
Analyse des résultats expérimentaux et Performances des outils de simulation

4.1	Validation du modèle thermique de l'échangeur-stockeur.....	70
4.1.1	Dispositif expérimental.....	70
4.1.2	Analyse des résultats expérimentaux du prototype n°1	72
4.1.3	Qualification des performances du modèle thermique	74
4.1.3.1	Calibrage des échanges convectifs avec l'écoulement d'air (calcul du facteur χ)	74
4.1.3.2	Comparaison des résultats expérimentaux et numériques obtenus avec le modèle thermique pour l'échangeur-stockeur N°1	75
4.1.3.3	Comparaison des résultats expérimentaux et numériques obtenus avec le modèle thermique pour l'échangeur-stockeur N°2	79
a)	Comparaison des résultats du prototype N°2 en position horizontale.....	79
b)	Comparaison des résultats du prototype N°2 en position verticale	80
4.1.3.4	Analyse de sensibilité des performances du modèle thermique	82
a)	Analyse de sensibilité des performances du modèle thermique pour le prototype N°2 en position horizontale	85
4.2	Validation de la co-simulation	87
4.2.1	Calage du modèle de STD	87
3.1.1.	Co-simulation NAPEVOMO/Echangeur-stockeur.....	90
4.2.1.1	Dispositif expérimental.....	90
4.2.1.2	Correction de la température de l'air d'entrée	90
4.2.1.3	Résultats expérimentaux et résultats de la co-simulation	92
4.3	Synthèse du chapitre 4	93

Ce chapitre présente la validation des modèles numériques développés pour simuler le comportement dynamique des échangeurs stockeurs utilisant les MCP. Le modèle d'échangeurs est tout d'abord validé par comparaison des résultats numériques issus de la discrétisation du modèle et des résultats expérimentaux obtenus avec des conditions contrôlées. Les performances du modèle thermique du couplage Système Air/MCP – Maison NAPEVOMO sont ensuite estimées à l'aide de mesure de température d'air effectuées en situation de régulation d'un confort d'été.

4.1 Validation du modèle thermique de l'échangeur-stockeur

Le modèle thermique présenté paragraphe 3.1.2 est développé pour les géométries d'encapsulation rectangulaire horizontale soumises à un écoulement d'air également horizontal. Dans l'optique d'une optimisation multi-objectifs (cf. chapitre 5), il est nécessaire de valider le domaine de validité du modèle. Pour cela, trois géométries caractéristiques du comportement du MCP dans son encapsulation ont été sélectionnées en utilisant les prototypes existants :

- plaques horizontales ($B=0,046$) ; fusion par contact et convection naturelle réduites ; prototype N°2 position horizontale,
- tubes de section quasi-carrée ($B=1,3$) ; fusion par contact dominant et convection naturelle réduite prototype N°1,
- plaques verticales ($B=21,7$) ; fusion par contact négligeable et conduction seule prise en compte ($B>10$).

Le dispositif observé dans un premier temps permet d'exécuter des cycles de chauffe (rafraîchissement) et de refroidissement (régénération). Les résultats expérimentaux obtenus lors d'une expérience seront ensuite présentés et analysés. Enfin les résultats numériques issus du modèle thermique seront comparés aux mesures effectuées pour les 3 configurations et pour des débits et des températures d'air en entrée différents.

4.1.1 Dispositif expérimental

La figure 4. 1 montre le banc d'essai d'échangeur-stockeur qui a été conçu, réalisé et instrumenté pour tester le comportement d'échangeurs-stockeurs à l'échelle 1, dans des conditions de température d'air contrôlées. Le dispositif est composé d'un ventilateur d'une puissance de 120W intégrant une régulation de débit, d'une batterie chauffante électrique de 6 kW avec une régulation en température, d'un diaphragme permettant la mesure du débit par pression différentielle et enfin une climatisation mobile d'une puissance de 4 kW.

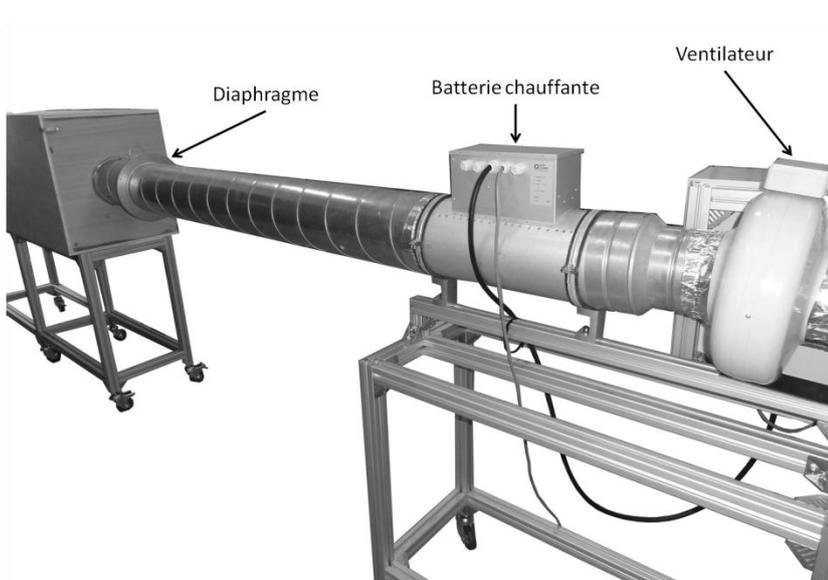


Figure 4. 1: Photographie du dispositif expérimental

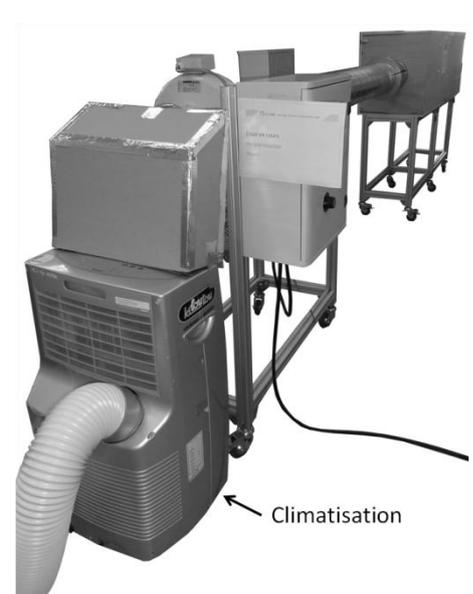


Figure 4. 2: Photographie du dispositif expérimental avec la climatisation

Deux prototypes d'échangeur-stockeur avec des géométries différentes sont expérimentés pour valider l'outil de simulation proposé dans le paragraphe 3.1.2. Ces deux échangeurs-stockeurs sont testés à température ($\pm 1^{\circ}\text{C}$) et à débit constant.

