié ( $T_{amb}=15^{\circ}C$ )

### III.3.3 Effet de la température extérieure

La figure 48 illustre le pourcentage de charge du MCP au cours du temps pour différentes températures ambiantes ( $T_{amb}=15^{\circ}C$  et  $T_{amb}=25^{\circ}C$ ). Le graphe montre que la congélation du MCP dans l'échangeur est sensible aux variations de température ambiante. La charge du MCP est d'autant plus lente que la température extérieure est importante. En effet, lorsque la température ambiante est de 15 °C, le temps nécessaire est de 220 mn alors qu'il est de 270 mn pour une température ambiante de 25 °C.

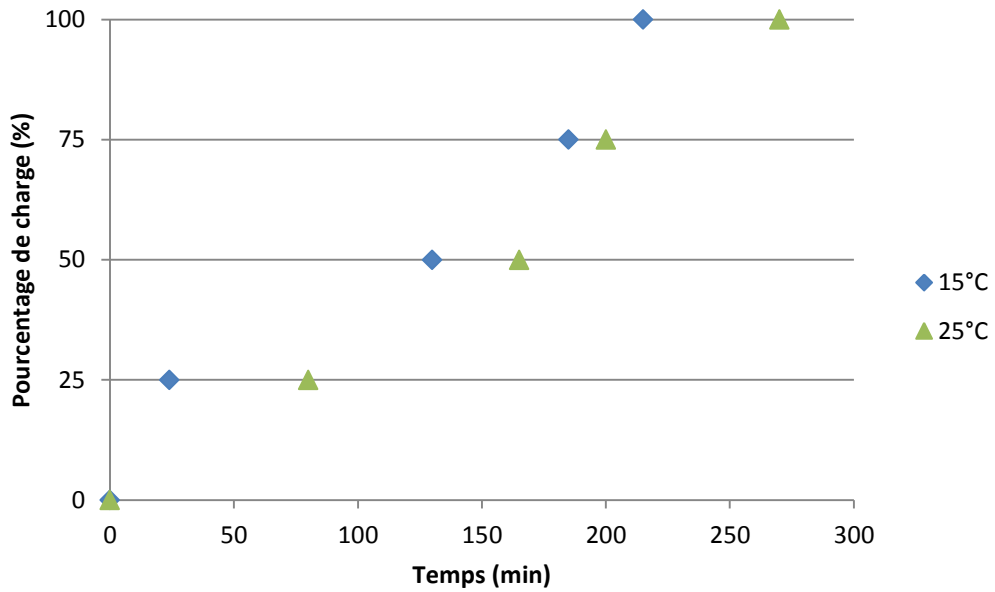


Figure 48 : Effet de la température extérieure sur la charge des MCP

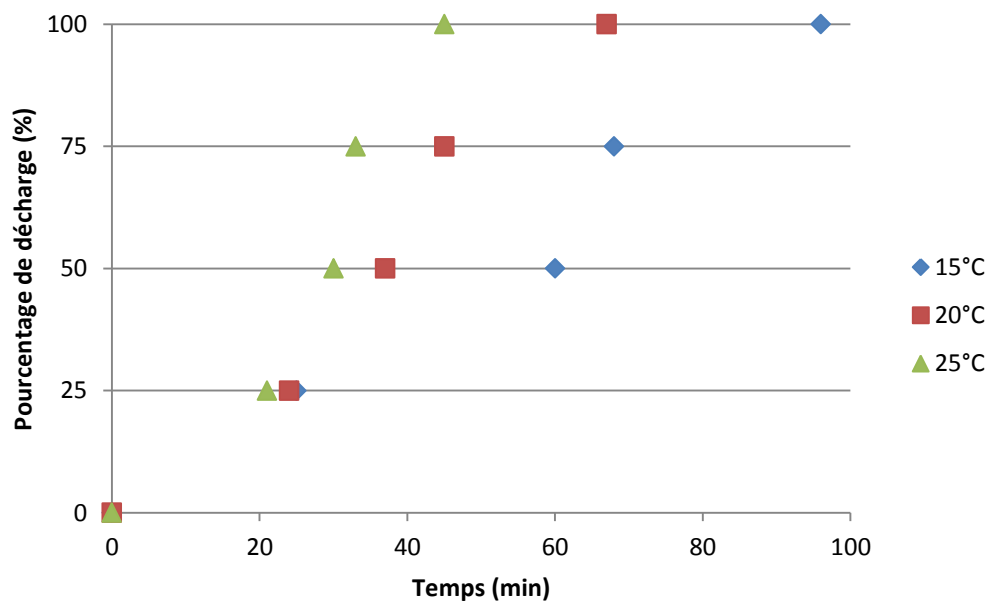


Figure 49 : Effet de la température extérieure sur la décharge du MCP

De même lors de la décharge, la fonte du MCP dépend de la température extérieure. En effet, lorsque la température ambiante est de 15 °C, la fonte totale se fait à 95 mn alors qu'elle ne dépasse pas 45 mn lorsque la température ambiante est de 25 °C (figure 49). Il est intéressant de remarquer que la décharge du MCP est beaucoup plus sensible à la variation de la température extérieure. En effet, le temps de charge augmente d'environ 18 % en passant de 15 à 25 °C alors que le temps de décharge est diminué de 55 % pour la même variation de

température extérieure. Ce résultat suggère l'intérêt d'utiliser des portes pour limiter l'effet des conditions ambiantes dans des applications d'effacement.

### III.3.4 Comportement thermique du meuble avec et sans MCP lors d'un arrêt

#### III.3.4.1 Température des paquets

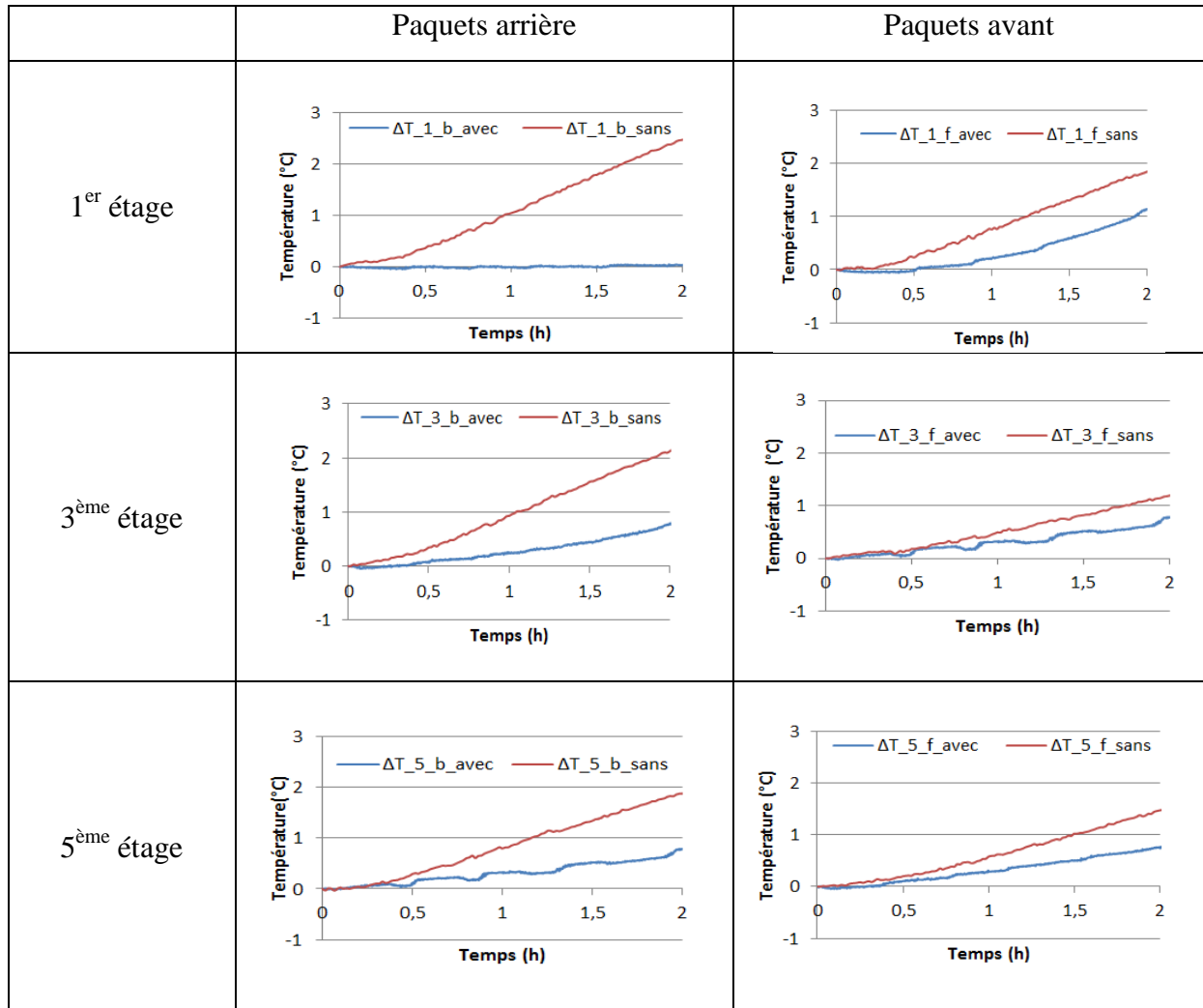


Figure 50 : Effet des MCP sur l'évolution de la température des paquets lors d'un arrêt du compresseur

La figure 50 montre une comparaison de l'évolution de la variation de température  $\Delta T$  entre un meuble sans aucune modification (sans MCP) et un meuble modifié par l'intégration de l'échangeur à MCP (avec MCP), où  $\Delta T = T_t - T_{ini}$  est la différence de température entre la température à chaque instant et la température initiale au moment de l'arrêt du compresseur. Les différentes courbes pour les différents étages montrent que l'utilisation du MCP permet de limiter la remontée en température des paquets (avant et arrière). Globalement, la différence de température après 2 h d'arrêt du compresseur ne dépasse pas 1 °C après intégration de l'échangeur à MCP.

### III.3.4.2 Température de l'air dans la canalisation arrière

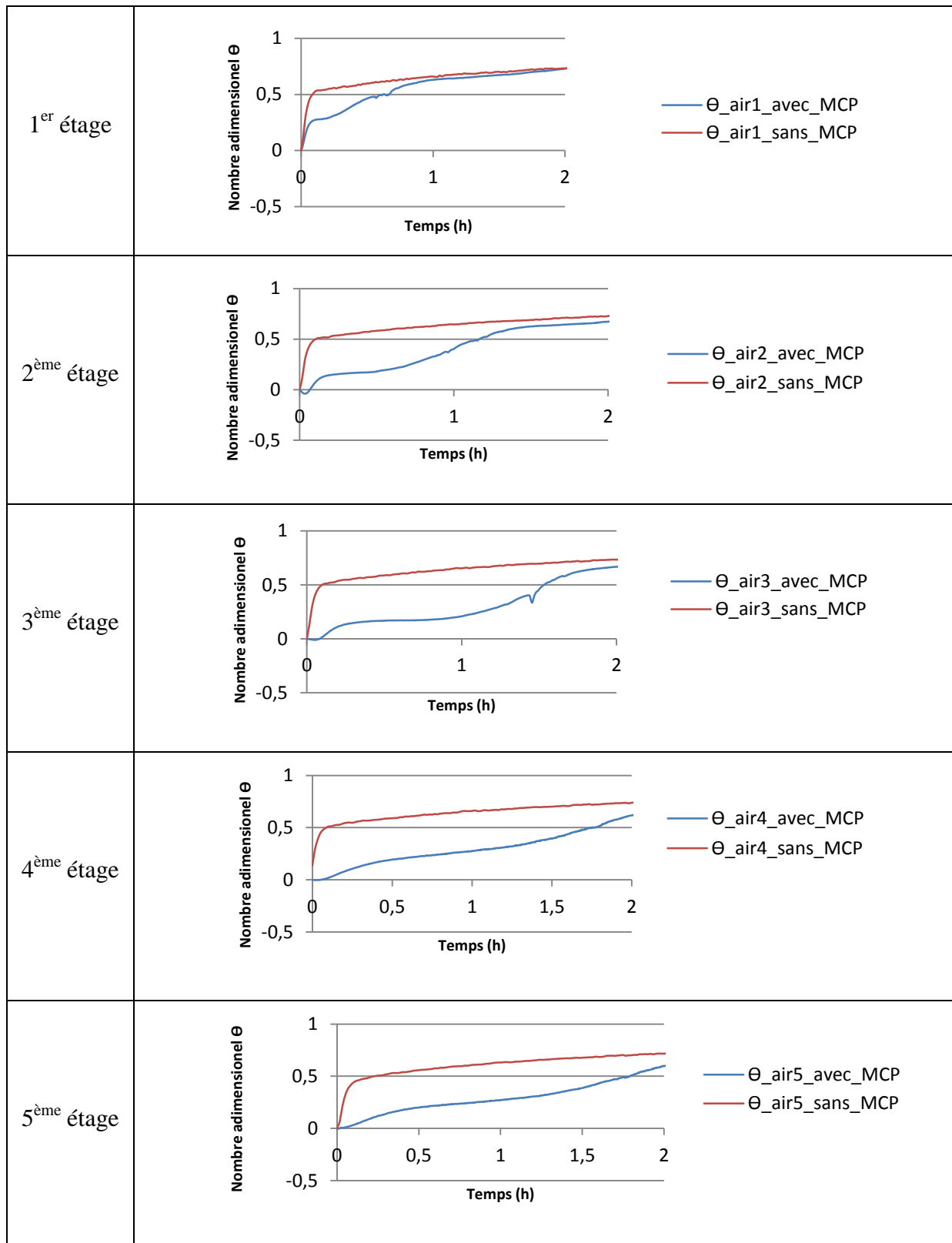


Figure 51 : Effet des MCP sur la température d'air lors d'un arrêt du compresseur ( $T_{amb}=15\text{ °C}$ )

La figure 51 illustre l'effet de la présence du MCP dans le meuble sur l'évolution de la température de l'air dans la canalisation arrière lors d'un arrêt du compresseur. Les différents

graphes représentent une comparaison de la température adimensionnelle  $\Theta$  ( $\Theta = \frac{T_t - T_{ini}}{T_{amb} - T_{ini}}$ ) pour un meuble modifié (avec MCP) et un autre sans aucune modification (sans MCP). Il est intéressant de mettre en relief le changement de pente observé avec la présence de l'échangeur à MCP. Ce changement de pente s'explique par le changement de phase du MCP qui ralentit la remontée en température. Ces résultats confirment l'intérêt et le potentiel des MCP pour réaliser des scénarios d'effacement.

### III.3.5 Effet du MCP sur la consommation électrique

Le tableau 6 représente l'énergie consommée pendant 24 h pour les deux configurations de meubles (sans MCP et avec échangeur de MCP). Pour le cas du meuble avec stockage, l'énergie a été calculée pour différentes régulations. De plus, le calcul est réalisé sur une durée de 24 h pendant laquelle 3 arrêts du compresseur de 90 mn ont été effectués (ces arrêts correspondent à des effacements). Il est à souligner que dans cette étude, le dégivrage de la machine a été réalisé au même moment que les périodes d'effacement. Pour le meuble frigorifique sans MCP, la régulation est fixée à  $-1\text{ }^\circ\text{C}$  et les dégivrages d'une durée d'environ 30 mn sont programmés toutes les 4 h. En comparant l'énergie consommée pendant 24 h pour un meuble sans MCP et un meuble avec MCP sous les mêmes conditions de fonctionnement ( $T_{amb}=15\text{ }^\circ\text{C}$  et  $T_{rég}=-1\text{ }^\circ\text{C}$ ), il est intéressant de mettre en avant que l'ajout des MCP n'augmente quasiment pas la consommation électrique du meuble. Ceci traduit la capacité de la machine frigorifique à stocker du froid tout en maintenant le meuble à la température de consigne.

Meuble frigorifique avec MCP			Meuble frigorifique sans MCP
Régulation $=-5\text{ }^\circ\text{C}$	Régulation $=-3\text{ }^\circ\text{C}$	Régulation $=-1\text{ }^\circ\text{C}$	Régulation $=-1\text{ }^\circ\text{C}$
$3,64\ 10^4\ \text{kJ}$	$3,19\ 10^4\ \text{kJ}$	$3\ 10^4\ \text{kJ}$	$3,07\ 10^4\ \text{kJ}$

Tableau 6 : Effet du MCP sur l'énergie consommée pendant 24 h

De plus, il est important de rappeler que le stockage décentralisé se caractérise par l'absence des pertes thermiques vu l'échangeur de MCP est à l'intérieur du meuble. Par ailleurs, la température des deux meubles n'est pas au même niveau de refroidissement. En effet, la température du meuble avec MCP est plus élevée surtout pour les paquets situés à l'avant (figure 52).