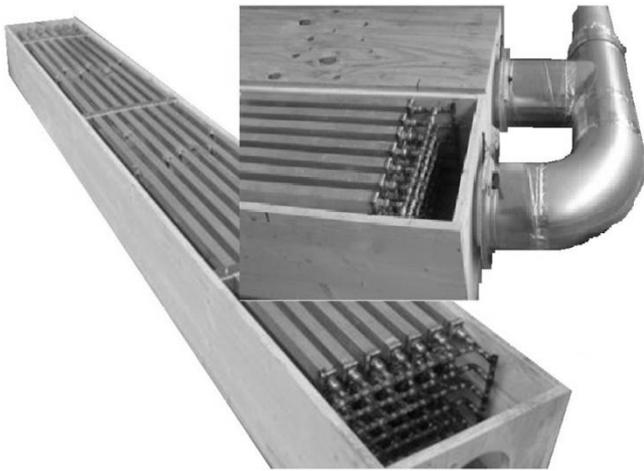


Figure 4. 3: Photographie de l'échangeur-stockeur fabriqué pour la maison NAPEVOMO



Figure 4. 4: Photographie de l'échangeur-stockeur fabriqué pour la maison Sumbiosi

Le prototype N°1 est l'échangeur-stockeur développé pour la maison NAPEVOMO. Il est composé de 42 tubes d'aluminium de section rectangulaire (30mm x 40mm x 3440mm) uniformément espacés de 25 mm et répartis sur 7 rangées superposées en quinconce (cf. figure 4. 3). L'écoulement de l'air est globalement parallèle aux tubes ; toutefois des déflecteurs sont fixés le long de ces tubes afin d'assurer un écoulement réparti et turbulent. Les tubes d'aluminium sont interconnectés par un réseau ouvert de tubes en cuivre et remplis de la paraffine commerciale RT28 HC dont les propriétés sont spécifiées dans le paragraphe 3.2.2.3. La fonction principale de ce circuit ouvert est de diminuer la contrainte mécanique dans les tubes d'aluminium induite par l'augmentation de volume pendant la fusion du MCP. De plus, le circuit ouvert reliant les tubes d'aluminium permet leur remplissage du MCP. La masse totale de MCP contenue dans l'échangeur-stockeur est de 100 kg. Le faisceau de tube est disposé dans un caisson en bois de section extérieure 300mm x 400mm.

Vingt thermocouples de type K sont installés dans l'échangeur-stockeur le long de l'écoulement de l'air. Deux thermocouples mesurant la température de l'air en entrée (A_1) et en sortie (A_{11}) de l'échangeur-stockeur. Dix-huit thermocouples mesurant la température de l'air et la température des tubes sont répartis sur neuf positions $A_2, A_3, A_4, A_5, A_6, A_7, A_8, A_9, A_{10}$ respectivement placées à 0m, 0,44m ; 0,78m ; 1,21m ; 1,60m ; 2,04m ; 2,46m ; 2,80m ; 3,22m de l'entrée du faisceau de tubes (cf. Figure 4. 5).

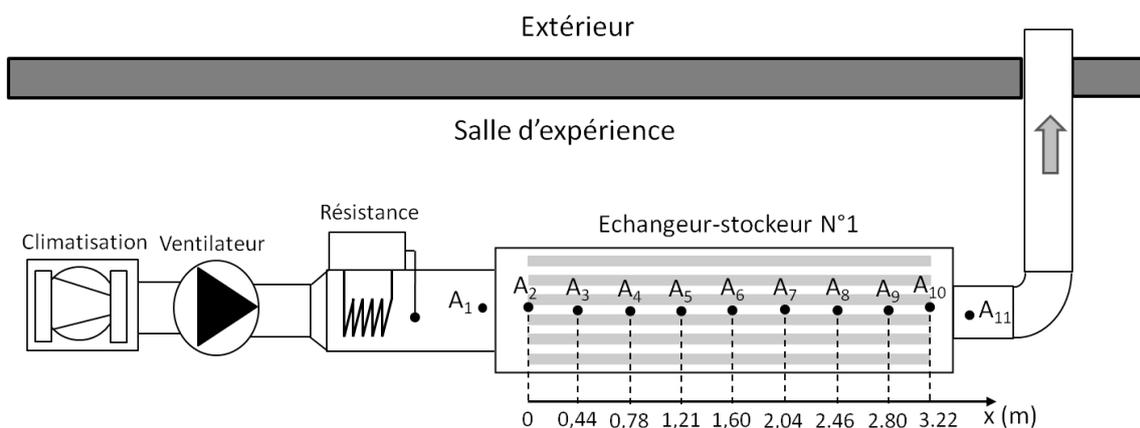


Figure 4. 5: Schéma du dispositif expérimental du prototype N°1. Thermocouples mesurant la température de l'air en $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6, A_7, A_8, A_9, A_{10}$ et A_{11} . Thermocouples mesurant la température de la paroi des plaques en $A_2, A_3, A_4, A_5, A_6, A_7, A_8, A_9$ et A_{10} .

Le prototype N°2, a été conçu et fabriqué pour la maison SUMBIOISI. L'échangeur-stockeur est composé de 10 tiroirs métalliques disposés en parallèle et espacés verticalement de 20 mm (cf. figure 4. 4). Chaque tiroir contient 5 plaques d'aluminium serties contenant le MCP (300mm x 450mm x 20mm) et placées successivement. Les plaques sont remplies d'une paraffine commerciale Rubitherm RT21 dont la masse est estimée à 1,82 kg par

plaque, soit 91 kg pour un échangeur. Les tiroirs sont installés dans un caisson en bois dont la longueur est de 194cm et la section extérieure est de 500mm x 600mm.

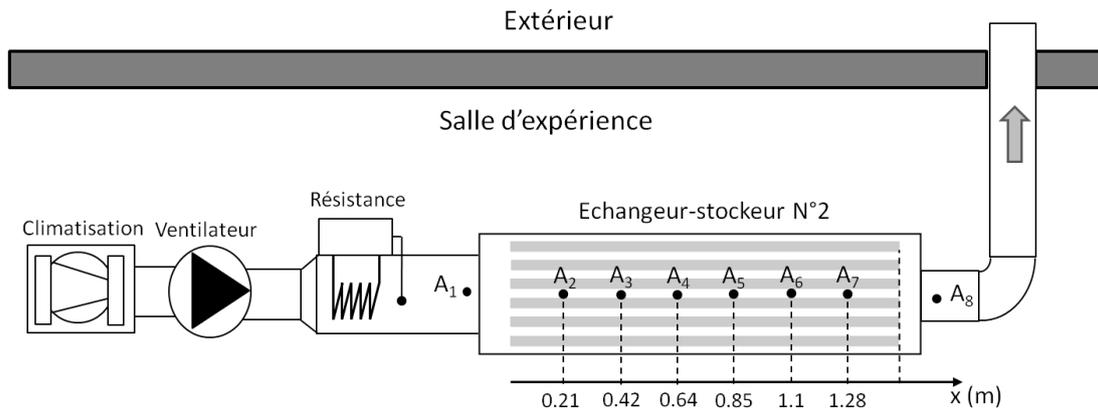


Figure 4. 6: Schéma du dispositif expérimental. Thermocouples mesurant la température de l'air : A_1 , A_2 , A_3 , A_4 , A_5 , A_6 , A_7 et A_8 . Thermocouples de contact mesurant la température de la paroi des plaques : A_2 , A_3 , A_4 , A_5 , A_6 et A_7 .

L'acquisition de température est faite par quatorze thermocouples. Deux thermocouples sont placés à l'entrée (A_1) à la sortie (A_1) et douze thermocouples répartis sur six positions A_2 , A_3 , A_4 , A_5 , A_6 , A_7 , respectivement placées à 0,21m, 0,42m ; 0,64m ; 0,85m ; 1,1m ; 1,28m (cf. figure 4. 6).

4.1.2 Analyse des résultats expérimentaux du prototype n°1

Les figures 4.7 à 4.9 présentent respectivement les résultats expérimentaux pour la température de paroi en A_2 , A_5 , A_{10} , pour la température de l'air en A_2 , A_5 , A_{10} , et A_{11} et la puissance de rafraîchissement P_{cool} . Sur les figures 4.7 et 4.8, la température de l'air en A_1 est représentée par des croix.

L'expérience a été faite pour un cycle complet, c'est-à-dire : un demi-cycle de régénération pendant 400 min avec une température moyenne d'air en entrée de 16,5°C, puis un demi-cycle de rafraîchissement d'une durée de 433 min avec une température moyenne d'air en entrée de 48,3°C. Le débit volumique de l'air soufflé par le ventilateur est de 680m³.h⁻¹ durant le cycle complet.

En analysant l'évolution des températures de parois présentée en figure 4. 7 : les températures des parois permettent de décomposer le cycle complet en différentes phases. L'analyse se base sur la température de paroi en A_{10} :

- Phase 1 (0 à 40 minutes): refroidissement de la phase liquide. L'échangeur-stockeur démarre à une température initiale stabilisée dans la phase précédente. L'inertie sensible du système comprend également la capacité thermique des tubes aluminium (100 kg)
- Phase 2 (40 à 270 minutes): Solidification du MCP.
- Phase 3 (270 à 455 minutes): refroidissement de la phase solide. La solidification du MCP est complète. Le début de cette phase est caractérisé par un point d'inflexion sur la courbe de température. La température du MCP tend alors vers la température d'entrée de l'air (A_1)
- Phase 4 (de 455 à 485 minutes): réchauffement sensible de la phase solide. La température du MCP augmente rapidement
- Phase 5 (de 485 à 950 minutes): fusion du MCP. La chaleur latente du MCP est la source principale d'énergie agissant sur la température de l'air le long de l'échangeur stockeur.
- Phase 6 (de 955 à 980 minutes): réchauffement sensible de la phase liquide. La fusion du MCP est complète dans l'échangeur-stockeur. Comme pour la phase 3, le début de la phase 6 est caractérisé par un point d'inflexion sur la courbe de température.

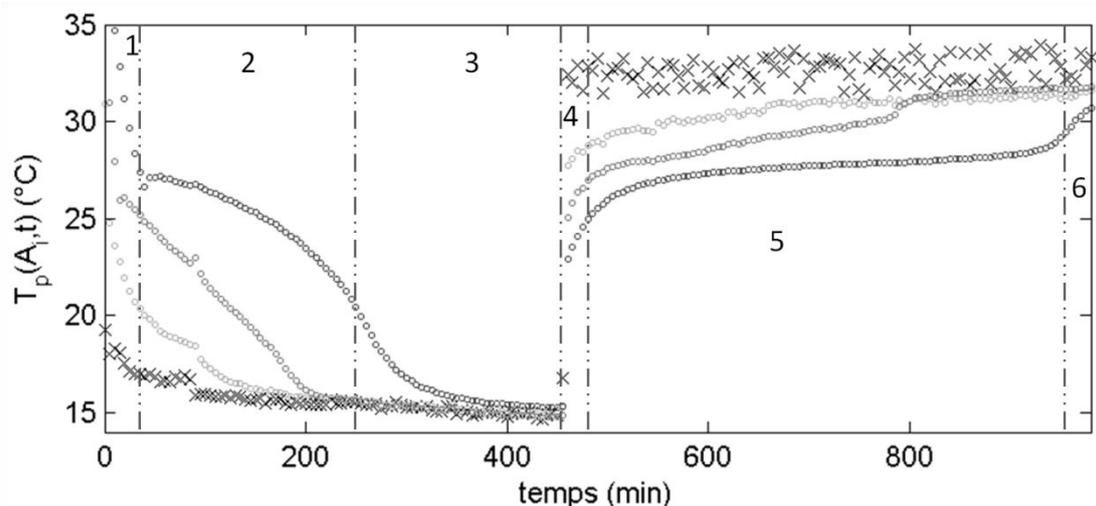


Figure 4. 7: Essai échangeur-stockeur N°1 ; températures expérimentales de l'air en A_1 (croix noires) et de paroi en A_2 (cercles gris clairs), en A_5 (cercles gris foncés), en A_{10} (cercles noirs) en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement : $Q_V=607 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, 17/10/2012

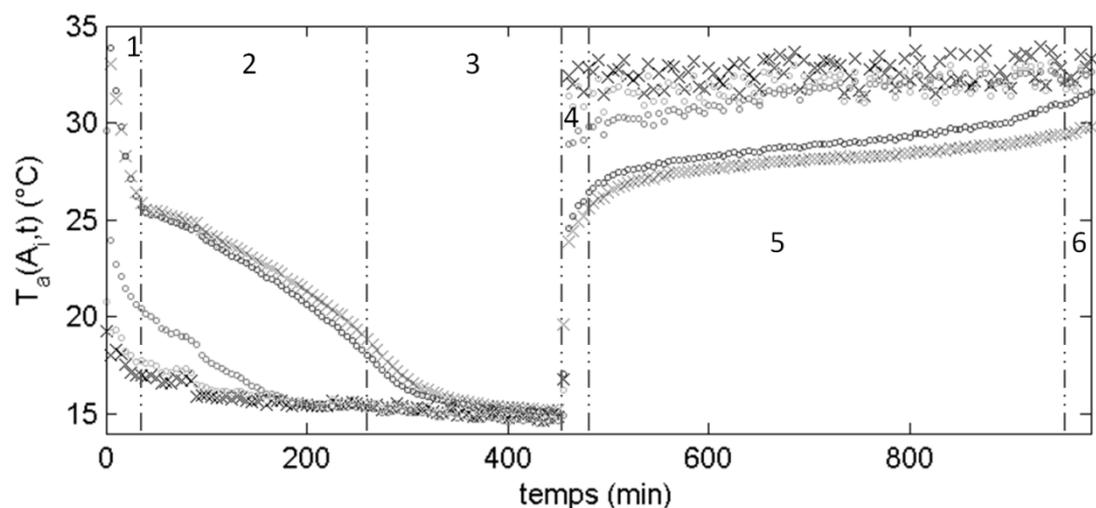


Figure 4. 8: Essai échangeur-stockeur N°1 ; températures expérimentales de l'air en A_1 (croix noires), en A_2 (cercles gris clairs), en A_5 (cercles gris foncés), en A_{10} (cercles noirs) et en A_{11} (croix grises) en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement : $Q_V=607 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, 17/10/2012

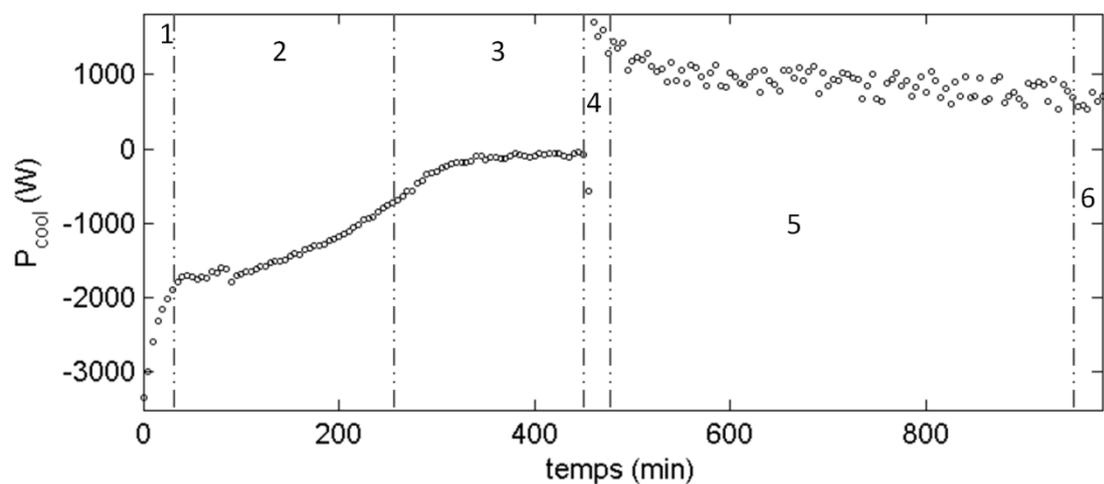


Figure 4. 9: Essai échangeur-stockeur N°1 ; puissance de rafraîchissement en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement : $Q_V=607 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, 17/10/2012