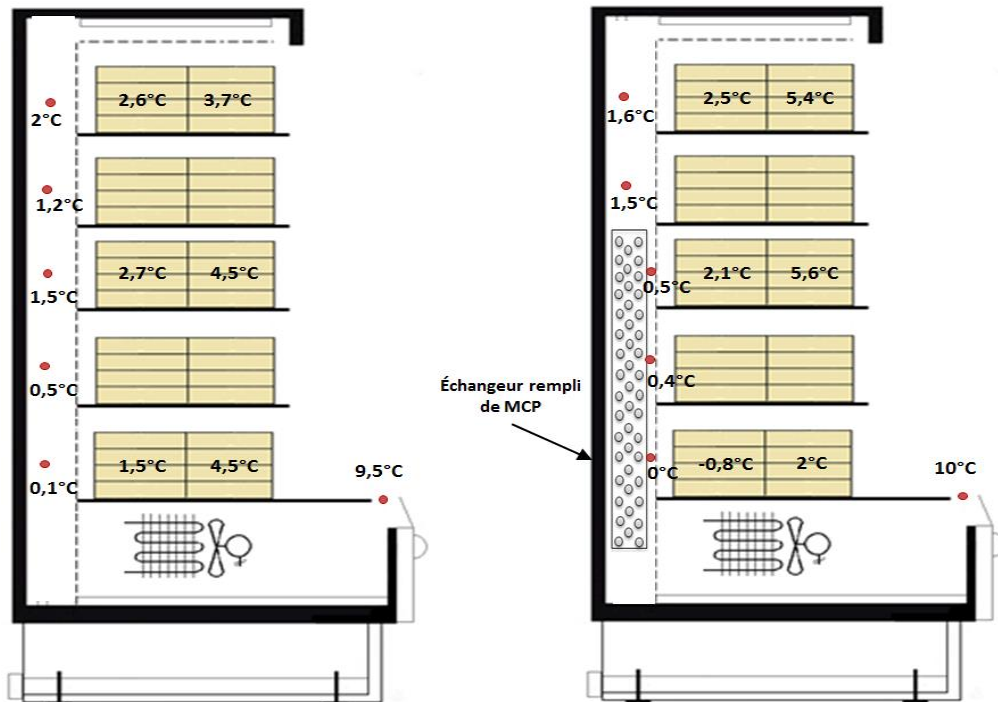


Figure 52: Comparaison entre la température dans le meuble sans MCP et le meuble avec échangeur de MCP ( $T_{amb}=15\text{ °C}$  et  $T_{rég}=-1\text{ °C}$ )

L'une des solutions qui permettrait de baisser la température du meuble lors de la mise en place d'un échangeur à MCP est de baisser la température de régulation de  $-1\text{ °C}$ . Ce changement entrainera alors une augmentation de la consommation. En effet, baisser la régulation de  $2\text{ °C}$  entraine une augmentation de la consommation d'environ 6 %. Il est important de noter que les résultats obtenus sont assez satisfaisants et qu'un tel meuble frigorifique n'est pas conçu pour recevoir un échangeur à chaleur dans la canalisation arrière. D'où la nécessité d'optimiser le meuble avec échangeur afin d'obtenir une meilleure efficacité énergétique et de meilleures températures.

## III.4 Impact de l'accumulateur à MCP sur le comportement d'un meuble fermé

### III.4.1 Echangeur à MCP

L'échangeur utilisé pour intégrer les matériaux à changement de phase dans le meuble fermé est un échangeur à plaques (figure 53). L'échangeur (largeur 840 mm /longueur 675 mm /épaisseur 157 mm) est composé de 9 plaques verticales reliées par des ailettes orientées dans le sens du flux d'air et de deux collecteurs (un collecteur entrée et un collecteur sortie). La

masse de MCP introduite dans l'échangeur est égale à 20 kg. Pour les mêmes raisons évoquées pour le choix de l'emplacement dans le meuble ouvert, il a été placé sur des supports et plaqué contre la paroi arrière dans la canalisation juste à la sortie de l'évaporateur de telle sorte que l'air froid passe à travers l'accumulateur.

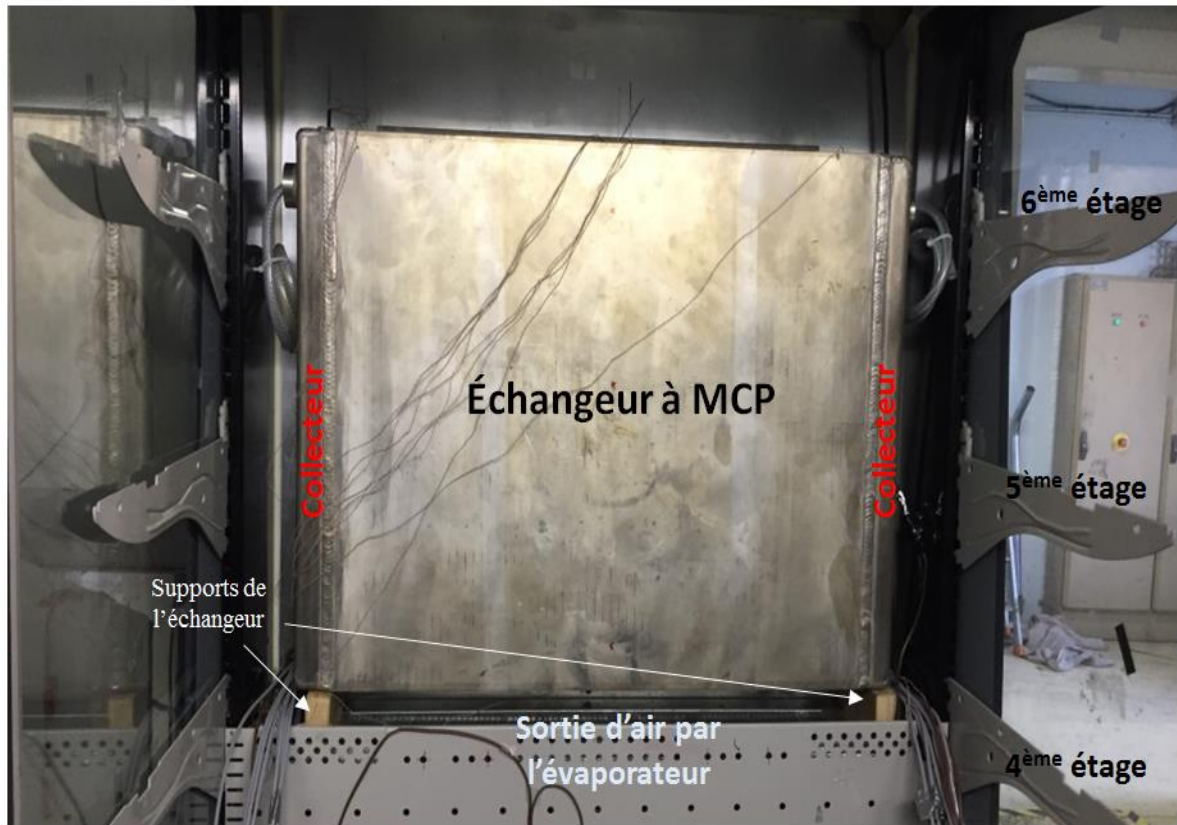


Figure 53 : Photo de l'échangeur à MCP dans le meuble fermé

Etant donné que l'espace dans la canalisation arrière est plus important, un nid d'abeille a été placé devant l'échangeur pour forcer l'air à passer par l'échangeur. L'échangeur se trouve au niveau du 4<sup>ème</sup>, 5<sup>ème</sup> et 6<sup>ème</sup> étage comme illustré sur la figure 54.

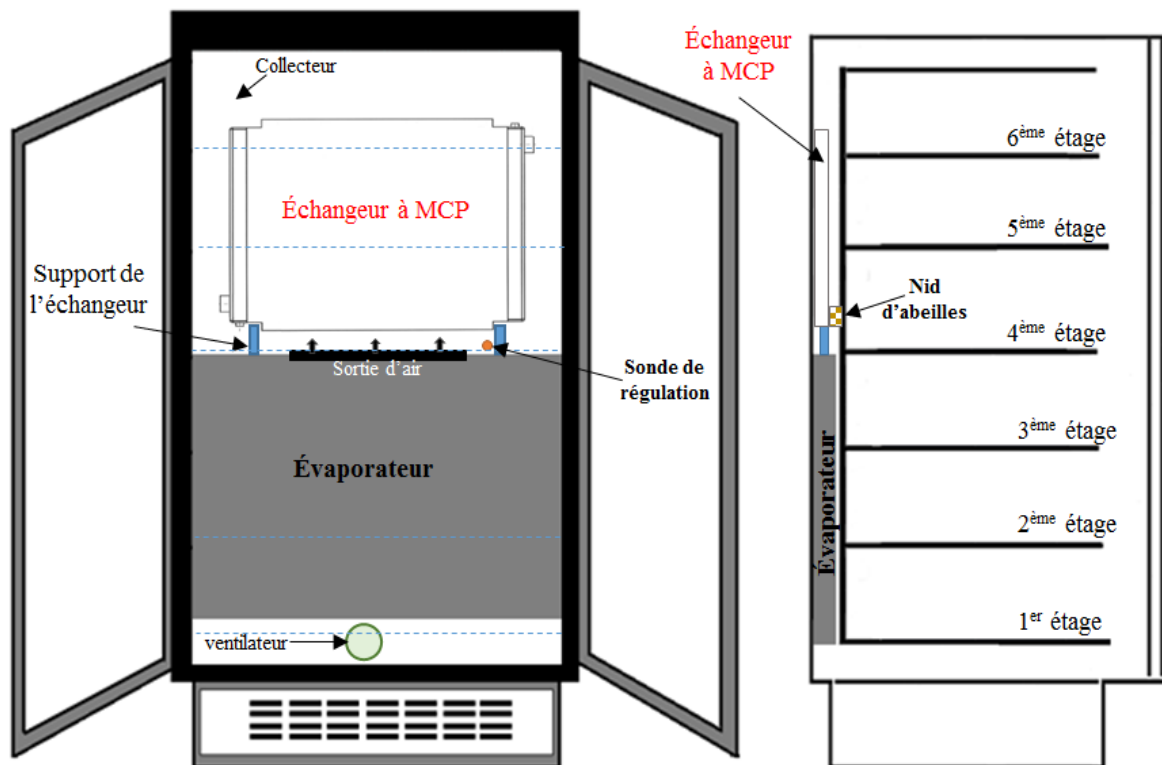


Figure 54 : Intégration d'un échangeur à MCP dans le meuble frigorifique de vente

Afin de suivre l'évolution du stockage et du déstockage des MCP, des thermocouples type T (précision 0,3 °C) ont été insérés à l'intérieur de l'échangeur :

- à différentes hauteurs (direction y) : Position I (-y/2): en bas de l'échangeur  
 Position II (y=0) : à mi-hauteur de l'échangeur  
 Position III (+y/2): en haut de l'échangeur
  
- au niveau des plaques (direction z) : Plaque 3 (+z/2): au fond du meuble près de la paroi arrière à  
 Plaque 2 (z=0): à mi-distance  
 Plaque 1 (+z/2): près de la paroi perforée
  
- selon la largeur du meuble (direction x) : à droite, à gauche et au milieu

- au niveau du collecteur : à 3 positions différentes

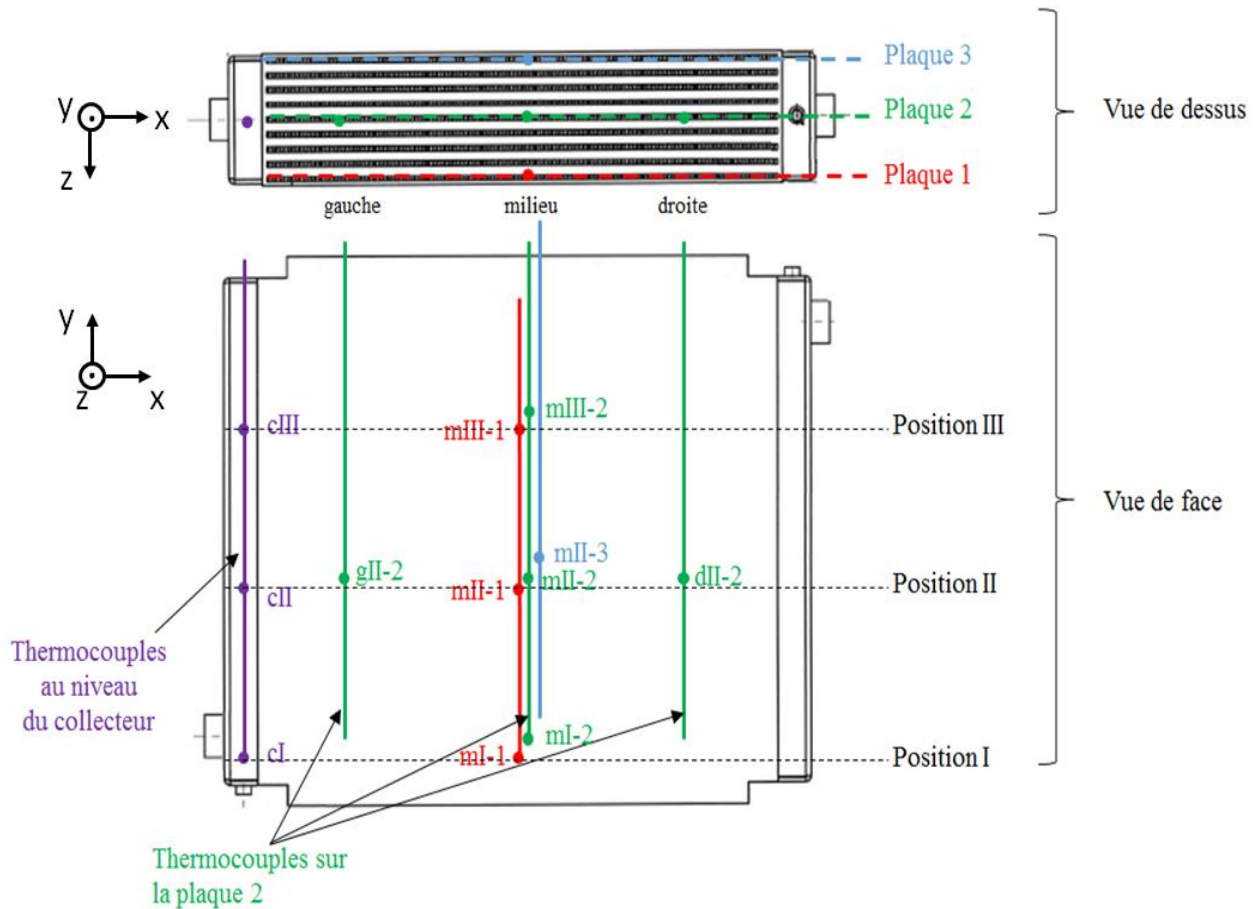


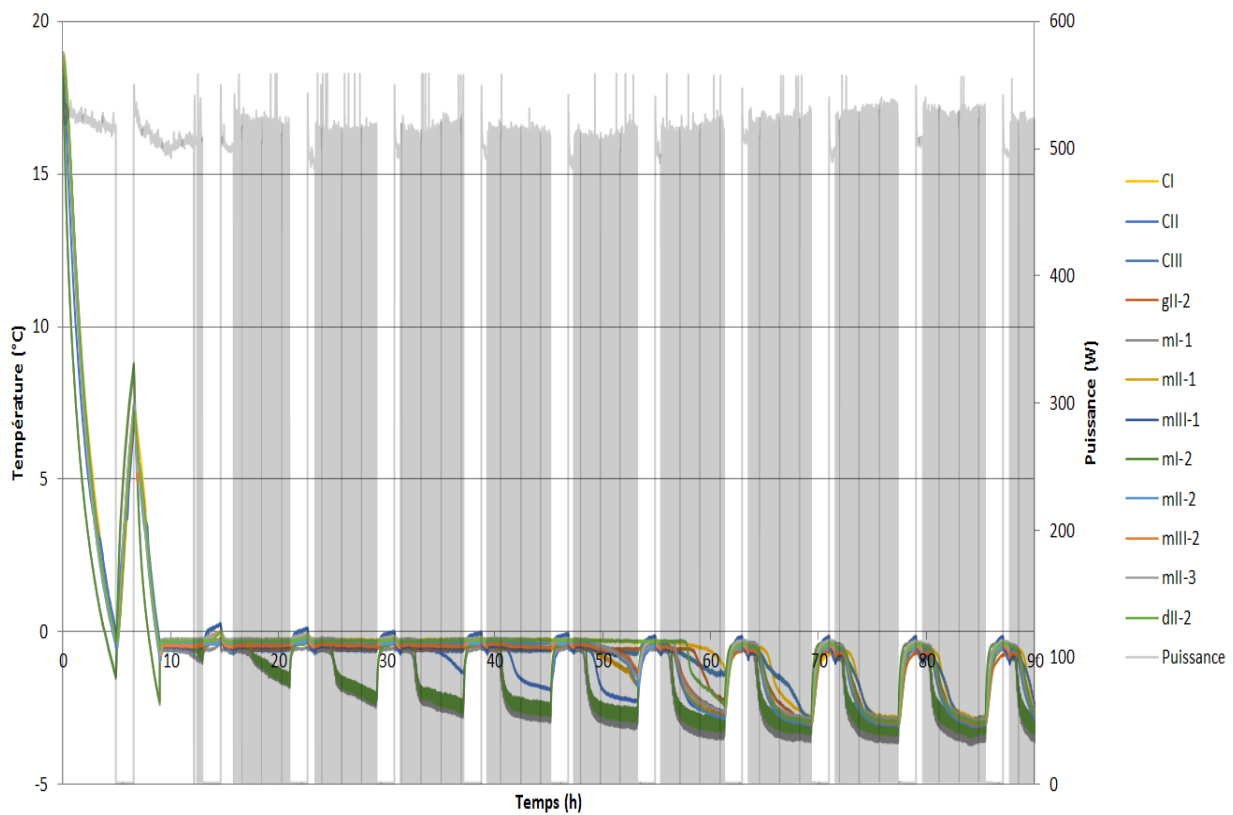
Figure 55 : Instrumentation de l'échangeur à MCP pour le meuble fermé

Pour mieux comprendre et suivre l'instrumentation, une nomenclature a été appliquée dans la suite : collecteur 'c', gauche 'g', droite 'd', milieu 'm', positions 'I', 'II' et 'III', plaques '1' (rouge), '2' (vert), '3' (bleu).