4.1.3 Qualification des performances du modèle thermique

4.1.3.1 Calibrage des échanges convectifs avec l'écoulement d'air (calcul du facteur χ)

Comme évoqué dans le paragraphe 3.1.2.3, un facteur correctif χ est appliqué aux corrélations déterminant le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds. Ce facteur est déterminé à partir des résultats expérimentaux présentés ci-dessous. L'équation de conservation de l'énergie (3-4) appliquée sur l'air dépend des températures de l'air et de paroi le long de l'échangeur-stockeur et de la température extérieure. Si l'on néglige les échanges avec l'extérieur l'équation (3-4) devient :

$$\rho_a U_a S_a C p_a \frac{\partial T_a}{\partial x} \cdot dx + \rho_a C p_a S_a \frac{\partial T_a}{\partial t} dx = h_{a-p} dA_{a-p} (T_p - T_a) \quad (4-1)$$

L'équation est discrétisée de manière explicite.

$$h_{a-p}(i, t) = \frac{1}{p_{a-p} \left(\frac{T_p(t,i) + T_p(t,i-1)}{2} + T_a(t,i) \right)} \left[\rho_a v_a S_a C p_a \frac{T_a(t,i) - T_a(t,i-1)}{\Delta x} + \rho_a C p_a S_a \frac{T_a(t,i) - T_a(t-1,i)}{\Delta t} \right] \quad (4-2)$$

A partir des résultats expérimentaux qui sont présentés dans la section 4.1.2 et l'équation (4-2), la figure 4. 10 et la figure 4. 11 montrent respectivement le coefficient d'échange entre l'air et la paroi suivant l'axe d'écoulement de l'air x pour les demi-cycles de régénération et de rafraîchissement du prototype N°1. La ligne discontinue sur chaque figure montre le coefficient d'échange moyenné suivant l'axe x et le temps. Dans les deux cas, le coefficient varie beaucoup suivant x autour de la moyenne calculée avec un écart-type de $7 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pour le demi-cycle de rafraîchissement et $10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pour le demi-cycle de régénération. Cependant, les valeurs du coefficient d'échange en chaque point sont homogènes selon le temps. Ceci montre la sensibilité de la mesure de la température. Cette variabilité sur la température peut-être due à un mauvais placement du thermocouple ou au mélange de l'air influencé par les turbulateurs répartis le long du faisceau de tube.

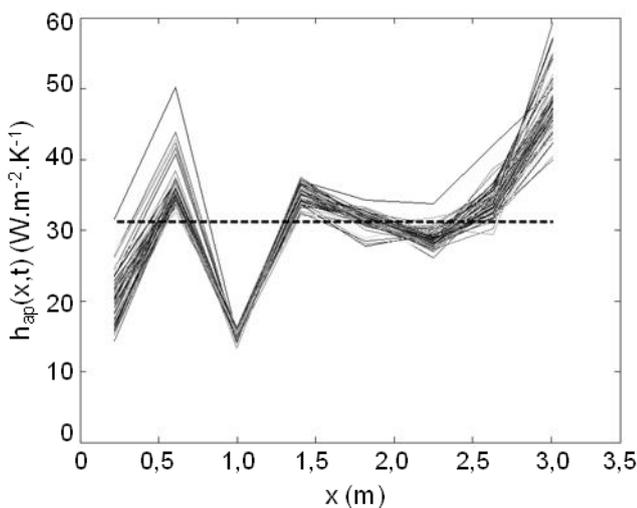


Figure 4. 10: Coefficient d'échange h_{ap} entre l'air et la paroi du tube calculé à partir des résultats expérimentaux ; cycle de régénération ; Prototype N°1 ; 12/10/12 $Q_v = 694 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$

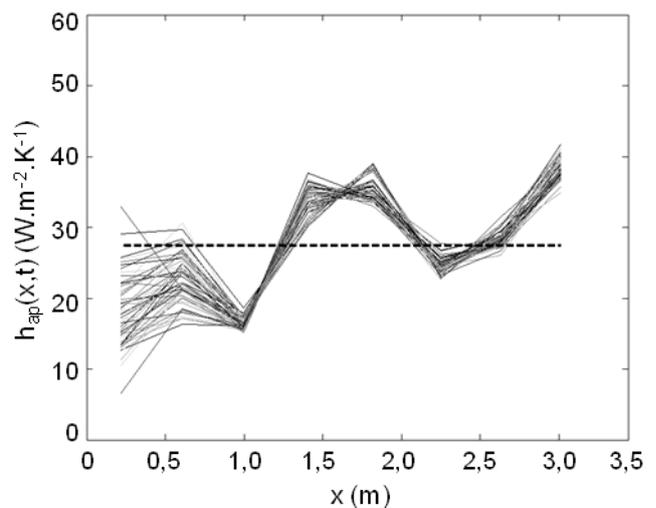


Figure 4. 11: Coefficient d'échange h_{ap} entre l'air et la paroi du tube calculé à partir des résultats expérimentaux ; cycle de régénération ; 07/10/13 ; Prototype N°1 ; $Q_v = 251 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$

Le tableau 4. 1 montre les résultats du calcul des coefficients d'échange moyens h_{ap-moy} pour trois expériences différentes avec des cycles complets ainsi que les facteurs correctifs χ calculés à partir de h_{ap-moy} , de la relation

(3-27) et des corrélations (3-28). Aucune corrélation du facteur correctif en fonction du débit n'a pu être mise en évidence. Par conséquent, nous avons choisi d'utiliser un facteur moyen égal à 2,80 pour l'outil de simulation.

Date d'essai	Cycle	Q_v ($m^3 \cdot h^{-1}$)	h_{ap-moy} ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	χ
12/10/2013	Régénération	666	31,11	2,60
	Rafrâichissement	689	27,36	2,41
16/10/2012	Régénération	597	38,01	3,19
	Rafrâichissement	607	21,25	2,05
17/10/2012	Régénération	597	36,69	3,54
	Rafrâichissement	607	30,49	3,07
Moyenne des χ				2,80

Tableau 4. 1 : Calcul du coefficient d'échange et du facteur correctif par rapport à la corrélation pour le prototype N°1

Les figures 4.12 et 4.13 montrent les résultats des coefficients pour le prototype N°2. Les géométries en plaque impliquent des vitesses plus faibles et donc un coefficient d'échange plus faible. De plus, la variabilité du coefficient d'échange autour du coefficient moyen est plus faible car les sources de turbulence sont moins nombreuses dans le prototype N°2.

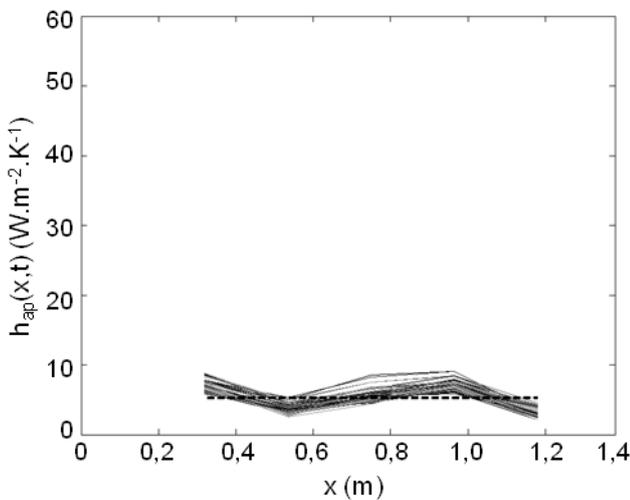


Figure 4. 12: Coefficient d'échange h_{ap} entre l'air et la paroi du tube calculé à partir des résultats expérimentaux ; cycle de régénération ; 07/03/13 ; Prototype N°2 ; $Q_v = 251 m^3 \cdot h^{-1}$

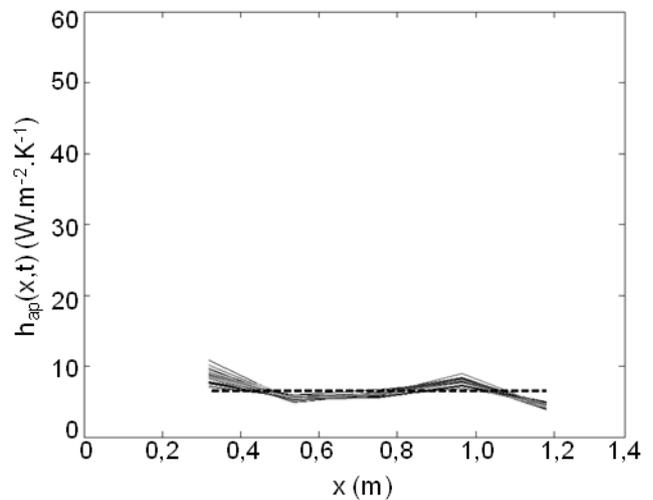


Figure 4. 13: Coefficient d'échange h_{ap} entre l'air et la paroi du tube calculé à partir des résultats expérimentaux ; cycle de régénération ; 07/03/13 ; Prototype N°2 ; $Q_v = 392 m^3 \cdot h^{-1}$

Le Tableau 4. 2 résume les coefficients d'échange moyens et les facteurs correctifs obtenus pour trois expériences avec des débits différents. Comme sur le prototype, il existe une incertitude sur le facteur correctif et aucune corrélation entre le débit et le facteur correctif n'a pu être mis en avant. Nous avons donc choisi un facteur correctif unique qui est la moyenne de tous les facteurs calculés.

4.1.3.2 Comparaison des résultats expérimentaux et numériques obtenus avec le modèle thermique pour l'échangeur-stockeur N°1

Les figures 4.14 à 4.16 présentent respectivement la comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux pour la température de paroi en A_2 , A_5 , A_{10} , pour la température de l'air en A_1 , A_2 , A_5 , A_{10} , et A_{11} et la puissance de rafraîchissement P_{cool} de l'expérience présentée dans le paragraphe 4.1.2. Les différentes phases 1 à 6 des cycles de régénération et de rafraîchissement définies dans le paragraphe 4.1.2 sont représentées dans les figures.

Date d'essai	Cycle	Q_v ($m^3 \cdot h^{-1}$)	h_{ap-moy} ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	χ
07/03/2013	Régénération	350	7,33	4,60
	Rafraîchissement	510	8,99	6,55
12/10/2012	Régénération	350	7,80	5,59
	Rafraîchissement	433	9,35	6,07
13/03/2013	Régénération	251	6,51	2,27
	Rafraîchissement	392	6,08	2,36
Moyenne des χ				4,57

Tableau 4. 2 : Calcul du coefficient d'échange et du facteur correctif par rapport aux corrélations pour le prototype N°2

Lors du demi-cycle de régénération (phases 1 à 3), les températures de paroi simulées sont supérieures aux températures expérimentales. En effet, l'écart maximal entre les températures expérimentales et les températures simulées est de 33,45% et l'écart moyen est évalué à 11,06%. De plus, le temps de solidification en A_{10} lors de la simulation est 40% supérieur au temps de solidification pendant l'expérience. Nous pensons que cette erreur vient soit des propriétés du MCP (bien qu'elles aient été mesurées par DSC), soit de l'hypothèse d'un front de solidification net entre le MCP solide et le MCP fondu (cf. paragraphe 3.1.2.2 b). Or, la paraffine semble se solidifier sous forme de dendrite (cristal ramifié) et se comporter comme un milieu poreux. Cet écart impacte les résultats des températures de l'air en figure 4. 15 et de la puissance en figure 4. 16 avec des erreurs moyennes respectives de 8,65 % et 34,04 %. Au final, l'écart sur l'énergie déstockée pendant la phase de régénération est de 20%. Dans le paragraphe 4.1.3.3, On verra que pour le prototype N°2, cet écart est très faible voire inexistant.

Lors du demi-cycle de rafraîchissement (phases 4 à 6), les écarts entre simulation et expérience sont faibles pour les températures de parois en figure 4. 14 et pour les températures de l'air en figure 4. 15 particulièrement pendant la phase 5, phase principale du changement de phase. L'écart sur l'énergie stockée est de 8,46% donc beaucoup plus faible que pour la solidification. Les écarts de températures les plus importants sont localisés dans la phase 4. On peut le remarquer très nettement sur la figure 4. 16 représentant la puissance de rafraîchissement. Le pic de puissance de début de cycle pour la simulation est deux fois supérieur à celui de l'expérience.

Deux campagnes d'essais ont été réalisées sur l'échangeur-stockeur. La première en décembre 2010 par Ekomy Ango (Ekomy Ango, 2011). Dans cette première campagne, le dispositif est équipé de quatre thermocouples de type K mesurant la température de l'air en amont de l'échangeur (A_1), le long de l'échangeur à 0,55m et 1,21m de l'entrée du faisceau de tube.

L'air est préchauffé dans une salle mitoyenne de la salle d'expérience dans laquelle sont installés des convecteurs électriques. Les résultats expérimentaux exploitables pour une validation numérique concernent seulement le demi-cycle de rafraîchissement.

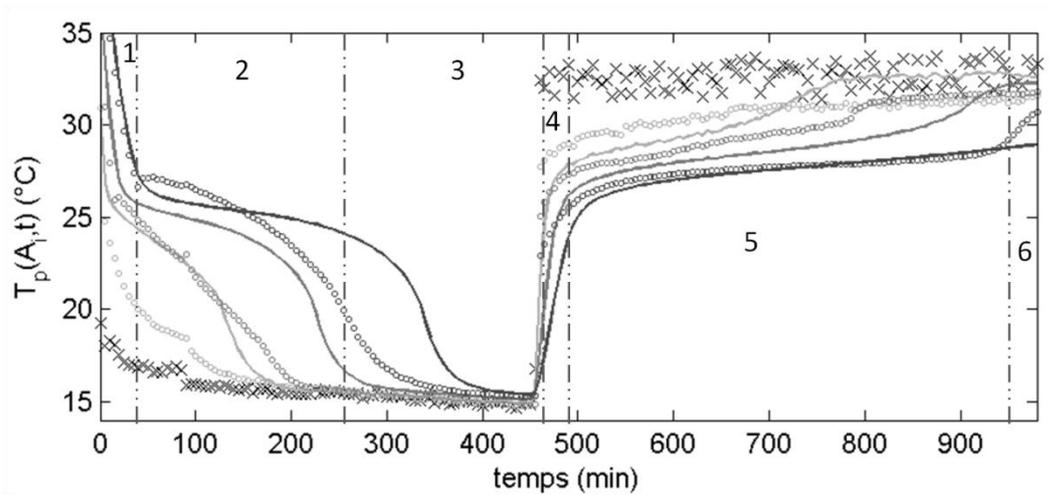


Figure 4. 14: Essai échangeur-stockeur N°1 ; températures numériques (lignes continue) et expérimentales (marqueurs) de l'air en en A_1 (croix noires) et de paroi en A_2 (gris clair), en A_5 (gris foncé), en A_{10} (noir) en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement : $Q_v=607 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, 17/10/2012