### III.4.2 Stockage/déstockage du MCP

La figure 56 illustre l'évolution de la température du MCP à différentes positions de l'échangeur (collecteur, plaques). Le MCP à température initiale de 19 °C décroît progressivement jusqu'à atteindre le palier de changement de phase après 10 h de fonctionnement du compresseur. Le 1<sup>er</sup> dégivrage est bien marqué par un pic de température. Il est important de noter que la congélation totale du MCP (partout dans l'échangeur) lors d'un démarrage à 20 °C prend environ 60 h. De plus, lors des dégivrages, la fonte du MCP est partielle et la température ne dépasse pas 0 °C après la congélation totale. Il est intéressant de

remarquer également une répétabilité du phénomène de stockage/déstockage qui apparaît à partir de 70 h de fonctionnement après une charge totale de l'accumulateur.



**Figure 56 : Evolution de la température du MCP dans l'échangeur à plaques lors d'un refroidissement**

Les graphes a, b, c et d ci-dessous (figure 57) représentent l'évolution de la température du MCP dans l'échangeur lors d'un arrêt du compresseur. La figure (a) compare la température du MCP au niveau de la plaque 1, au milieu de l'échangeur selon la direction x pour les positions I, II et III à différentes hauteurs. Les résultats montrent que le MCP situé à la position I fond en 1<sup>er</sup>, puis la position II et enfin la position III. Ceci s'explique par la proximité de la position I par rapport à l'évaporateur. La figure (b) représente pour une même position II, l'effet de l'emplacement de la plaque sur le temps de décongélation. Les graphes montrent qu'il y a très peu d'effet selon la direction z. De même, la figure (c) montre qu'il y a très peu d'effet selon la direction x. Enfin, la figure (d) présente l'évolution de la température du MCP dans le collecteur au cours du temps. Il est intéressant de remarquer un comportement différent par rapport aux plaques. En effet, c'est le MCP au niveau de la position II qui se décongèle en premier alors que le MCP au niveau de la position I tout en bas fond en dernier malgré sa proximité par rapport à l'évaporateur. Ceci peut s'expliquer par la migration plus facile dans le distributeur des cristaux de MCP vers le haut lors de la fonte.

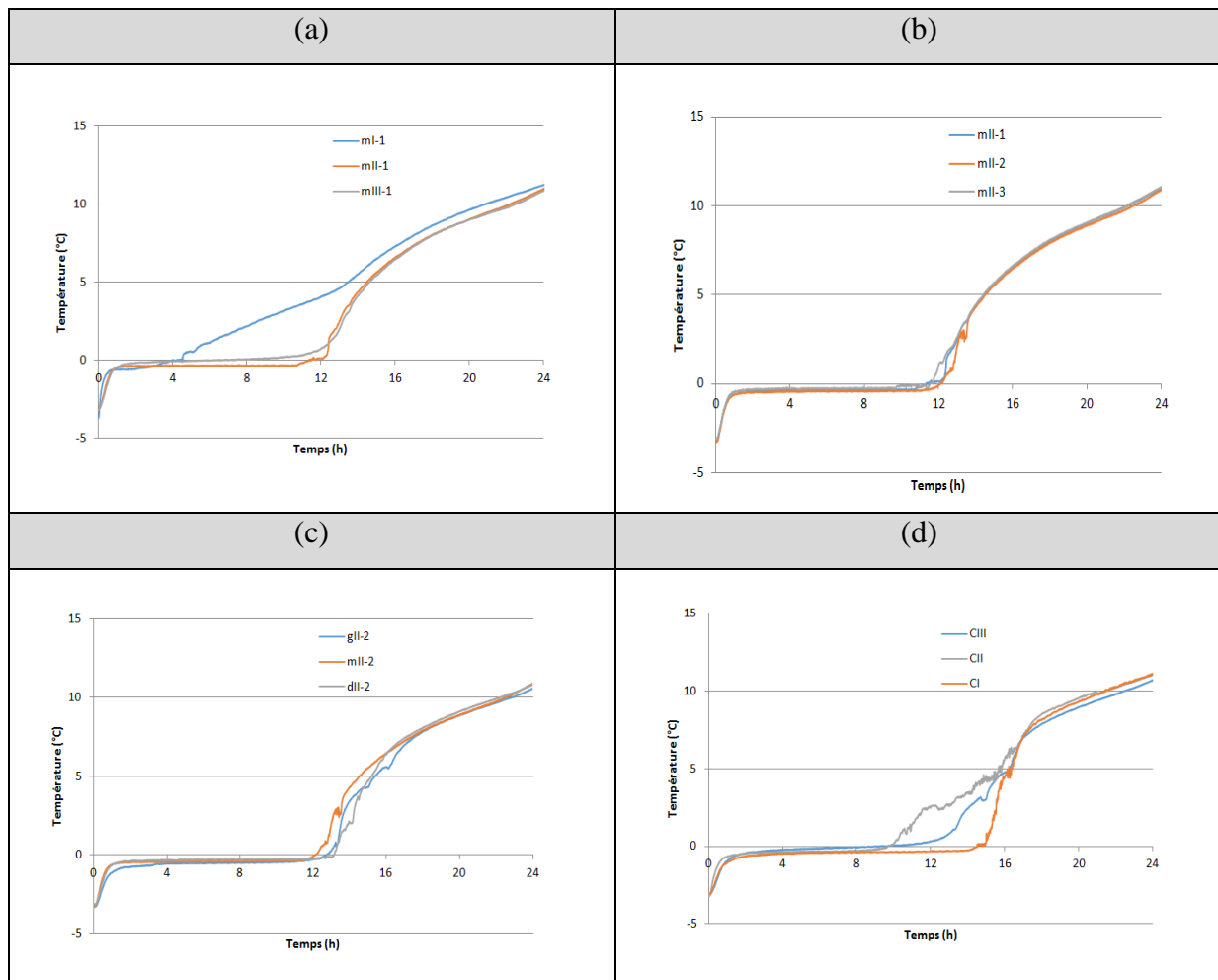


Figure 57: Evolution de la température du MCP pour différents emplacements dans l'échangeur

### III.4.3 Comportement du meuble avec MCP

#### III.4.3.1 Effet de la présence de l'échangeur sur la circulation de l'air

La présence de l'échangeur à MCP dans la canalisation arrière a un effet non négligeable sur le comportement aérodynamique du meuble. En effet, l'air à la sortie de l'évaporateur se trouve divisé en 3 flux. Une partie passe à travers l'échangeur de MCP (flèches rouges, figure 58) permettant le stockage et déstockage du MCP. L'échangeur étant un échangeur à plaque, l'air ne ressort qu'au niveau du 6<sup>ème</sup> étage. La deuxième partie traverse le nid d'abeille lors de son chemin vers le haut du meuble, et à chaque étage (du 4<sup>ème</sup> au 6<sup>ème</sup>), une partie de l'air froid s'infiltre à travers la plaque arrière perforée pour refroidir les paquets. Au niveau du 6<sup>ème</sup> étage, le flux d'air sortant de l'échangeur rejoint le flux le long de l'échangeur jusqu'au soufflage. L'air froid au niveau de chaque étagère rejoint l'air soufflé vers le bas formant ainsi le rideau d'air du meuble. Un troisième flux alimente les 3 étages du bas. En effet, une sortie d'air secondaire de l'évaporateur se trouvant au niveau du 3<sup>ème</sup> étage souffle l'air froid vers le

bas. Au niveau de la reprise, l'air passe à nouveau à travers l'évaporateur pour un nouveau cycle.

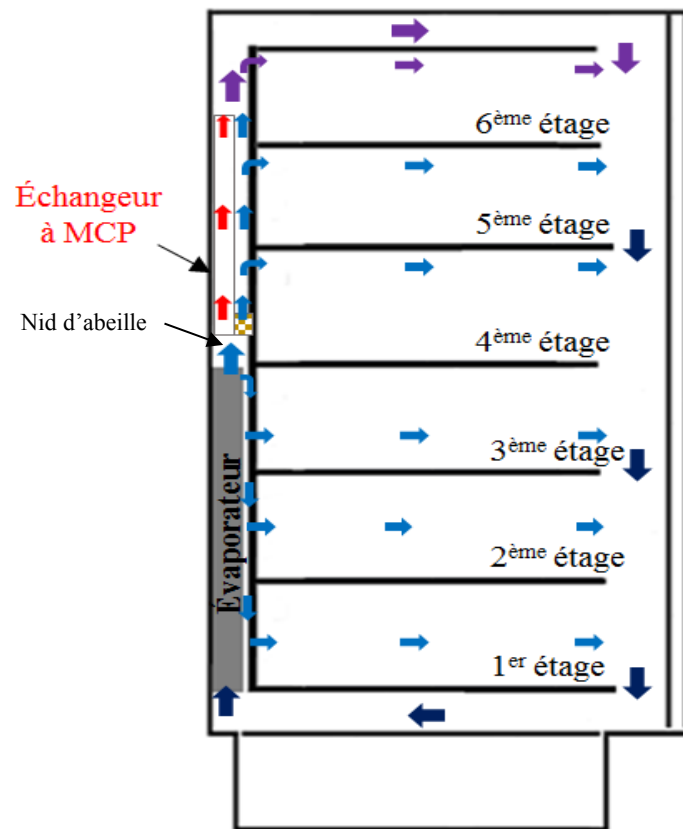


Figure 58 : Effet de la présence de l'échangeur à MCP sur l'aéroulque du meuble

### III.4.3.2 Effet sur la température de l'air dans la canalisation arrière

La figure 59 illustre l'évolution temporelle de la température de l'air dans la canalisation arrière du meuble frigorifique fermé. Deux catégories de courbe sont observées : les courbes avec des marqueurs quasiment superposées) représentant la température de l'air au niveau du 1<sup>er</sup>, 2<sup>ème</sup> et 3<sup>ème</sup> étage, et les courbes en trait continu pour le 4<sup>ème</sup>, 5<sup>ème</sup> et 6<sup>ème</sup> étage. Il apparaît que la 1<sup>ère</sup> catégorie est moins sensible à la présence des MCP : une augmentation de température immédiate est observée. Ceci s'explique par le comportement aéroulque dans le meuble. En effet, l'air refroidi par le MCP n'alimente pas directement les étages inférieurs. Les étages supérieurs, qui reçoivent le flux d'air ayant traversé l'échangeur à MCP sont plus sensibles par la fonte du matériau, en particulier le 5<sup>ème</sup> et 6<sup>ème</sup> étage. Ces résultats montrent que l'architecture du meuble et le type d'échangeur pourraient être optimisés pour une meilleure répartition des flux d'air après insertion de l'accumulateur.

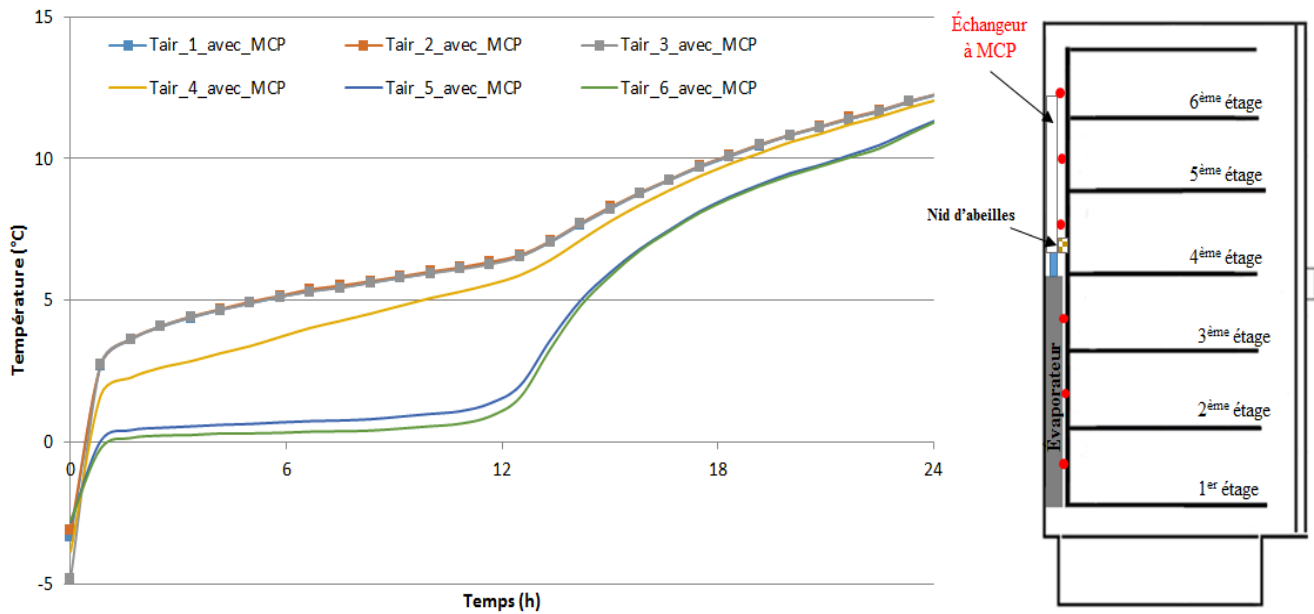
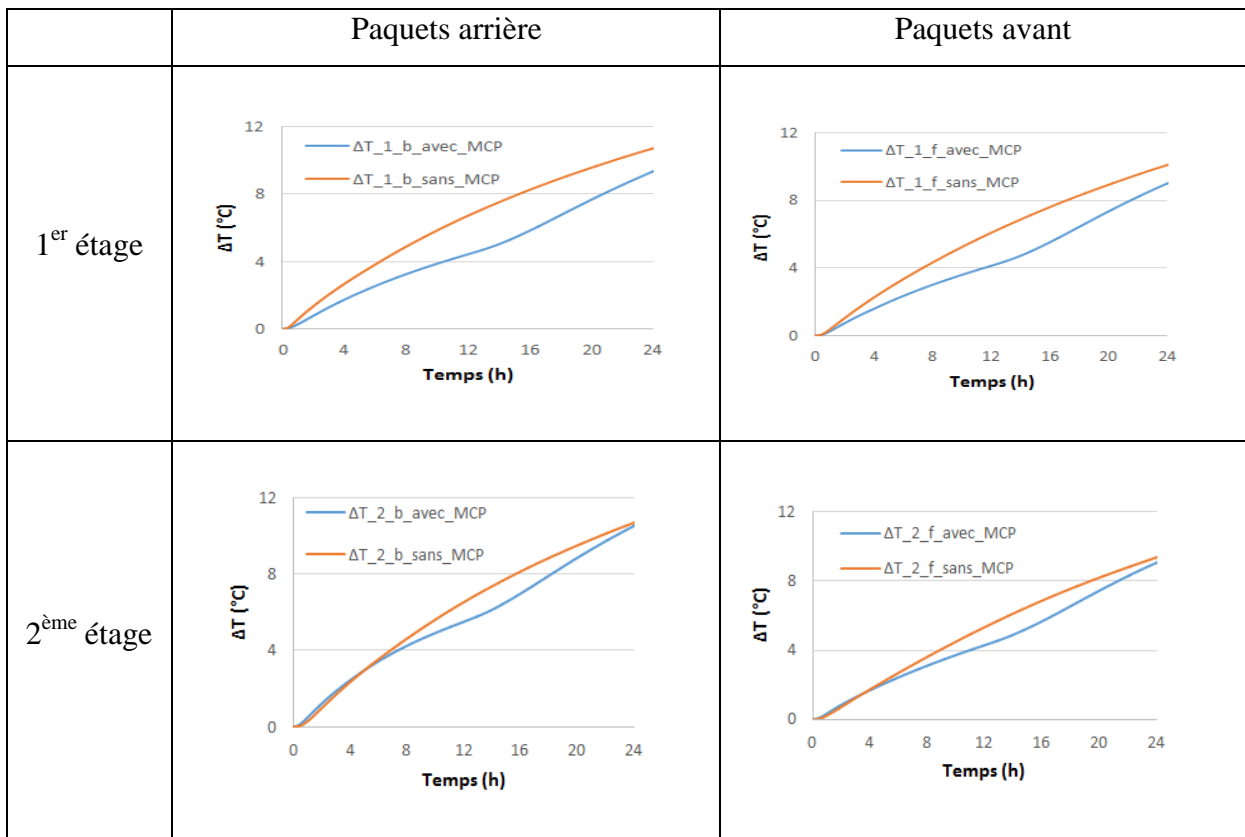


Figure 59 : Evolution de la température de l'air dans la canalisation arrière avec la présence de l'échangeur de MCP

### III.4.4 Comparaison avec et sans échangeur à MCP

#### III.4.4.1 Températures des paquets





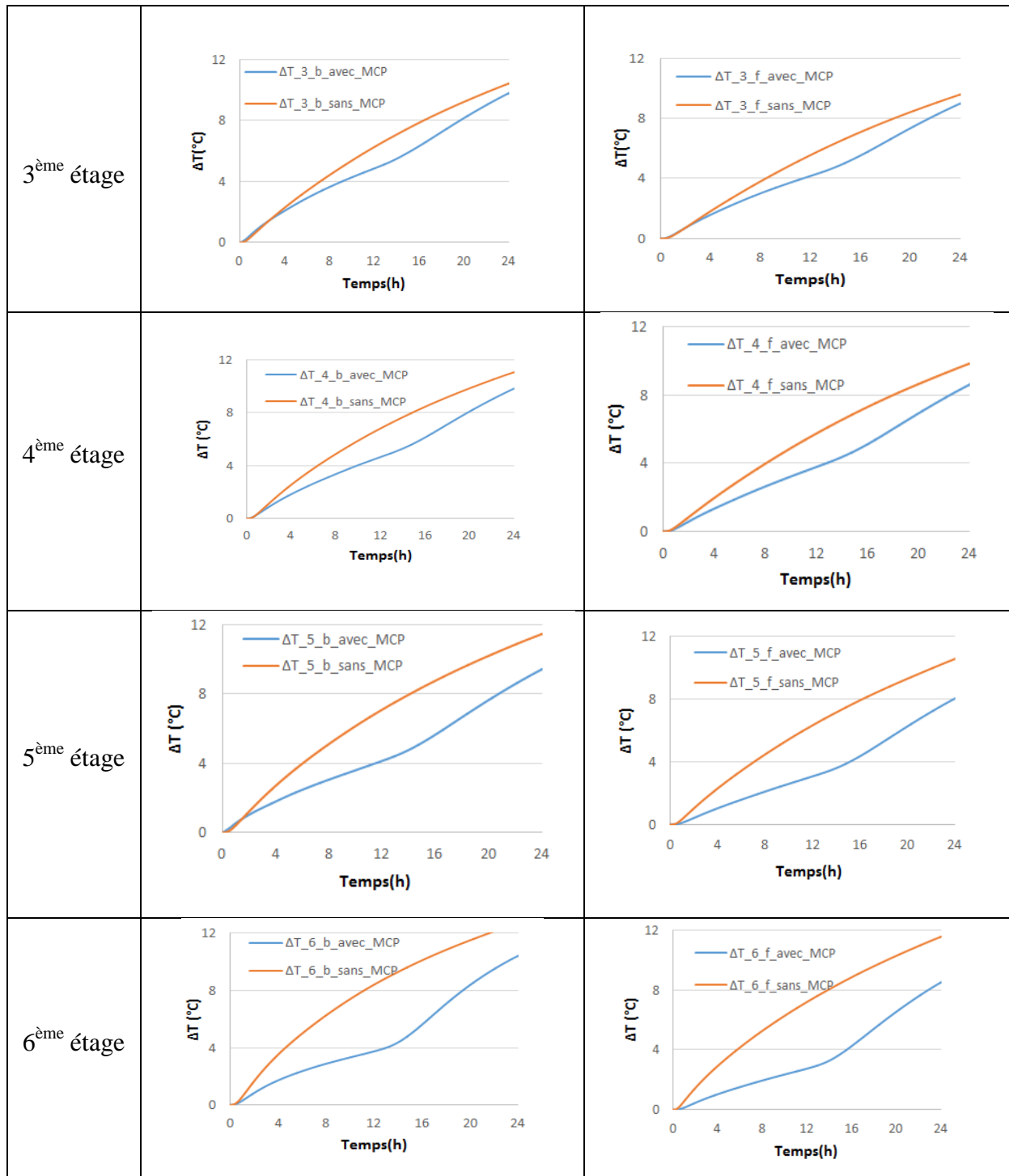


Figure 60 : Evolution de la température des paquets avec et sans échangeur à MCP

La figure 60 illustre la comparaison de l'évolution de la différence de température  $\Delta T$  où  $\Delta T = T_t - T_{ini}$  est la différence de température entre la température à chaque instant et la température initiale au moment de l'arrêt du compresseur des paquets pour un cas de meuble avec échangeur à MCP et un cas de meuble sans aucune modification. La présence de MCP dans le meuble fermé limite la remontée en température des paquets. L'effet du MCP est plus important pour les paquets situés au niveau du 4<sup>ème</sup>, 5<sup>ème</sup> et 6<sup>ème</sup> étage où l'air est directement

refroidi par le matériau. Ces résultats sont prometteurs et prouvent le potentiel non négligeable de l'intégration des MCP dans le meuble fermé. Cependant, il est nécessaire d'optimiser ce meuble pour avoir de meilleurs résultats sur l'ensemble des étages.

### III.4.4.2 Températures de l'air dans la canalisation arrière

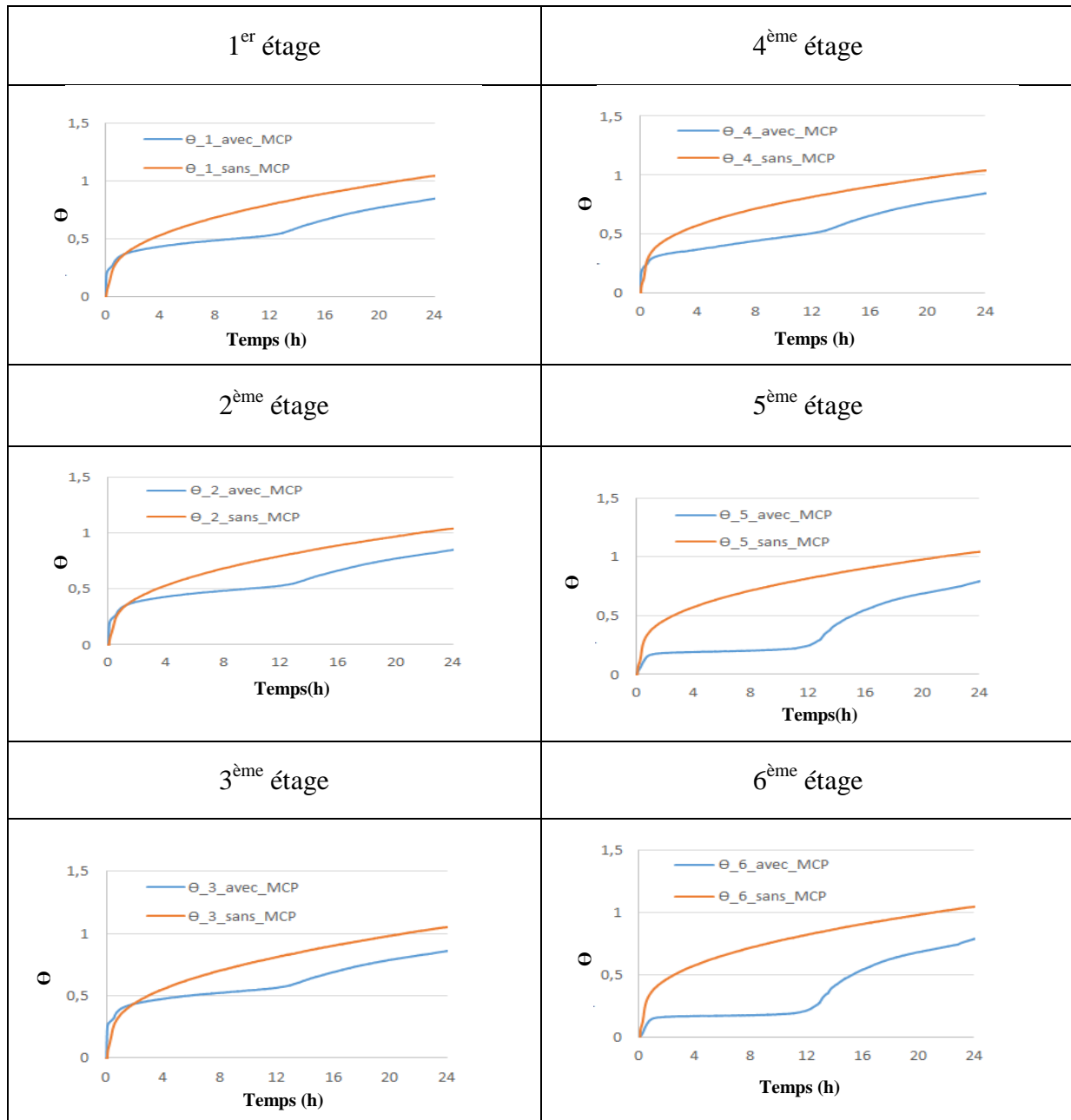


Figure 61 : Evolution de la température de l'air avec et dans échangeur à MCP

La figure 61 représente une comparaison entre la température adimensionnelle de l'air  $\Theta$  ( $\Theta = \frac{T_t - T_{ini}}{T_{amb} - T_{ini}}$ ) au niveau de la canalisation arrière pour un meuble avec échangeur à MCP et un autre sans aucune modification. L'effet de la présence du MCP apparaît surtout sur les étages se trouvant en face de l'échangeur à MCP. Un palier de température est même assez

remarquable pour le 4<sup>ème</sup>, 5<sup>ème</sup> et 6<sup>ème</sup> étage ce qui en accord avec ce qui a été observé précédemment.

### **III.5 Conclusion**

La mise en place de MCP dans les meubles a été testée expérimentalement pour deux meubles (ouvert et fermé). Les essais ont montré un potentiel important et prometteur. Grâce au stockage thermique, le meuble ouvert a gagné en autonomie (90 mn d'arrêt tout en respectant la température de réglementation). Les essais de faisabilité sur le meuble fermé ont également montré la possibilité d'augmenter davantage cette autonomie des meubles en intégrant des quantités plus importantes de MCP. Enfin, de nombreux résultats ont souligné la nécessité d'une optimisation du meuble et de son fonctionnement pour améliorer les performances thermiques et énergétiques.

# **Chapitre IV : Analyse et optimisation énergétique du fonctionnement du meuble avec MCP**

*Dans le chapitre précédent, l'intégration du MCP dans deux meubles frigorifiques de vente ouvert et fermé a été étudiée. Dans ces travaux, les paramètres de géométrie et de la conception des meubles avant l'intégration du MCP ont été conservés. Des changements au niveau des comportements thermique et hydraulique et des performances énergétiques (consommation, autonomie...) ont été observés.*

*Dans ce chapitre, les critères et les contraintes liés à l'intégration des MCP dans le meuble ouvert sont présentés et discutés. Les variables d'optimisation englobent non seulement la géométrie et la conception du meuble (perforations/ ventilateurs) mais aussi les paramètres de fonctionnement (dégivrage/régulation). Par ailleurs, une étude d'optimisation est aussi abordée à l'échelle d'un magasin par le biais de scénarios concrets.*

## **IV.1 Optimisation de l'intégration des MCP dans les MFV**

### **IV.1.1 Paramètres et critères d'optimisation**

Une intégration optimisée de MCP dans un MFV demande différentes modifications de l'appareil. Tout d'abord, une optimisation de sa géométrie est nécessaire pour assurer son bon fonctionnement du MFV. En effet, le rôle d'un meuble de vente est de maintenir les produits à la température de réglementation pour éviter tout risque sanitaire. Or, dans le chapitre précédent, il a été souligné que la présence de l'échangeur à MCP dans la canalisation arrière modifie considérablement l'aéroulque ainsi que la thermique du meuble. Par exemple, une réduction de 35 % de vitesse au soufflage, une augmentation du débit d'air à travers des perforations (0,6 à 1,2 m.s<sup>-1</sup>) et une diminution de température des paquets situés à l'arrière au niveau du 1<sup>er</sup> étage (-2°C) ont été observées (Cf. III.1.3).

Deux paramètres de conception liés à la ventilation dans la canalisation arrière du meuble ont été particulièrement étudiés pour compenser les effets de l'intégration de PCM : le pourcentage de perforation dans la plaque arrière et le débit de ventilation dans la canalisation arrière. La modification du pourcentage de perforation peut permettre d'homogénéiser la température des paquets situés à l'avant du meuble et de répartir les flux d'air entre les différents étages. Afin de remédier aux problèmes aéroulques, une autre possibilité est de modifier le débit de ventilation. Cette modification a pour but d'améliorer l'efficacité du rideau d'air et donc de mieux protéger les paquets situés à l'avant du meuble. Cela peut permettre également d'avoir un flux d'air plus important pour les étages supérieurs, étages pour lesquels des températures plus élevées ont été observées.

Par ailleurs, une optimisation du fonctionnement du meuble lui-même a été proposée. Deux éléments clés pouvant influencer le fonctionnement d'un meuble intégré du MCP sont le réglage de la température de consigne et le dégivrage. En effet, une température de consigne plus basse peut générer une différence de température plus importante entre l'air et le MCP et réduire donc le temps de charge. Par ailleurs, il est nécessaire que le dégivrage de l'évaporateur (par une coupure du compresseur de la machine frigorifique) soit effectué avec une durée suffisante pour maintenir un bon fonctionnement de la machine. Cependant, les dégivrages devraient être programmés tenant en compte du processus de charge du MCP et du scénario d'application des effacements. Les paramètres d'optimisation du fonctionnement sont non seulement la température de consigne du meuble, mais aussi les modalités de

dégivrage (durée et intervalle entre deux dégivrages). Ces paramètres permettent en fonction du besoin d'accélérer le processus de charge des MCP et d'apporter plus de flexibilité au meuble en termes de réalisation des effacements. Le tableau ci-dessous résume l'ensemble des paramètres et critères d'optimisation proposés.

Paramètres	Gamme	Objectifs
<b>Optimisation de la conception du meuble</b>		
Pourcentage de perforation (au niveau du 1er étage)	100 % / 20 %	Homogénéiser la température dans le meuble
Vitesse d'air	Au niveau du soufflage : 0,56 m.s <sup>-1</sup> /1,75 m.s <sup>-1</sup>	Améliorer le rideau d'air
<b>Optimisation du fonctionnement du meuble</b>		
Température de consigne	-1°C/-3°C/-5°C	Réduire le temps de charge
Durée de dégivrage	45 mn/60 mn/ non fixé*	Améliorer les performances énergétiques de la machine
Intervalle entre deux dégivrages	4 h/8 h/12 h	Augmenter la flexibilité (capacité de réalisation des effacements)

**Tableau 7: Paramètres et critères d'optimisation**  
(\* : Le redémarrage dépend de la température de fin de dégivrage, la durée n'est pas fixée)

## **IV.1.2 Optimisation de la conception du meuble ouvert**

### ***IV.1.2.1 Perforations dans la canalisation arrière***

La figure 62 présente deux cartographies en régime établi de meuble frigorifique ouvert modifié par l'intégration d'échangeur rempli de matériau à changement de phase. Les essais ont été réalisés sous les mêmes conditions ( $T_{amb}=15\text{ °C}$  et  $T_{rég}=-5\text{ °C}$ ). La configuration à droite se différencie de celle de gauche par des perforations modifiées uniquement au niveau du 1<sup>er</sup> étage : 80 % des perforations à ce niveau ont été obstruées afin de modifier la thermique du meuble. Cette modification est représentée sur le dessin de droite par un trait rouge. Les résultats obtenus montrent que les températures des paquets situés au 1<sup>er</sup> l'étage augmentent. Ceci est dû à la réduction des infiltrations internes d'air froid au niveau de cet étage. Par contre, les températures des paquets situés aux étages supérieures diminuent (en moyenne une diminution de 1 °C est observée) car elles reçoivent un flux d'air plus important. Par ailleurs, une légère diminution de la température d'air dans la canalisation

arrière est constatée avec une réduction de la température au niveau du soufflage. La température à la reprise est peu influencée par cette modification.