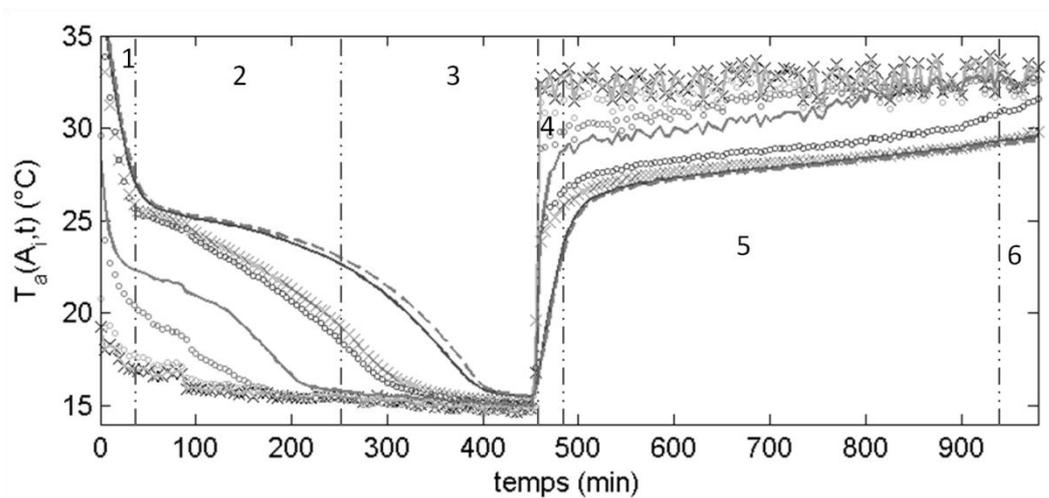


Figure 4. 15: Essai échangeur-stockeur N°1 ; températures numériques (lignes) et expérimentales (marqueurs) de l'air en en A_1 (croix noires), en A_2 (gris clair), en A_5 (gris foncé), en A_{10} (noir) et en A_{11} (croix grises, tirets) en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement : $Q_v=607 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, 17/10/2012

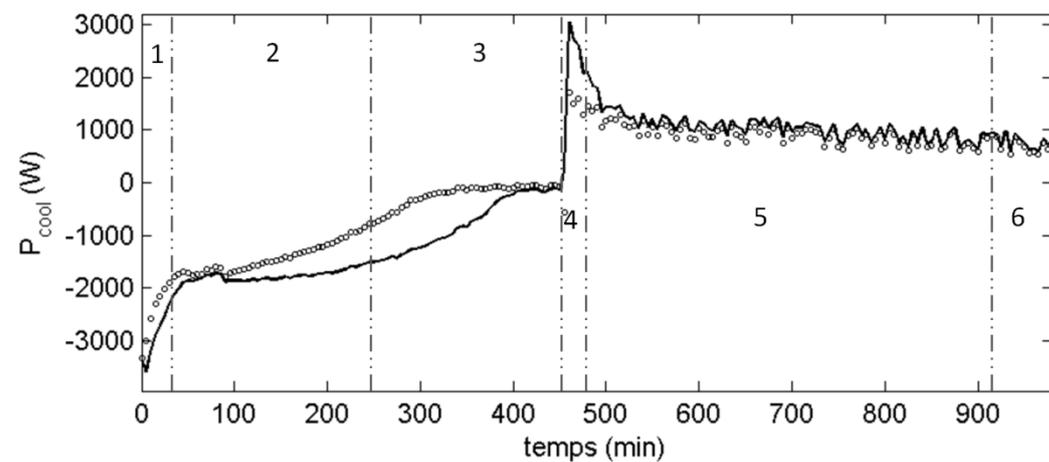


Figure 4. 16: Essai échangeur-stockeur N°1 ; puissance de rafraîchissement en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement : $Q_v=607 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, 17/10/2012

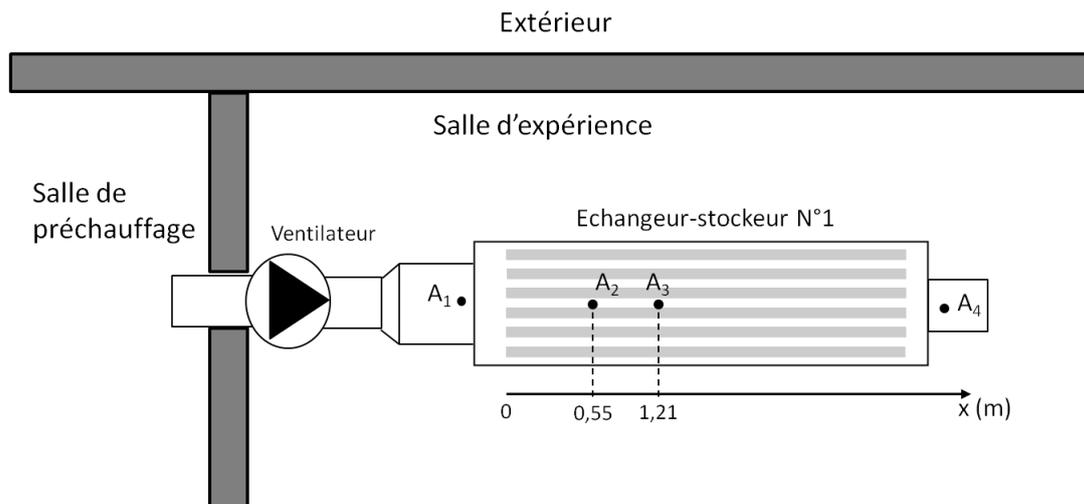


Figure 4. 17: Schéma du dispositif expérimental du prototype N°1. Thermocouples mesurant la température de l'air en A_1 , A_2 , A_3 , A_4 .

Le tableau 4. 3 et le tableau 4. 4 résument respectivement les écarts (ε) entre les résultats numériques et expérimentaux pour six demi-cycles de rafraîchissement et deux demi-cycles de régénération. Afin de ne pas minimiser l'erreur pour les températures et augmenter celle sur la puissance, la période considérée pour le calcul de l'écart commence à partir de début du demi-cycle et se termine quand la fusion ou la solidification est complète soit les phases 1 et 2 pour la régénération et les phases 4 et 5 pour le rafraîchissement.

Date d'essai	Q_v ($m^3 \cdot h^{-1}$)	$T_{a, moy}(A_1)$ ($^{\circ}C$)	$\varepsilon(T_a)$ (%)		$\varepsilon(T_p)$ (%)		$\varepsilon(P_{cool})$ (%)		$\varepsilon(E_{cool})$ (%)
			moy	max	moy	max	moy	max	
12/10/2012	680	34,0	1,88	7,90	3,43	16,93	-4,98	12,40	4,77
17/10/2012	607	32,5	2,87	30,90	3,78	37,18	11,41	146	8,46
16/10/2012	607	47,8	9,33	19,23	13,31	39,24	9,16	19,40	13,43
Ekomy Ango (Ekomy Ango, 2011)	660	38,9	5,05	52,86	-	-	7,90	16,87	7,09
	560	42,3	5,08	30,62	-	-	2,93	8,29	2,62
	380	50,7	9,13	34,58	-	-	-3,82	9,13	3,88

Tableau 4. 3 : Résumé des erreurs entre les résultats expérimentaux et numériques pour le demi-cycle de rafraîchissement de six expériences avec des conditions aux limites différentes ; prototype N°1

Dans le tableau 4. 3, les écarts de température pour les parois des expériences d'Ekomy Ango sont absents car aucun thermocouple de contact n'y a été installé. Le tableau 4. 3 montre les écarts moyens sur les températures de l'air et de paroi ainsi que sur la puissance sont inférieures à 13%. Nous jugeons donc que le modèle représente de manière acceptable les expériences pour le demi-cycle de rafraîchissement. Par conséquent, nous considérons que le modèle développé est validé pour l'échangeur NAPEVOMO en mode rafraîchissement.

Concernant le demi-cycle de régénération, le tableau 4. 4 montre les résultats de la comparaison entre deux expériences et le calcul numérique pour le demi-cycle de régénération. Les écarts sont plus importants pour le cycle de régénération que celui de rafraîchissement. Comme le montre la figure 4. 14, la solidification du MCP dure plus longtemps dans la simulation que dans l'expérience. Une caractéristique thermo-physique du MCP ou un phénomène physique n'est pas maîtrisé lors de la solidification. Cette différence peut venir de la conductivité

du solide lors de la solidification ou de la courbe enthalpie définie précédemment. Par conséquent, nous avons choisi de réaliser une étude de sensibilité du modèle par rapport à différentes hypothèses que nous avons faites.