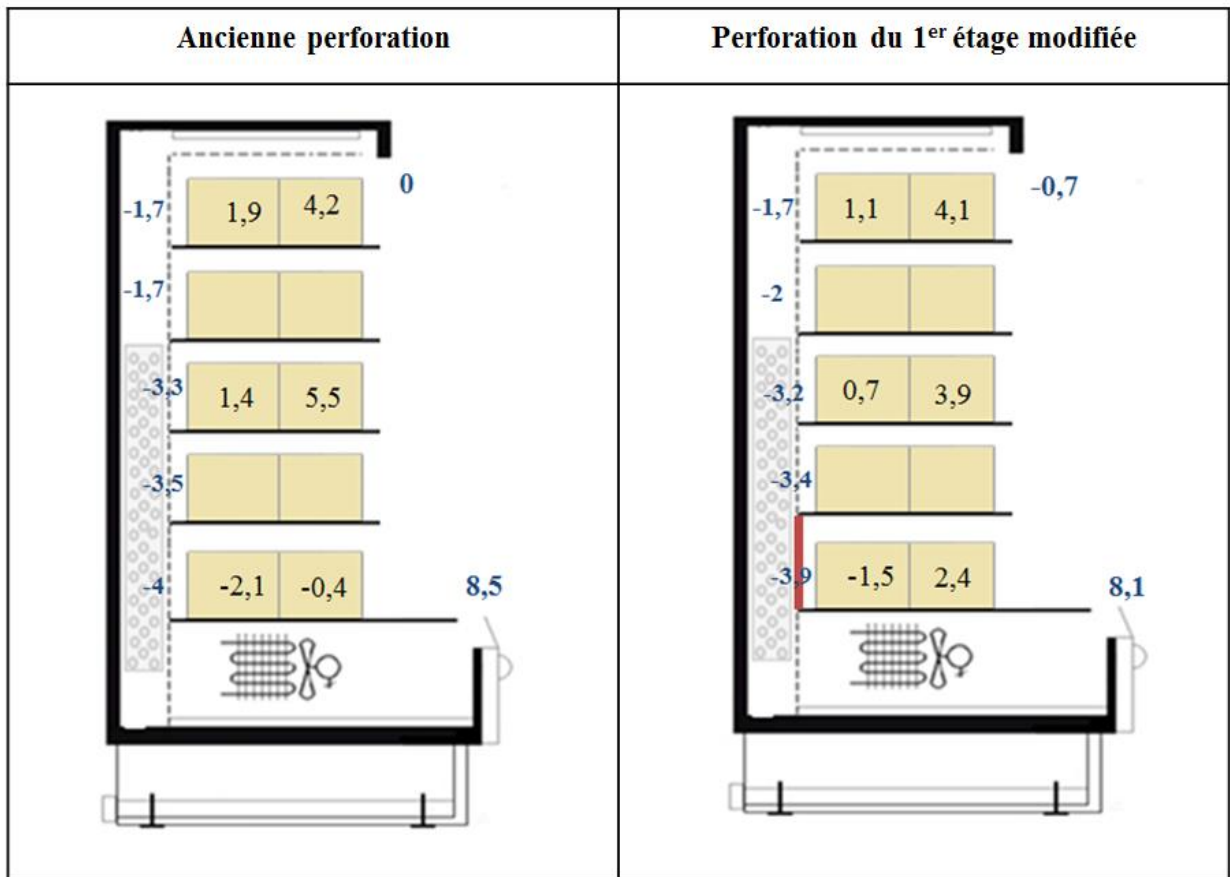


Figure 62 : Effet des perforations arrières sur la thermique du meuble ( $T_{\text{amb}}=15\text{ °C}$  et  $T_{\text{rég}}=-5\text{ °C}$ ).

#### IV.1.2.2 Débit d'air (effet de l'ajout du ventilateur)

- Effet du débit d'air sur la thermique du meuble

Les cartographies ci-dessous représentent le comportement thermique en régime établi du meuble avec échangeur à MCP pour deux débits différents de ventilation. Pour obtenir ces résultats, l'ancien ventilateur du meuble ouvert a été remplacé par un ventilateur plus performant et équipé d'un variateur de vitesse afin de pouvoir moduler le débit d'air dans la canalisation arrière. La gamme de puissance du ventilateur varie entre 25 W (vitesse soufflée la plus faible) et 70 W (vitesse soufflée la plus élevée). Lorsque la puissance est fixée à 25 W, la vitesse de soufflage est de l'ordre de  $0,56\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , ce qui correspond à la vitesse mesurée avant modification de la ventilation (en présence de l'échangeur). Les résultats montrent que la température des paquets dans les différents étages est globalement plus basse avec une

ventilation plus importante ( $Puiss_v=70\text{ W}$ ). De plus, les températures des paquets situés à l'avant sont plus homogènes et ont subi une nette baisse ce qui s'explique par une amélioration du rideau d'air.

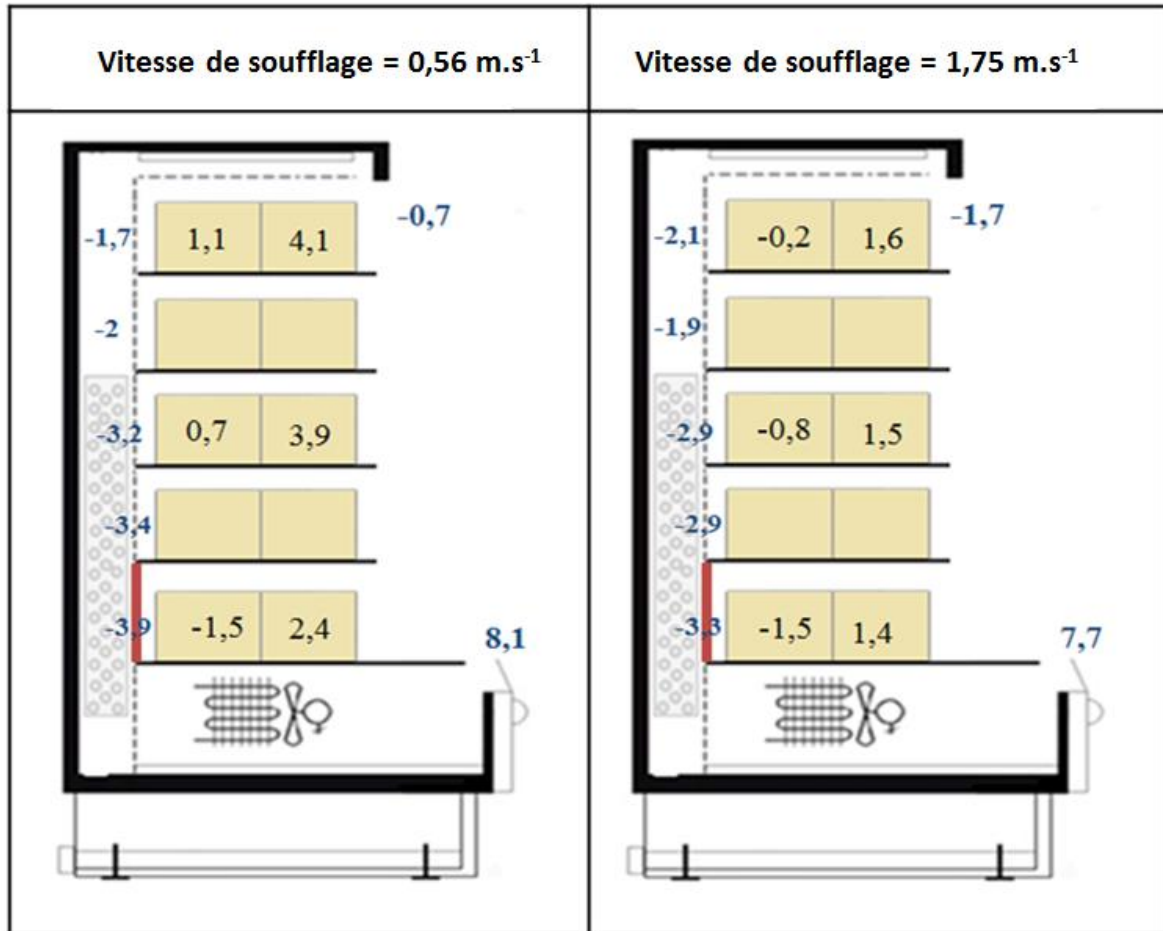


Figure 63 : Effet de la ventilation sur la thermique du meuble

- Effet de la variation du débit d'air sur la vitesse de charge et de décharge

Le tableau 8 récapitule les résultats obtenus par la variation du débit d'air à la sortie de l'évaporateur. Tout d'abord, il est intéressant de remarquer que l'augmentation de la puissance de ventilation, c'est-à-dire de la vitesse d'air dans la canalisation arrière, a un effet presque négligeable sur la durée de charge de l'échangeur MCP. Cependant, la durée de décharge est doublée lorsque la puissance de ventilation passe de  $70\text{ W}$  à  $30\text{ W}$ . Par ailleurs, l'augmentation de la puissance de ventilation engendre une augmentation de l'énergie consommée par le compresseur. En effet, avec une vitesse d'air plus importante, l'infiltration extérieure augmente [13] et donc une puissance frigorifique plus importante est nécessaire pour refroidir l'air aspiré à la reprise. Ces observations confirment l'intérêt de revoir la



conception du meuble après intégration de l'échangeur MCP afin de trouver un compromis entre la consommation d'énergie, la durée de décharge et l'efficacité du rideau d'air.

Puissance du ventilateur	Vitesse au niveau du soufflage	Energie consommée pendant 24h	Durée de charge	Durée de décharge
70 W	1,75 m.s <sup>-1</sup>	5,27 10 <sup>4</sup> kJ	168 min	53 mn
40W	1,18 m.s <sup>-1</sup>	4,5 10 <sup>4</sup> kJ	-	-
30 W	0,85 m.s <sup>-1</sup>	3,64 10 <sup>4</sup> kJ	151 mn	98 mn
25 W	0,56 m.s <sup>-1</sup>	3,33 10 <sup>4</sup> kJ	149 mn	112 mn

Tableau 8 : Effet de la vitesse d'air sur la charge et décharge des MCP

### IV.1.3 Optimisation du fonctionnement du meuble

#### IV.1.3.1 Régulation de la température

Trois température de consigne ont été testées : -1 °C (valeur généralement utilisée dans le cadre du fonctionnement d'un meuble frigorifique positif), -3 °C et -5 °C. Des essais de charge de MCP ont été réalisés sous les mêmes conditions ambiantes  $T_{amb}=15\text{ °C}$  pour différents fonctionnements du meuble. La figure 64 illustre l'effet de la température de consigne du meuble sur le temps de charge du MCP. Pour une température de -1°C, le temps de charge est très important. En effet, le MCP n'est congelé qu'à 75 % au bout de 10 h 30 de fonctionnement alors qu'une consigne réglée à -3 °C permet une congélation totale du matériau en moins de 6 h. Ce temps de charge passe à environ 3 h 30 lorsque la valeur de la consigne est programmée à -5 °C. Cependant, il est à souligner que plus la température de consigne est basse, plus les risques de congélation des produits sont importants. De plus, la consommation électrique augmente également avec la diminution de la température de consigne : un changement de régulation de -1 °C à -5 °C entraîne une augmentation de la consommation de 17 % (Cf III.3.5, tableau 6). Ce résultat met en relief la relation entre la température de consigne du meuble et la vitesse de stockage des MCP.

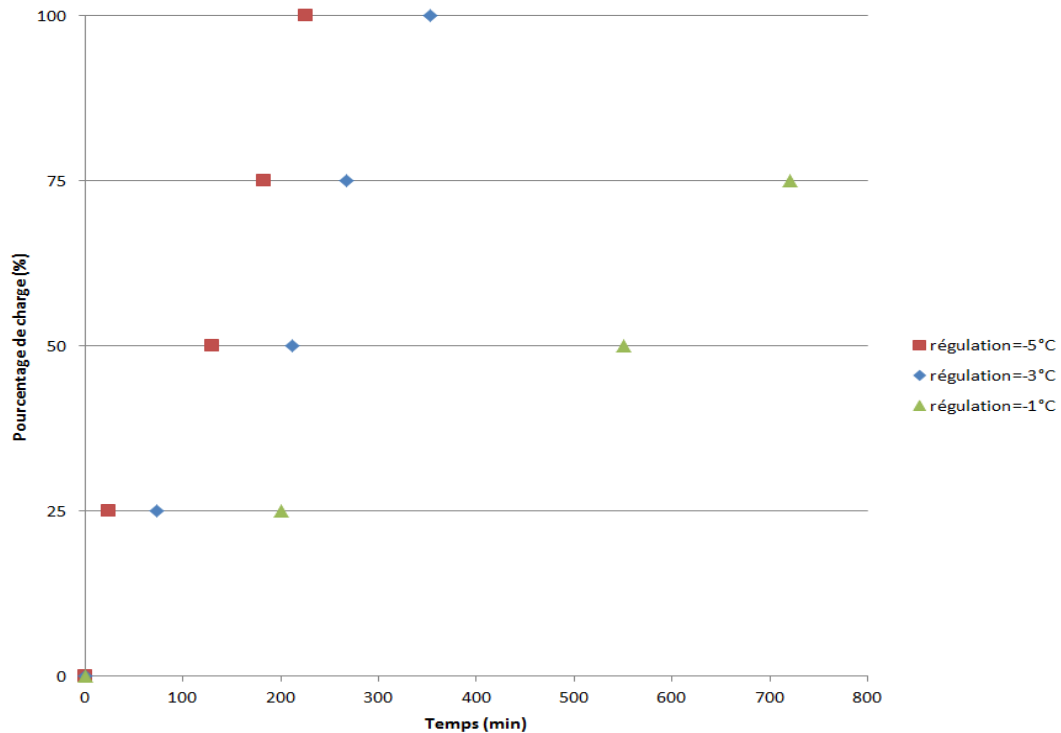


Figure 64 : Effet de la température de régulation sur le temps de charge

#### IV.1.3.2 Paramètres de dégivrage

Le dégivrage est une phase de fonctionnement nécessaire des installations frigorifiques. Pour que la machine frigorifique soit performante, et en particulier que le givre provenant de l'humidité de l'air ne s'accumule pas sur la surface de l'évaporateur, un dégivrage régulier est en effet primordial. Néanmoins, pendant la période de dégivrage, le groupe froid est arrêté et il n'y a plus de production de froid, ce qui entraîne une augmentation de la température des produits. Le dégivrage interfère également avec le processus de stockage. En effet, pendant la période de dégivrage, le MCP risque de se décongeler également.

Dans cette section, l'impact du dégivrage sur la charge et la décharge de l'échangeur à MCP est étudié.

- La durée du dégivrage

La durée de dégivrage qui n'est autre qu'une période d'arrêt du compresseur pour le cas d'un meuble positif a un impact sur le déstockage des MCP. Des essais réalisés pour des durées de dégivrages différentes ont montré que lorsque la durée est égale à 45 mn ou 60 mn, le MCP est partiellement déchargé. Par ailleurs, plus les durées de dégivrage sont courtes plus la

décharge est partielle et donc la recharge au cycle suivant est rapide. Cependant, quand le dégivrage n'est pas complet, la machine est moins performante (augmentation de la température des produits). Les essais réalisés ont montré la nécessité de mettre un dégivrage commandé par une température de dégivrage et non une durée de dégivrage.

- L'intervalle de temps entre deux dégivrages

L'intervalle de temps entre deux dégivrages successifs est un paramètre très important pour les scénarios de flexibilités. En effet, lors du dégivrage, le MCP se décharge due à l'arrêt du compresseur. Un dégivrage très fréquent limiterait alors la disponibilité du MCP pour réaliser des effacements. Ainsi, espacer dans le temps les dégivrages donne plus de flexibilité au meuble frigorifique en termes de capacité à effectuer des effacements. Trois intervalles, 4 h, 8 h (réglage usine) et 12 h, ont été testés. Les essais réalisés ont montré qu'un dégivrage réalisé avec un intervalle de temps de 4 h est insuffisant pour charger totalement les MCP lorsque la régulation est de  $-3\text{ °C}$  (chargement à 100 % en 6 h. Un dégivrage toutes les 12 h entraîne la dégradation des performances de la machine frigorifique (l'accumulation du givre sur l'évaporateur) qui se traduit par une augmentation de la température des produits. L'intervalle de 8 h semble être le meilleur compromis entre gain en flexibilité et dégradation des performances de la machine.

## **IV.2 Analyse énergétique – approche magasin**

### **IV.2.1 Objectifs et hypothèses**

L'objectif de cette partie est de présenter des cas concrets d'application de MCP dans les MFV dans un magasin afin d'évaluer le potentiel de cette technologie pour réaliser des effacements et des économies d'énergie. Cette partie est basée sur une courbe réelle d'appel de puissance d'un magasin (voir « cas de référence »).

Les résultats expérimentaux obtenus ont permis de calculer la consommation électrique d'un meuble intégré du MCP en fonction de la régulation du meuble à partir de la consommation d'un meuble sans MCP. Les données expérimentales de la consommation par heure du compresseur du meuble ouvert pendant 10 h, obtenues pour les deux configurations avec MCP (à 3 températures de consigne  $-1\text{ °C}$ ,  $-3\text{ °C}$  et  $-5\text{ °C}$ ) et sans MCP (température de consigne à  $-1\text{ °C}$ ), sont présentées dans le tableau 9. A partir de ces données, les coefficients issus du rapport entre l'énergie consommée dans le cas sans MCP et l'énergie consommée

après intégration des MCP sont calculés. Ces coefficients permettent donc de calculer la consommation d'un magasin équipé des meubles intégrés du MCP à partir de la courbe de consommation réelle d'un magasin (meubles sans MCP). Il est supposé que différents scénarios de variation de température de consigne sont envisageables pour accélérer le processus de charge du MCP si besoin.

		Pas de temps										
		1 h	2 h	3 h	4 h	5 h	6 h	7 h	8 h	9 h	10 h	
Température de régulation du meuble	Avec MCP	-5°C	2,48	1,9	1,78	1,8	1,7	1,7	1,7	0	0	2,48
		-3°C	1,81	1,6	1,6	1,6	1,6	1,53	1,53	0	0	1,81
		-1°C	1,6	1,48	1,42	1,45	1,45	1,4	1,4	1,4	1,4	0
	Sans MCP	-1°C	1,49	1,49	1,43	1,43	1,43	1,43	1,43	1,43	1,43	1,43

Les données sont multipliées par :  $\times 10^3$

Annotations :  
 - MCP chargés à 100 % : Indique les heures où la consommation est 0 (8h-9h) pour -5°C et -3°C.  
 - Arrêts de la machine : Indique les heures où la consommation est 0 (8h-9h) pour -3°C.  
 - MCP chargés à 50 % : Indique les heures où la consommation est 0 (10h) pour -1°C.  
 - dégivrages : Indique les heures où la consommation est constante (5h-6h et 8h-9h) pour -1°C.