Date d'essai	Q_v ($m^3.h^{-1}$)	$T_{a, moy}(A_1)$ ($^{\circ}C$)	$\varepsilon(T_a)$ (%)		$\varepsilon(T_p)$ (%)		$\varepsilon(P_{cool})$ (%)		$\varepsilon(E_{cool})$ (%)
			moy	max	moy	max	moy	max	
17/10/2012	607	15,72	8,65	22,86	12,77	41,67	34,04	127	20,38
16/10/2012	607	16,43	7,09	19,17	12,83	37,77	17,46	97,53	11,57

Tableau 4. 4 : Résumé des erreurs entre les résultats expérimentaux et numériques pour le demi-cycle de régénération de deux expériences avec des conditions aux limites différentes ; prototype N°1

Les résultats des expériences du 12/10/2012, du 16/10/2012 et de Ekomy Ango sont présentés en Annexe D.1

4.1.3.3 Comparaison des résultats expérimentaux et numériques obtenus avec le modèle thermique pour l'échangeur-stockeur N°2

Une étude équivalente à celle présentée ci-dessus est réalisée sur l'échangeur-stockeur N°2. L'étude porte sur le système en position horizontale (cf. figure 4. 18) et verticale (cf. figure 4. 19). La grande différence entre les prototypes N°1 et N°2 est la géométrie de l'encapsulation. En effet, le prototype N°1 a un ratio B entre la hauteur et la largeur de l'encapsulation égal à 1,33 alors que le ratio B du prototype N°2 est égale à 0,046 en position horizontale et 21,7 en position verticale. Le modèle utilisé pour la simulation du prototype N°2 est identique à celui du prototype N°1 à l'exception du facteur de correction χ du coefficient d'échange entre l'air et la paroi de l'encapsulation qui est fixé à 4,57.



Figure 4. 18: Photographie de l'échangeur-stockeur fabriqué pour la maison SUMBIOSI en position horizontale



Figure 4. 19: Photographie de l'échangeur-stockeur fabriqué pour la maison SUMBIOSI en position verticale

a) Comparaison des résultats du prototype N°2 en position horizontale

Dans un premier temps, le prototype N°2 est positionné horizontalement. Les figures 4.20 à 4.22 montrent la comparaison des résultats expérimentaux et numériques pour la température de paroi et de l'air ainsi que la puissance de rafraîchissement. Pendant le demi-cycle de régénération, l'air entre dans l'échangeur-stockeur à environ 9,8°C avec un débit de 294 $m^3.h^{-1}$. Pendant le demi-cycle de rafraîchissement, l'air entre à environ 30,7°C avec un débit de 392 $m^3.h^{-1}$. Le tableau 4. 5 résume la comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques pour les cycles complets des trois expériences.

On remarque que les températures de paroi (cf. figure 4. 20) et les températures de l'air (cf. figure 4. 21) simulées coïncident très bien avec les températures expérimentales. Contrairement à l'écart mis en évidence pendant le cycle de régénération du prototype N°1, le comportement du MCP à la solidification lors de la simulation est similaire à l'expérience. En effet, le tableau 4. 5 montre que les écarts moyens sur deux des trois expériences sont environ égaux à 3% et le troisième qui a une erreur moyenne de 12% a un écart sur le temps de solidification de 13% ce qui est très inférieur aux 40% constatés dans le paragraphe précédent 4.1.3.2. Cette différence de comportement du modèle entre la géométrie de type tubes (B-1) et la géométrie de type plaques (B-0,05) peut alors avoir deux causes : la modélisation de la fonction enthalpie température ou la compacité agissant plus ou moins sur les transferts thermiques.

Concernant le demi-cycle rafraîchissement, les écarts moyens sur les températures d'air et de parois et les écarts sur l'énergie stockée sont faibles, respectivement inférieurs à 6,64% et à 7,89 % dans le tableau. On peut tout de même remarquer un décalage sur le temps de fusion à la fin de la phase 5. Cette différence entre les températures de l'air en fin de cycle se répercute dans le calcul des puissances de rafraîchissement. En effet, on remarque un écart se creuser en fin de phase 5 dans la figure 4. 22. A cet instant, la puissance tend vers 0 W, l'écart calculé est donc très important. C'est pour cela que les écarts sur la puissance présentés dans le tableau 4. 5 sont très importants.

Date d'essai	Cycle	Q_v ($m^3 \cdot h^{-1}$)	$T_{a, moy}$ (A_1) (°C)	$\varepsilon(T_a)$ (%)		$\varepsilon(T_p)$ (%)		$\varepsilon(P_{cool})$ (%)		$\varepsilon(E_{cool})$ (%)
				moy	max	moy	max	moy	max	
07/03/2013	Rég	350	16,62	1,89	4,97	3,28	11,83	10,16	39,36	8,41
	Raf	433	30,54	2,24	8,31	3,62	15,91	21	153	3,58
12/03/2013	Rég	350	8,90	6,37	15,31	12,32	31,75	18,78	42,64	19,06
	Raf	433	29,50	3,19	19,20	6,43	48,50	30,92	151	7,84
13/03/2013	Rég	294	9,80	5,13	19,53	3,19	17,50	-7,33	57,15	11,62
	Raf	392	30,72	2,44	13,04	6,64	45,23	-27,88	973	7,89

Tableau 4. 5 : Résumé de la comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux pour le prototype N°2 en position horizontale

Enfin le tableau 4. 5 montre que, les écarts pour la température de l'air et de la paroi sont inférieurs à 12,32% ce que nous considérons comme une erreur acceptable. De même, les erreurs sur l'énergie déstockée (régénération) puis stockée (rafraîchissement) sont faibles à l'exception du demi-cycle de régénération de l'expérience du 12/03/2013. Les résultats des expériences du 07/03/2013 et du 12/03/2013 sont présentés graphiquement en Annexe D.2.1

b) Comparaison des résultats du prototype N°2 en position verticale

Les figures 4.23 à 4.25 montrent les résultats expérimentaux et numériques de l'essai du 09/04/2013 sur un cycle complet sur le prototype N°2 en position verticale. L'air entre dans l'échangeur-stockeur avec un débit de $510 m^3 \cdot h^{-1}$ et une température moyenne de $16,0^\circ C$ pour la régénération et $30,6^\circ C$ pour le rafraîchissement. Le tableau 4. 6 résume les résultats obtenus pour deux essais sur le prototype N°2 en position verticale.

En figure 4. 23, les températures de paroi montrent que le temps de fusion du MCP est respecté à chaque position de l'échangeur-stockeur. Il existe un écart entre les températures expérimentales et numériques mais il reste faible car l'écart moyen est égal à 1,84%. Concernant la température de l'air en figure 4. 24, l'écart entre les résultats numériques et expérimentaux en A1, A2, A3 reste faible.