Tableau 9 : Energie consommée par le compresseur toutes les heures (en kJ)

Les hypothèses de calcul de la consommation d'un magasin équipé des meubles intégrés du MCP sont les suivantes :

- Les MCP sont chargés à 100 % en 4 h lorsque la température de régulation est fixée à -5 °C
- Les MCP sont chargés à 100 % en 6 h lorsque la température de régulation est fixée à -3 °C
- Les meubles avec MCP ont une autonomie de 2 h, c'est-à-dire une fois chargée, la machine frigorifique peut être arrêtée pour faire des effacements de 2 h
- L'ajout des MCP dans le meuble lorsque la régulation est fixée à -1 °C ne modifie pas la puissance consommée par le compresseur

- La température des produits retrouve son état de référence après chaque effacement en 4 h
- La production d'énergie solaire n'est utilisée que pour subvenir au besoin de froid des meubles

#### **IV.2.2 Cas de référence (magasin)**

La figure 65 illustre la consommation électrique réelle d'un supermarché situé dans la Somme. La surface du magasin est de 1200 m<sup>2</sup>. La consommation électrique annuelle de ce supermarché s'élève à 604 625 kWh. Le poste le plus énergivore est le poste froid (meubles et chambres frigorifiques) qui représente en moyenne 56 % de la consommation annuelle. Cette consommation n'est pas identique en hiver et en été. En effet, la consommation électrique du magasin augmente d'environ 20 % entre Avril et Octobre (période d'été) et la part du froid s'élève à 59 % contre 50 % de Novembre à Mars (période d'hiver). Ce fait s'explique par la variation des performances des appareils frigorifiques en fonction de la température extérieure.

Le poste froid se compose principalement de la manière suivante :

##### **Froid négatif**

- Ilots de 8 gondoles alimentés par 2 groupes froids indépendants
- Chambre froide « surgelés » alimentée par un groupe froid indépendant
- Chambre froide boulangerie alimentée par un groupe froid indépendant

##### **Froid positif**

- 2 meubles frigorifiques alimentés par un compresseur indépendant
- Vitrine à porte avec groupe logé
- Vitrine réfrigérée ouverte en groupe logé
- 56 m de linéaire de meubles frigorifiques centralisés

Pour les meubles « négatifs », le dégivrage est électrique et a lieu 2 fois dans la journée (une fois avant l'ouverture du magasin et une deuxième fois après la fermeture). La température de fin de dégivrage utilisée est de 12 °C. Les meubles « positifs » subissent également 2 dégivrages par jours aux mêmes horaires, cependant le dégivrage est dans ce cas naturel par arrêt du compresseur.

L'éclairage des meubles est un poste non négligeable et représente environ 7 % des besoins électriques du magasin. L'éclairage est utilisé pendant les horaires d'ouverture du magasin et aussi en début de journée pendant la phase de remplissage.

L'éclairage du magasin (extérieur, intérieur, bureaux) est le poste le plus onéreux après le poste du froid et représente environ 17,5 % de la consommation totale du magasin.

La boulangerie fonctionne entre 6 h 30 et 18 h 30 et sa consommation électrique se caractérise par des appels d'énergie cycliques. Le nombre de mises en route de la boulangerie est 2 fois plus important le matin que l'après-midi. Il est à noter que la boulangerie est fermée le lundi et le dimanche après-midi.

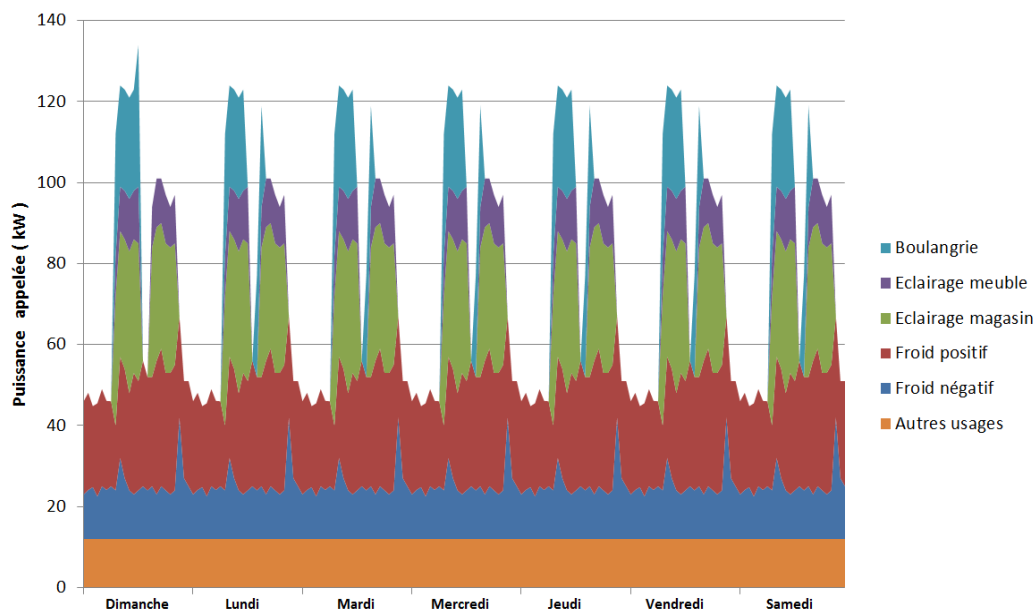


Figure 65 : Consommation électrique pour un magasin pendant une semaine

### IV.2.3 Scénarios d'utilisation des MCP

Dans cette section, trois scénarios d'exemples d'utilisation des MCP sont présentés. Ces scénarios se basent sur une régulation dynamique et flexible des meubles (variation de la température de consigne le long d'une journée). Les résultats de cette étude ont démontré plusieurs potentiels d'utilisation des MCP pour réduire la consommation d'énergie, pour réaliser des effacements et pour coupler avec des sources d'énergie renouvelable.

### IV.2.3.1 Scénario 1 : Réalisation de plusieurs effacements dans la journée

La figure 66 illustre un scénario visant à exploiter la flexibilité des meubles frigorifiques de vente par l'intégration des MCP par la mise en œuvre des effacements électriques. Ce scénario correspond à un cas où le gestionnaire de réseau souhaite réaliser un maximum d'effacements réguliers par jour. La courbe en trait fin présente la puissance appelée du magasin (meuble frigorifique sans MCP) au cours du temps (pendant 24 h). La courbe en trait gras quant à elle représente la puissance appelée du magasin (meubles frigorifiques avec MCP) avec plusieurs effacements programmés. Lors des périodes de charge des MCP, la régulation est fixée à  $-5^{\circ}\text{C}$  pour stocker rapidement. Dès que le MCP est chargé (temps totale de charge 4 h), un effacement de 2 h est programmé (figure 67). Pour ce scénario, tous les meubles sont arrêtés simultanément dans le but de réduire au maximum la puissance appelée sur le réseau pendant la période d'effacement. Ceci permet de baisser la puissance instantanée d'environ 35 kW pendant les périodes d'arrêt.

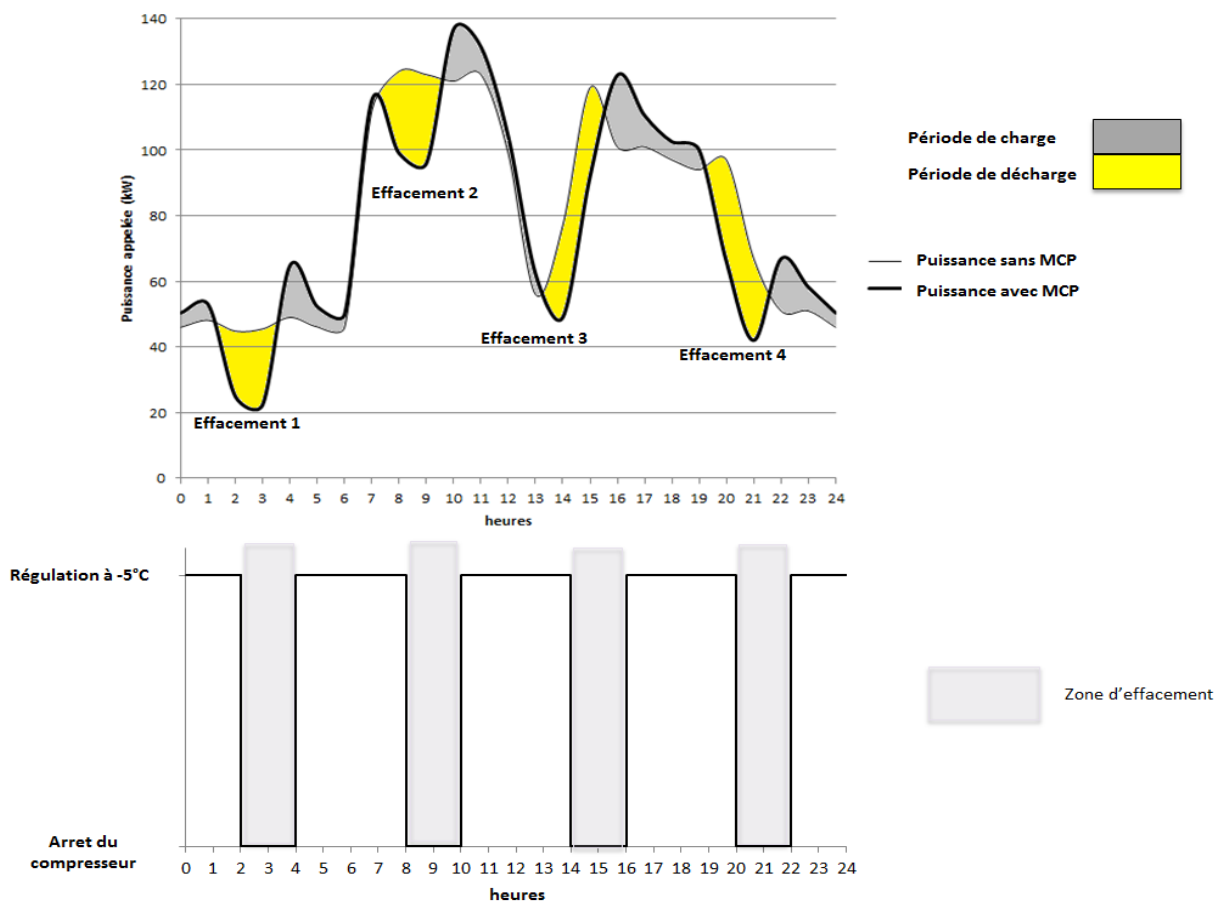
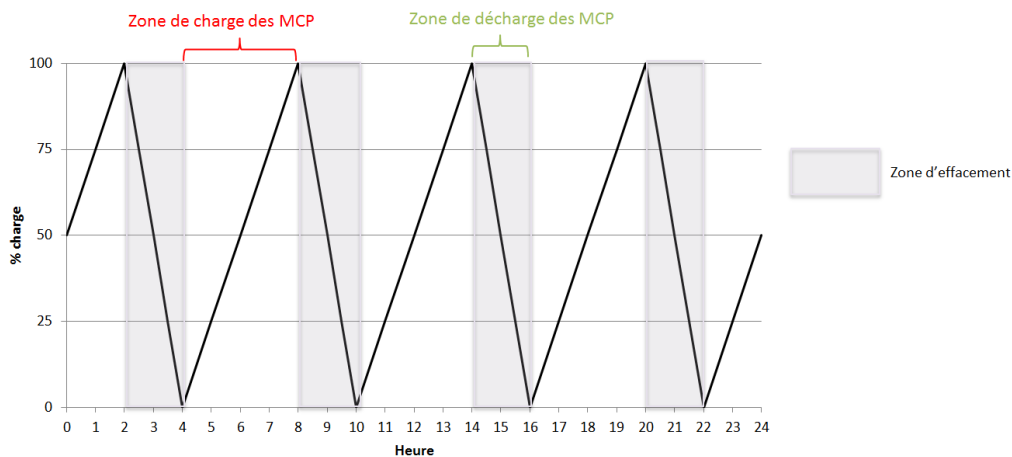


Figure 66 : Scénario (1) - Réalisation de plusieurs effacements



**Figure 67 : Evolution du stockage au cours du temps (scénario 1)**

Ce scénario montre qu'il est possible de réaliser jusqu'à 4 effacements de 2 h dans une journée. Ceci met en relief l'intérêt des accumulateurs à MCP pour augmenter la flexibilité des meubles. La présence des MCP et l'autonomie apportée lors du déstockage permet de déplacer la consommation électrique d'une période de pointe à une autre. Il est à noter que les magasins peuvent être également rémunérés par le gestionnaire du réseau électrique pour réaliser des effacements aux périodes de pointe.

Il faut noter que ce scénario a été réalisé en se basant sur les résultats obtenus pour le cas d'un meuble ouvert avec 7 kg de MCP et donc une autonomie estimée à 2 h et un temps de charge de 4 h. Cependant, la réalisation de meuble avec une autonomie supérieure est possible (comme cela a été réalisé dans le cas du meuble fermé) et pourrait être encore plus intéressante pour la grande distribution. En effet, les MCP pourraient être stockés la nuit (lorsque la température extérieure est plus basse et avec un coût de l'énergie moins important).



### IV.2.3.2 Scénario 2 : Réduction de la puissance souscrite d'un magasin

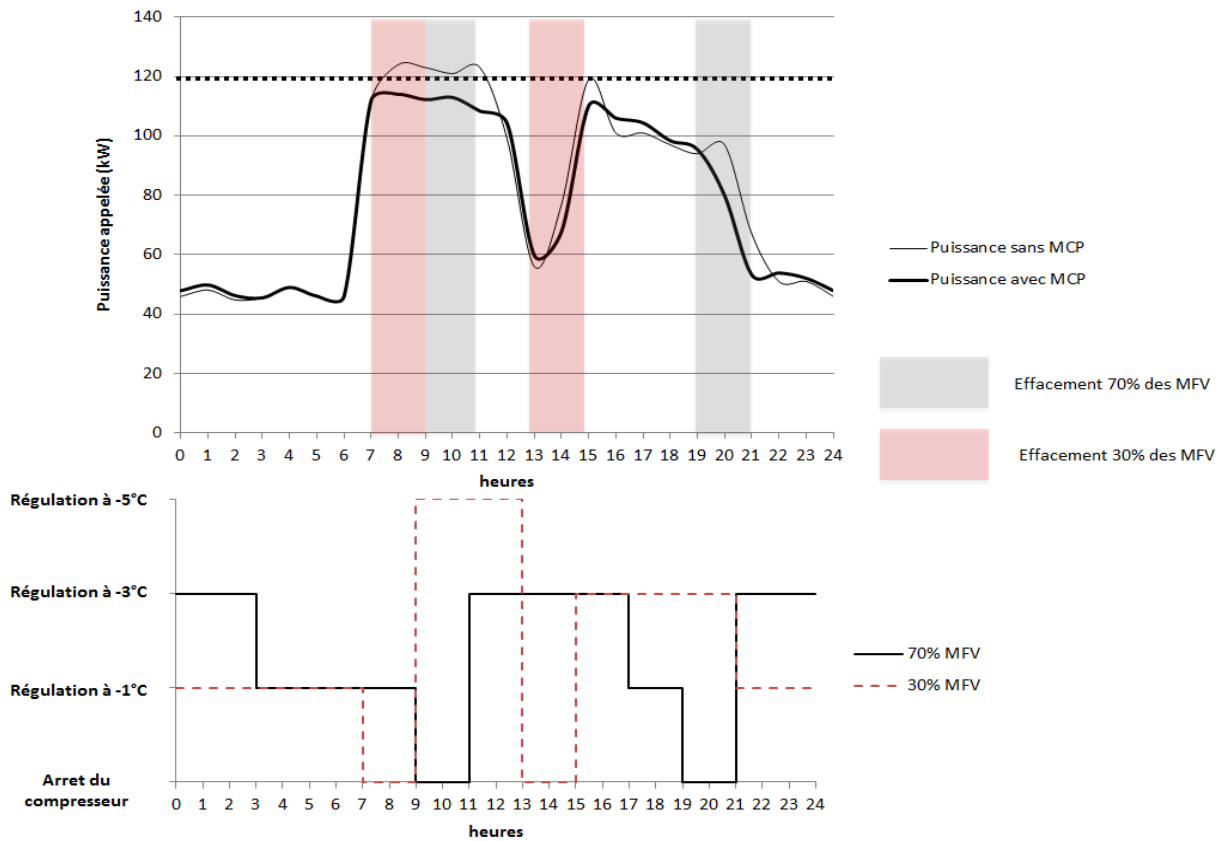


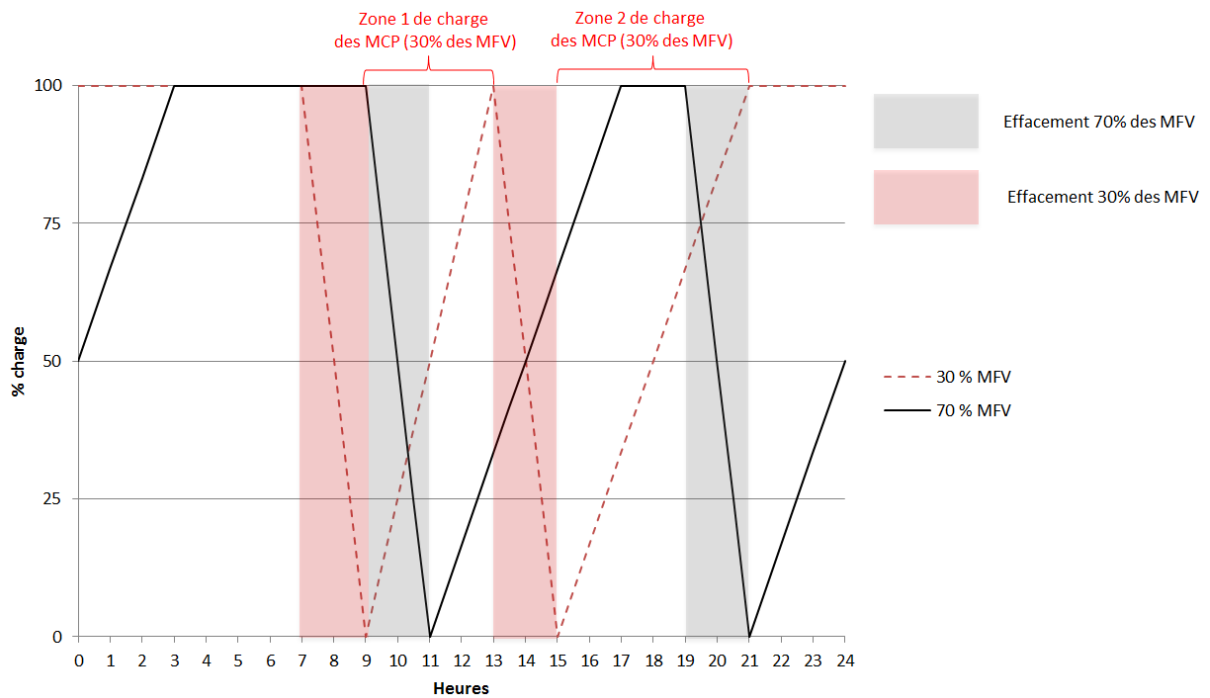
Figure 68 : Scénario (2) - Réduction de la puissance souscrite d'un magasin

La figure 68 illustre un scénario d'utilisation des matériaux à changement de phase visant à réduire la puissance souscrite d'un magasin. Le premier graphe montre l'évolution de la puissance appelée d'un magasin pendant une journée de 24 h extraite des données du cas de référence. On constate que le magasin se caractérise par une consommation plus importante sur les périodes 6 h-12 h et 14 h-21 h (horaire d'ouverture du magasin). Grâce à l'intégration des matériaux à changement de phase dans les meubles frigorifiques et à la bonne gestion des arrêts des machines, la demande en puissance maximale ne dépasse pas 115 kW contre 125 kW auparavant. En effet, comme illustré dans le deuxième graphe, plusieurs phases de charge et de décharge des meubles frigorifiques ont été programmées. En effet, des effacements à des périodes différentes sont appliqués à 2 groupes de meuble représentant 30 % et 70 % des meubles à froid positif du magasin. Cette répartition a été choisie de manière à réduire au maximum la puissance souscrite du magasin. De plus, plusieurs consignes de température ont été utilisées en fonction du besoin. Une température fixée à -5 °C permet de charger les MCP en 4 h, une température fixée à -3 °C quant à elle charge les MCP en 6 h, enfin une température de consigne de -1 °C permet de conserver les produits à la

température de règlementation tout en chargeant les MCP très lentement (durée supérieure à 12 h).

La figure 69 présente l'évolution du niveau de stockage des deux groupes de meuble pendant une journée. Le scénario permettant de réduire la puissance souscrite peut être ainsi résumé comme suit :

- De 3 h à 7 h : Le stockage des MCP est à 100 % et les meubles sont en phase de maintien
- De 7 h à 9 h : 30 % des MFV sont mis à l'arrêt
- A 9 h : les 30 % des MFV sont totalement déchargés et 70 % des MFV sont 100 % chargés
- De 9 h à 11 h : 70 % des MFV sont mis à l'arrêt et 30 % des MFV sont en phase de charge rapide avec une consigne à  $-5\text{ °C}$
- A 11 h : 70 % des MFV sont totalement déchargés et 30 % des MFV sont partiellement chargés
- De 11 h à 13 h : 30 % des MFV continuent à charger (régulation  $=-5\text{ °C}$ ) et 70 % des MFV commencent à charger avec une régulation de  $-3\text{ °C}$
- A 13 h : 30 % des MFV sont totalement chargés et 70 % des MFV sont partiellement chargé
- De 13 h à 15 h : 30 % des MFV sont mis à l'arrêt et 70 % des MFV sont en cours de chargement
- De 15 h à 17 h : tous les meubles sont en cours de chargement
- A 17 h : 70 % des meubles sont chargés et passent à une phase de maintien avec une régulation à  $-1\text{ °C}$
- De 17 h à 19 h : 30 % des meubles continuent à charger et 70 % des meubles chargés sont en phase de maintien (régulation de  $-1\text{ °C}$ )
- De 19 h à 21 h : 70 % des meubles sont à l'arrêt et 30 % des MFV continuent à charger
- A 21 h : 30 % des MFV sont totalement chargés et 70 % des MFV sont en phase de charge (régulation à  $-3\text{ °C}$ )
- De 21 h à 3 h : 70 % sont en cours de chargement et 30 % des MFV sont en phase de maintien



**Figure 69 : Evolution du stockage au cours du temps (scénario 2)**

Ainsi, ce scénario a permis de réduire la puissance souscrite d'un magasin. Ce résultat est intéressant d'un point de vue économique. En effet, une telle baisse de l'appel de puissance permet de diminuer la facture électrique et donc de souscrire à des contrats énergétiques moins coûteux. Cette configuration peut permettre également de dimensionner la machine frigorifique à un niveau de puissance inférieur.

### IV.2.3.3 Scénario 3 : Intégration de panneaux photovoltaïques et application des effacements

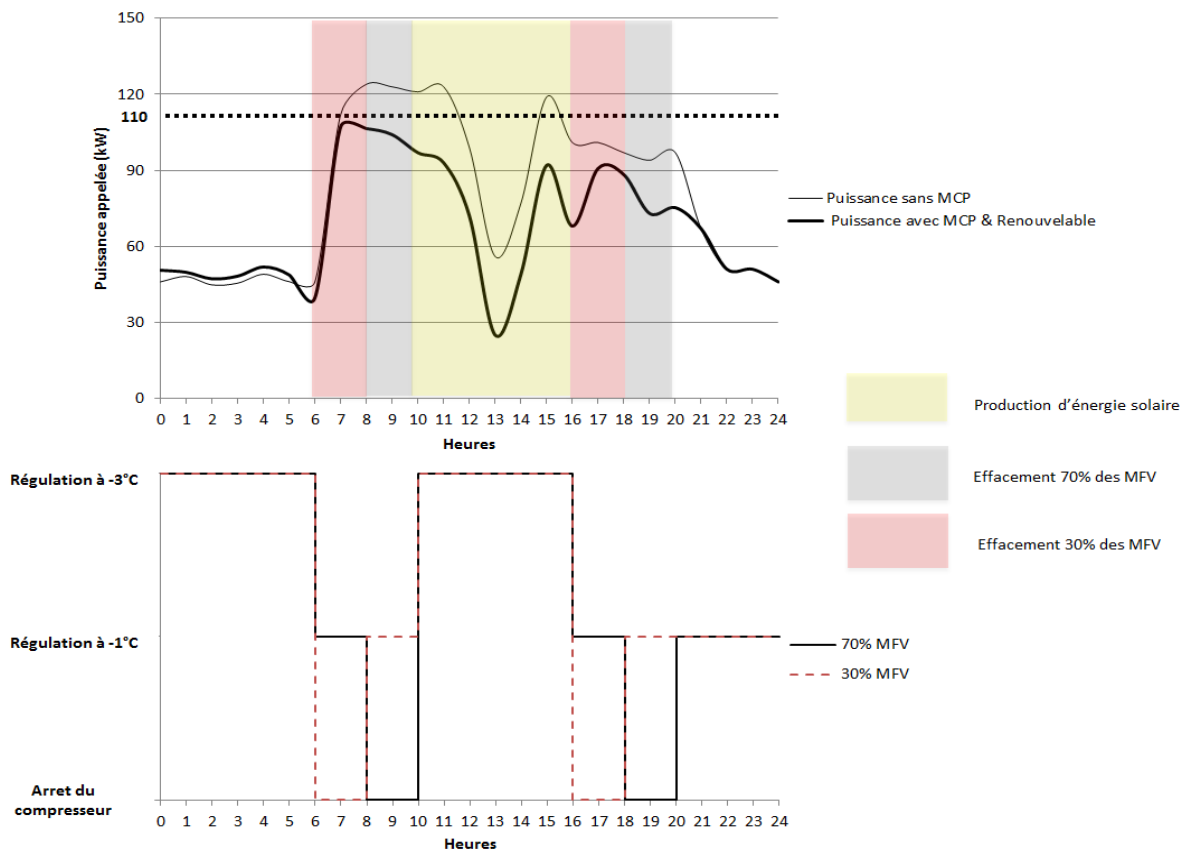


Figure 70 : Scénario (3) - Couplage des MCP et de l'énergie renouvelable

La figure 70 représente la puissance appelée d'un magasin au cours du temps dans le cas sans MCP et dans le cas du couplage des MCP avec de l'énergie renouvelable. Pour ce scénario, la production d'énergie solaire se fait principalement entre 10 h et 16 h et subvient à la totalité des besoins frigorifiques des meubles de vente positifs sur cette période. Pendant cette période, l'énergie du froid va être également stockée afin de bénéficier de cette source d'énergie. Ainsi la régulation est fixée à  $-3^{\circ}\text{C}$  pendant cette période afin de charger rapidement les échangeurs à MCP. Par ailleurs, une deuxième phase de recharge a été programmée la nuit pendant les horaires de fermeture du magasin (entre minuit et 6 h). Grâce à une bonne gestion de la capacité de stockage des meubles frigorifiques, 4 déstockages de 2 h sont réalisés pendant les moments de forte consommation de la journée.

- Un arrêt de 30 % des meubles entre 6 h et 8 h puis entre 16 h et 18 h
- Un arrêt de 70 % des meubles entre 8 h et 10 h puis entre 18 h et 20 h

Ce scénario permet à nouveau de baisser la puissance souscrite. En effet, la demande en puissance ne dépasse plus 110 kW (au lieu de 125 kW sans MCP). De plus, la présence de stockage permet de valoriser l'excédent de production solaire. En effet, le surplus de production permettrait de charger les MCP, puis, utiliser le froid stocké lorsque la production solaire n'est plus possible (augmenter la plage d'autoconsommation). Les résultats présentés montrent que les MCP peuvent être un levier important d'intégration de l'énergie renouvelable dans la grande distribution. Avec une bonne gestion du stockage, les MCP peuvent résoudre le caractère intermittent des énergies renouvelables (le solaire par exemple). Le stockage du froid pendant la période de production de l'énergie solaire pourrait permettre de subvenir presque totalement aux besoins frigorifiques des meubles la nuit. Un autre point à souligner est que la présence du stockage apporte également une sécurité pour l'aliment en cas de défaut du réseau électrique (on a pu montrer lors des essais que la remontée en température des produits reste inférieure à 1 °C pendant un arrêt de 2 h).

### **IV.3 Conclusion**

Ce chapitre présente les contraintes liées à l'intégration des MCP dans les meubles frigorifiques de vente et propose des variables d'optimisation non seulement au niveau de la géométrie et la conception du meuble (perforations/ ventilateurs) mais aussi les paramètres de fonctionnement (dégivrage/régulation). De plus, une étude à l'échelle d'un magasin par le biais de scénarios concrets a été présentée. Les résultats des scénarios obtenus ont mis en avant le rôle du stockage thermique installé au niveau des meubles frigorifiques pour réduire la puissance souscrite du magasin d'une part et d'apporter de la flexibilité électrique en réalisant des effacements d'une autre part. Enfin, la mise en place des MCP couplé à des panneaux photovoltaïque a permis d'augmenter l'autoconsommation des meubles.

# Conclusion et perspectives

Les travaux présentés dans ce rapport de thèse ont permis de valider la faisabilité de l'intégration des matériaux à changement de phase dans les meubles frigorifiques de vente pour améliorer non seulement leur efficacité énergétique mais également leur flexibilité. Pour ce faire, une étude expérimentale ainsi qu'un modèle numérique ont été mis en œuvre afin d'étudier cette technologie et de trouver les conditions optimales permettant de charger et décharger les MCP dans les MFV. De plus, une étude de scénarios a été réalisée pour mettre en évidence l'intérêt énergétique et économique de l'application de cette innovation.

Dans un premier temps, une synthèse bibliographique sur les meubles frigorifiques de vente (les technologies utilisées, les fluides frigorifiques et les systèmes de réfrigération utilisés, ainsi que la thermique et l'aérodynamique du meuble) a été détaillée dans le but de comprendre leur fonctionnement. Par ailleurs, un état de l'art sur les matériaux à changement de phase et ses applications dans le domaine du froid a été réalisé.

Afin d'étudier le comportement thermique du meuble frigorifique de vente pendant les périodes de refroidissement et d'arrêt du compresseur pour différentes conditions ambiantes, deux montages expérimentaux ont été réalisés : un meuble frigorifique ouvert et un meuble frigorifique fermé. Par ailleurs, un modèle thermique du meuble en régime transitoire a été développé sur Dymola et validé expérimentalement.

Les résultats obtenus pour caractériser le besoin énergétique et thermique des deux meubles (ouvert et fermé) ont mis en évidence la relation étroite entre les conditions ambiantes et la température des produits dans le meuble. Les performances énergétiques de la machine ont été également analysées. Par ailleurs, les cartographies thermiques des meubles frigorifiques ont mis en évidence l'influence de l'architecture du meuble (fermé/ouvert) et de l'emplacement de l'évaporateur (à l'arrière/dans la canalisation arrière). Les résultats ont ainsi montré l'intérêt de la présence des portes pour limiter les pertes thermiques et donc l'augmentation de la température lors des arrêts du compresseur.

L'étude des meubles avec stockage thermique par MCP a ensuite été menée afin d'améliorer leur efficacité énergétique. Cependant, l'incorporation des MCP entraîne différentes contraintes, liées en particulier au choix du MCP, à son emplacement dans le meuble ainsi qu'à son contenant (définissant la quantité de MCP utilisable). De plus, la présence d'un

accumulateur à MCP modifie l'aéroulque et la thermique du meuble. Dans le but d'évaluer l'impact de la présence des MCP sur le comportement thermique et les performances énergétiques du meuble, un banc d'essais comportant un meuble ouvert muni d'un accumulateur rempli de MCP a été construit. De même, un dispositif de meuble fermé avec stockage de MCP a été utilisé pour tester l'impact de la présence des MCP dans ce cas.

Les résultats obtenus sur le meuble ouvert sont assez prometteurs : l'intégration du MCP a permis de ralentir la remontée de température de l'air et des produits lors d'un arrêt du compresseur. Par ailleurs, une méthode pour estimer le taux de chargement/déchargement des MCP dans l'échangeur a été mise en place. Cette technique a permis d'apporter plus de flexibilité pour piloter le stockage. Ainsi, avec 7 kg de MCP, le meuble gagne environ 2 h d'autonomie, ce qui est un résultat encourageant. Cependant une optimisation s'avère nécessaire pour assurer à la fois le maintien de température du meuble et la réalisation du stockage et du déstockage.

Suite aux modifications des performances aéroulques et thermiques liées à l'incorporation des MCP dans le meuble ouvert, une étude d'optimisation de sa géométrie ainsi que de son fonctionnement a été réalisée. Pour cette étude, plusieurs paramètres ont été modifiés. Tout d'abord, le pourcentage de perforations dans la plaque perforée a permis d'homogénéiser la température des paquets. Ensuite, l'ajout de la ventilation a permis d'augmenter le débit d'air et donc de renforcer le rideau d'air. Cette modification a pu donc mieux protéger les paquets situés à l'avant du meuble. Concernant l'optimisation du fonctionnement du meuble, la température de régulation ainsi que les paramètres de dégivrage ont permis d'accélérer le processus de charge des MCP et d'apporter plus de flexibilité dans la gestion des effacements. Il est important de souligner que la perte de charge due à la présence d'un obstacle dans la canalisation arrière n'est pas un problème majeur à l'intégration des MCP, car il suffit de d'augmenter la ventilation pour obtenir les mêmes débits d'air. Par ailleurs, le paramètre le plus important à cette modification est le transfert thermique. En effet, l'amélioration des échanges thermiques a un effet direct sur la durée de charge et de décharge des MCP. Enfin, la température de changement de phase est également un paramètre important qui pourrait apporter plus d'autonomie au meuble.

En perspective, il serait intéressant de tester un MCP avec une température de changement de phase plus basse. De plus, modifier la machine afin de mettre en contact le fluide frigorigène avec l'échangeur de MCP pourrait réduire considérablement les durées de charges/décharge.

Par ailleurs, l'ajout de plusieurs MCP à différentes températures de changement de phase pourrait être complémentaire à ce travail [72].

Les premiers résultats obtenus sur le meuble fermé sont également très prometteurs. En effet, malgré une architecture peu optimisée pour accueillir un échangeur de MCP, il a été possible d'effectuer convenablement les étapes de stockage et de déstockage malgré la quantité importante de MCP introduite (20 kg). L'accumulateur de MCP a permis au meuble d'avoir une autonomie de 12 h. Ces résultats pourraient être améliorés et explorés davantage dans des prochains travaux pour avoir un meuble 100 % autonome pendant la journée (avec par conséquent un chargement nocturne). L'impact des ouvertures de portes sur le stockage et déstockage des MCP est également un point important à étudier plus en détail.

De plus, trouver des solutions pour commander la charge et décharge des MCP en modifiant la conception du meuble serait un enjeu important pour promouvoir la mise en place de cette technologie.

Dans la dernière partie de ce travail, une approche « magasin » a été présentée. Le but de cette étude est de montrer l'impact pour des applications concrètes de l'intégration de MCP dans les meubles. Des scénarios pour réduire la puissance souscrite, pour réaliser un couplage entre énergie renouvelable et stockage décentralisé et pour la réalisation des effacements ont montré qu'il peut y avoir des intérêts économiques à cette innovation. Dans les prochains travaux, une étude avec tous les magasins d'une enseigne pourrait être envisagée. Cette étude à grande échelle pourrait être couplée avec une étude technico-économique en prenant en compte les tarifs d'effacement, les coûts d'abonnement et les tarifs de transport et de consommation électrique.

Enfin, sachant que la mise en place de MCP a pour but de réduire l'impact lié aux émissions de gaz à effet de serre, une étude environnementale du couplage entre énergie renouvelable et stockage dans les meubles de vente pourrait être envisagée afin de quantifier l'intérêt du procédé.





# Valorisation

- *Article publié dans des journaux*

Ben-abdallah, R., et al., *Modeling and experimental investigation for load temperature prediction at transient conditions of open refrigerated display cabinet using Modelica environment*. International Journal of Refrigeration, 2018. **94**: p. 102-110.

- *Article soumis*

Ben-abdallah, R., et al., *Experimental investigation of the use of PCM in an open display cabinet for energy management purpose*. Energy Conversion and Management, 11 p

- *Conférences*

Ben-abdallah, R., et al., *Modelling and experimental investigation of the transient thermal behaviour of open refrigerated display cabinet using Modelica environment*, 30th International Conference on Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, San Diego (California), 2017

Ben-abdallah, R., et al., *Performance of an integral display cabinet working with co2 in subcritical and transcritical cycle*. 5<sup>th</sup> IIR Conference on Sustainability and the Cold Chain, Beijing, 2018

Ben-abdallah, R., et al., *Load peak shifting using phase change materials in retail display cabinets : an experimental investigation*. 25th IIR International Congress of Refrigeration, Montréal 2019



---

## Bibliographie

1. Alzuwaid, F., et al., *The novel use of phase change materials in a refrigerated display cabinet: An experimental investigation*. Applied Thermal Engineering, 2015. **75**: p. 770-778.
2. Alzuwaid, F.A., et al., *The novel use of phase change materials in an open type refrigerated display cabinet: A theoretical investigation*. Applied Energy, 2016. **180**: p. 76-85.
3. Azzouz, K., D. Leducq, and D. Gobin, *Performance enhancement of a household refrigerator by addition of latent heat storage*. International Journal of Refrigeration, 2008. **31**(5): p. 892-901.
4. Azzouz, K., D. Leducq, and D. Gobin, *Enhancing the performance of household refrigerators with latent heat storage: An experimental investigation*. International Journal of Refrigeration, 2009. **32**(7): p. 1634-1644.
5. Ezan, M.A., et al., *A numerical study on the usage of phase change material (PCM) to prolong compressor off period in a beverage cooler*. Energy Conversion and Management, 2017. **142**: p. 95-106.
6. Laguerre, O., M.H. Hoang, and D. Flick, *Heat transfer modelling in a refrigerated display cabinet: The influence of operating conditions*. Journal of Food Engineering, 2012. **108**(2): p. 353-364.
7. Chen, Y.-G. and X.-L. Yuan, *Experimental study of the performance of single-band air curtains for a multi-deck refrigerated display cabinet*. Journal of Food Engineering, 2005. **69**(3): p. 261-267.
8. Tassou, S.A., D. Datta, and D. Marriott, *Frost formation and defrost control parameters for open multideck refrigerated food display cabinets*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2001. **215**(2): p. 213-222.
9. Faramarzi, *Efficient display cabinet case refrigeration* ASHRAE, 1999.
10. Gaspar, P.D., L.C. Carrilho Gonçalves, and R.A. Pitarma, *Experimental analysis of the thermal entrainment factor of air curtains in vertical open display cabinets for different ambient air conditions*. Applied Thermal Engineering, 2011. **31**(5): p. 961-969.
11. Tassou, S.A., et al., *Energy consumption and conservation in food retailing*. Applied Thermal Engineering, 2011. **31**(2-3): p. 147-156.

12. Bhattacharjee, P. and E. Loth, *Entrainment by a Refrigerated Air Curtain Down a Wall*. Vol. 126. 2004. 871.
13. Navaz, H.K., et al., *Jet entrainment rate in air curtain of open refrigerated display cases*. International Journal of Refrigeration, 2005. **28**(2): p. 267-275.
14. Yu, K.-z., G.-l. Ding, and T.-j. Chen, *A correlation model of thermal entrainment factor for air curtain in a vertical open display cabinet*. Applied Thermal Engineering, 2009. **29**(14–15): p. 2904-2913.
15. Yu, K.-z., G.-l. Ding, and T.-j. Chen, *Experimental investigation on a vertical display cabinet with central air supply*. Energy Conversion and Management, 2009. **50**(9): p. 2257-2265.
16. D'Agaro, P., G. Croce, and G. Cortella, *Numerical simulation of glass doors fogging and defogging in refrigerated display cabinets*. Applied Thermal Engineering, 2006. **26**(16): p. 1927-1934.
17. Guerrero-Legarreta, I., *Handbook of Poultry Science and Technology, Primary Processing*. 2010.
18. E. Hammond , C.M., L. Ketteringham, *Application of short air curtains in retail display refrigerators in 4th IIR Conference on Sustainability and the Cold Chain*2016: New Zealand.
19. Beshr, M., et al., *A comparative study on the environmental impact of supermarket refrigeration systems using low GWP refrigerants*. International Journal of Refrigeration, 2015. **56**: p. 154-164.
20. Evans, J. and A. Foster, *Sustainable Retail Refrigeration*. 2015. 1-351.
21. Derens E. , P.B., Guilpart J., *The cold chain of chilled products under supervision in France in 13th world congress of food science & technology* 2006: Nante France. p. pp51-64.
22. Derens-Bertheau, E., et al., *Cold chain of chilled food in France*. International Journal of Refrigeration, 2015. **52**: p. 161-167.
23. Evans, J.A., S. Scarcelli, and M.V.L. Swain, *Temperature and energy performance of refrigerated retail display and commercial catering cabinets under test conditions*. International Journal of Refrigeration, 2007. **30**(3): p. 398-408.

24. Laguerre, O., et al., *Experimental study of heat transfer and air flow in a refrigerated display cabinet*. Journal of Food Engineering, 2012. **113**(2): p. 310-321.
25. Kosar, D. and O. Dumitrescu, *Humidity effects on supermarket refrigerated case energy performance: A database review*. Vol. 111. 2005. 1051-1060.
26. Chaomuang, N., D. Flick, and O. Laguerre, *Experimental and numerical investigation of the performance of retail refrigerated display cabinets*. Trends in Food Science & Technology, 2017. **70**: p. 95-104.
27. M. Axell, U.L. *Field measurements in supermarkets*. in *Proceedings of the IIF-IIR meeting 'commercial refrigeration'*. Vicenza, Italy
28. G. G. HEIDINGER, S.M.N., P. D. GASPAR. *Impact of environmental conditions on the performance of open multideck display case evaporators in 2nd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain*. 2013. Paris France.
29. Gray, I., et al., *Improvement of air distribution in refrigerated vertical open front remote supermarket display cases*. International Journal of Refrigeration, 2008. **31**(5): p. 902-910.
30. Wu, X., et al., *The optimization and effect of back panel structure on the performance of refrigerated display cabinet*. Food Control, 2014. **40**: p. 278-285.
31. Kou, L., et al., *Open-refrigerated retail display case temperature profile and its impact on product quality and microbiota of stored baby spinach*. Food Control, 2015. **47**: p. 686-692.
32. Feng, W.-j.S.a.Z.-p., *One New Type Vertical Open Display Cabinet and Its Thermostatic Performances*. Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology, 2013(6): p. 23.
33. Smale, N.J., J. Moureh, and G. Cortella, *A review of numerical models of airflow in refrigerated food applications*. International Journal of Refrigeration, 2006. **29**(6): p. 911-930.
34. Chen, Y.-G., *Parametric evaluation of refrigerated air curtains for thermal insulation*. International Journal of Thermal Sciences, 2009. **48**(10): p. 1988-1996.

35. D'Agaro, P., G. Cortella, and G. Croce, *Two- and three-dimensional CFD applied to vertical display cabinets simulation*. International Journal of Refrigeration, 2006. **29**(2): p. 178-190.
36. Moureh, J. and M. Yataghene, *Numerical and experimental investigations on jet characteristics and airflow patterns related to an air curtain subjected to external lateral flow*. International Journal of Refrigeration, 2016. **67**: p. 355-372.
37. Cortella, G., M. Manzan, and G. Comini, *CFD simulation of refrigerated display cabinets*. International Journal of Refrigeration, 2001. **24**(3): p. 250-260.
38. Ge, Y.T. and S.A. Tassou, *Simulation of the performance of single jet air curtains for vertical refrigerated display cabinets*. Applied Thermal Engineering, 2001. **21**(2): p. 201-219.
39. Cortella, G., *cfD-aided retail cabinets design*. Computers and Electronics in Agriculture, 2002. **34**(1-3): p. 43-66.
40. Wu, Y., et al., *An investigation on flowing patterns of the airflow and its characteristics of heat and mass transfer in an island open display cabinet with goods*. Applied Thermal Engineering, 2004. **24**(13): p. 1945-1957.
41. Marinetti, S., et al., *Numerical and experimental analysis of the air flow distribution in the cooling duct of a display cabinet*. International Journal of Refrigeration, 2014. **42**: p. 8-13.
42. Rossetti, A., S. Minetto, and S. Marinetti, *A simplified thermal CFD approach to fins and tube heat exchanger: Application to maldistributed airflow on an open display cabinet*. International Journal of Refrigeration, 2015. **57**: p. 208-215.
43. Rossetti, A., S. Minetto, and S. Marinetti, *Numerical modelling and validation of the air flow maldistribution in the cooling duct of a horizontal display cabinet*. Applied Thermal Engineering, 2015. **87**: p. 24-33.
44. Fricke, B., *Energy Use of Doored and Open Vertical Refrigerated Display Cases*. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2010.
45. J. Rhiemeier, J.H., C. Ters, M. Kauffeld, A. Leisewitz, *Comparative assessment of the climate relevance of supermarket refrigeration systems and equipment*, in Umweltbundesamt, Dessau-Roßlau, 2009: Germany.

46. Atilio de Frias, J., et al., *Improving spinach quality and reducing energy costs by retrofitting retail open refrigerated cases with doors*. *Postharvest Biology and Technology*, 2015. **110**: p. 114-120.
47. Lindberg, U., M. Axell, and P. Fahlén, *Vertical display cabinets without and with doors – a comparison of measurements in a laboratory and in a supermarket*. 2010.
48. Ulla LINDBERG, M.A., Per FAHLÉN, Niklas FRANSSON, *Supermarkets, indoor climate and energy efficiency field measurements before and after installation of doors on refrigerated cases*, in *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue 2008* Purdue University, West Lafayette.
49. Faramarzi, R.T., B.A. Coburn, and R. Sarhadian. *Performance and energy impact of installing glass doors on an open vertical deli/dairy display case*. in *ASHRAE Transactions*. 2002.
50. Heidinger, G.G., et al. *Relevant parameters on the energy efficiency of closed refrigerated multideck display cases in 2* *International Conference on Energy Production and Management*. 2013. Italy.
51. U. Lindberg, M.A., P. Fahlén, *Vertical display cabinets without and with doors—a comparison of measurements in a laboratory and in a supermarket*, in *1st IIR international conference on sustainability and the cold chain 2010*: Cambridge, United Kingdom.
52. Chaomuang, N., et al., *Experimental analysis of heat transfer and airflow in a closed refrigerated display cabinet*. *Journal of Food Engineering*, 2019. **244**: p. 101-114.
53. Chaomuang, N., et al., *Influence of operating conditions on the temperature performance of a closed refrigerated display cabinet*. *International Journal of Refrigeration*, 2019.
54. Orlandi, M., F.M. Visconi, and S. Zampini, *CFD ASSISTED DESIGN OF CLOSED DISPLAY CABINETS*. 2013.
55. Lu, Y.L., et al., *Experimental study of heat transfer intensification by using a novel combined shelf in food refrigerated display cabinets (Experimental study of a novel cabinets)*. *Applied Thermal Engineering*, 2010. **30**(2–3): p. 85-91.
56. Gin, B. and M.M. Farid, *The use of PCM panels to improve storage condition of frozen food*. *Journal of Food Engineering*, 2010. **100**(2): p. 372-376.



57. Gin, B., M.M. Farid, and P.K. Bansal, *Effect of door opening and defrost cycle on a freezer with phase change panels*. Energy Conversion and Management, 2010. **51**(12): p. 2698-2706.
58. Oró, E., et al., *Improving thermal performance of freezers using phase change materials*. International Journal of Refrigeration, 2012. **35**(4): p. 984-991.
59. Elarem, R., et al., *Performance analysis of a household refrigerator integrating a PCM heat exchanger*. Applied Thermal Engineering, 2017. **125**: p. 1320-1333.
60. Marques, A.C., et al., *Theoretical modelling and experimental investigation of a thermal energy storage refrigerator*. Energy, 2013. **55**: p. 457-465.
61. Wang, F., et al., *The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 1: Experimental investigation*. Applied Thermal Engineering, 2007. **27**(17): p. 2893-2901.
62. Cheng, W.-L., et al., *A novel household refrigerator with shape-stabilized PCM (Phase Change Material) heat storage condensers: An experimental investigation*. Energy, 2011. **36**(10): p. 5797-5804.
63. Sonnenrein, G., et al., *Reducing the power consumption of household refrigerators through the integration of latent heat storage elements in wire-and-tube condensers*. International Journal of Refrigeration, 2015. **51**: p. 154-160.
64. Tassou, S.A., G. De-Lille, and Y.T. Ge, *Food transport refrigeration – Approaches to reduce energy consumption and environmental impacts of road transport*. Applied Thermal Engineering, 2009. **29**(8): p. 1467-1477.
65. Ahmed, M., O. Meade, and M.A. Medina, *Reducing heat transfer across the insulated walls of refrigerated truck trailers by the application of phase change materials*. Energy Conversion and Management, 2010. **51**(3): p. 383-392.
66. A. Sevault, K.B., J. Bakken, A. Hafner, *A novel PCM accumulator for refrigerated display cabinet: design and CFD simulations*, in *12th IIR Conference on Phase-Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning 2018*: Orford (Québec), Canada.
67. AFNOR, *Norme Francaise: Meubles frigorifiques de vente - Partie 2 : Classification, exigences et méthodes d'essai*, N.E.I. 23953-2, Editor 2015. p. 104.

- 
68. Perera, D.W.U., D. Winkler, and N.O. Skeie, *Multi-floor building heating models in MATLAB and Modelica environments*. Applied Energy, 2016. **171**: p. 46-57.
  69. Zimmer, D., *Module Preserving Compilation of Modelica Models* Proceeding 7th Modelica Conference 2009.
  70. Bois, J., L. Mora, and E. Wurtz, *Energy Saving Analysis of a Solar Combi-system using Detailed Control Algorithm Modeled with Modelica*. Energy Procedia, 2015. **78**: p. 1985-1990.
  71. Gac, A. and W. Gautherin, *Le froid dans les magasins de vente de denrées périssables*. PYC edition, Paris, ed. p. édition. 1987.
  72. Delahaye, A.F., L. ; Clain, P.; Dalmazzone, D.; Paricaud, P. ADEME, *Mixhyté : Coulis d'hydrates mixtes pour des applications frigorifiques multi-températures*, 2011-2013, Irstea, ENSTA ParisTech.
  73. R. Ben-abdallah, D.L., H.M. Hoang, L. Fournaison, O. Pateau, B. Ballot-Miguet, A. Delahaye, *Experimental investigation of the use of PCM in an open display cabinet for energy management purpose*. Energy Conversion and Management, 2019: p. 11.