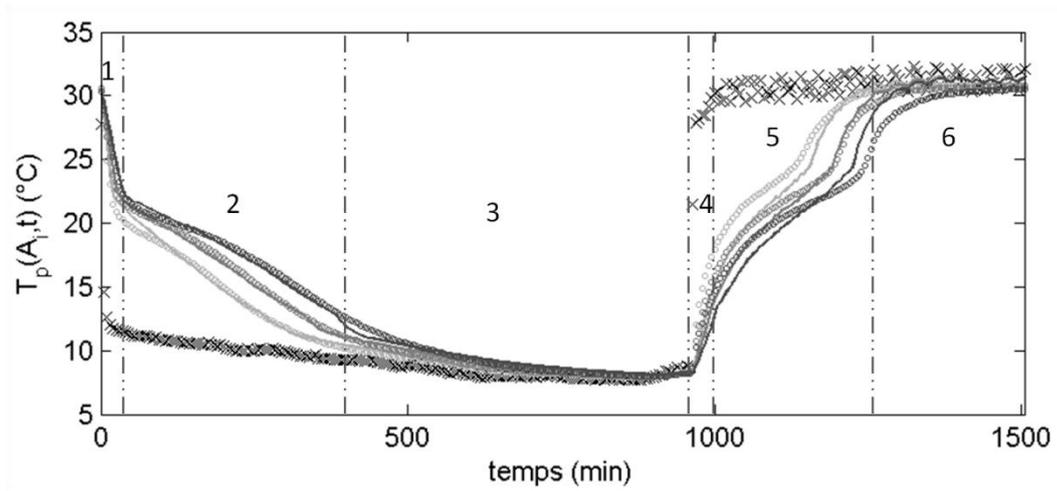


Figure 4. 20: Essai échangeur-stockeur N°2 position horizontale ; Températures numériques (lignes continue) et expérimentales (marqueurs) de l'air en A_1 (croix noires) et de parois en A_3 (gris clair), en A_5 (gris foncé), en A_7 . (noir) en fonction du temps pour la régénération ($Q_v=294 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) et pour le rafraîchissement ($Q_v=392 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) ; 13/04/2012

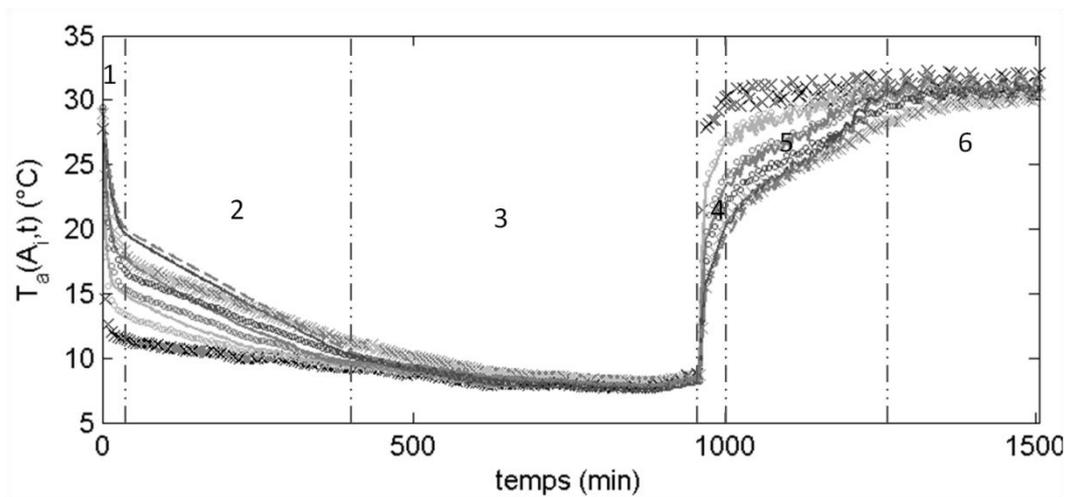


Figure 4. 21: Essai échangeur-stockeur N°2 position horizontale ; Températures numériques (lignes continue) et expérimentales (marqueurs) de l'air en A_1 (croix noires), en A_3 (cercles gris clairs), en A_5 (cercles gris foncés), en A_7 . (cercles noirs) et en A_8 . (croix grises) en fonction du temps pour la régénération ($Q_v=294 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) et pour le rafraîchissement ($Q_v=392 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) ; 13/03/2012

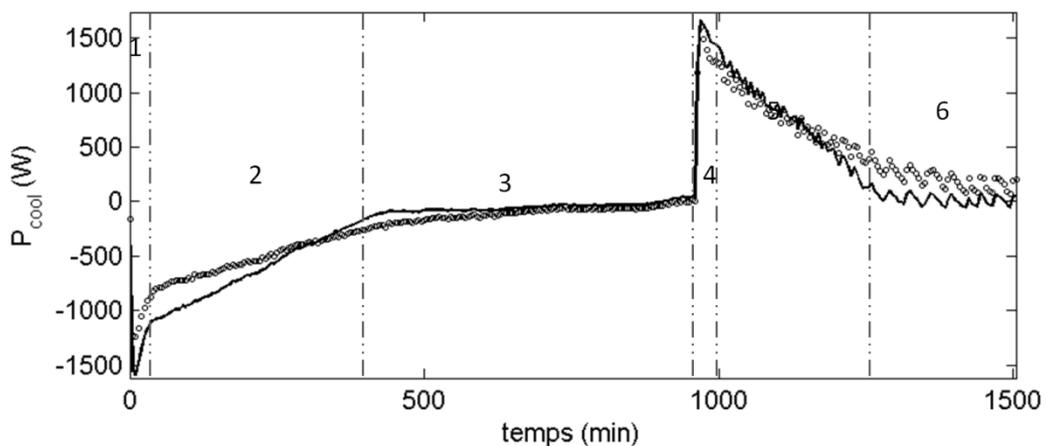


Figure 4. 22: Essai échangeur-stockeur N°2 position horizontale ; puissance de rafraîchissement en fonction du temps pour la régénération ($Q_v=294 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) et pour le rafraîchissement ($Q_v=392 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) ; 13/03/2012

Cependant un phénomène n'est pas présent dans les expériences en position horizontale : la température entre la fin de la rangée (en A_7) et en sortie (A_8) se creuse à la fin de la phase 5. Cet écart met en évidence une mauvaise distribution de l'air dans l'échangeur-stockeur N°2 en position verticale.

La figure 4. 25 montre la puissance de rafraîchissement pour le demi-cycle de régénération et de rafraîchissement. On remarque que l'écart entre la puissance simulée et expérimentale reste faible pour le demi-cycle de régénération. Cependant comme constaté dans la figure précédente, un écart important est présent en fin de la phase 5 et début de la phase 6 à cause de la mauvaise distribution de l'air dans l'échangeur-stockeur.

Date d'essai	Cycle	Q_v ($m^3 \cdot h^{-1}$)	$T_{a, moy}(A_1)$ (°C)	$\varepsilon(T_a)$ (%)		$\varepsilon(T_p)$ (%)		$\varepsilon(P_{cool})$ (%)		$\varepsilon(E_{cool})$ (%)
				moy	max	moy	max	moy	max	
08/04/2013	Rég	510	14,2	3,41	5,93	2,99	4,70	8,67	25,26	11,28
	Raf	510	30,1	4,20	14,03	8,54	19,72	7,64	29,42	9,83
09/03/2013	Rég	510	16,0	2,82	9,91	1,84	22,38	-7,06	30,12	4,46
	Raf	510	30,6	3,37	11,46	6,69	16,94	0,39	61,54	4,50

Tableau 4. 6 : Résumé de la comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux pour le prototype N°2 en position verticale

Le tableau 4. 6 montre que les résultats numériques sont fidèles à l'expérience avec une erreur moyenne maximale de 8,54% pour les températures et de 11,28% pour l'énergie stockée (rafraîchissement) et déstockée (régénération). Les résultats de l'expérience du 09/03/2013 sont présentés en Annexe D.2.2

4.1.3.4 Analyse de sensibilité des performances du modèle thermique

Il existe certaines incertitudes sur les hypothèses établies pour les données inscrites dans le modèle. Par conséquent des écarts entre les résultats obtenus par l'expérience et par la simulation ne sont pas maîtrisés. Nous avons donc choisi de réaliser une analyse de sensibilité de certaines données d'entrée du modèle sur les critères de performances sélectionnés qui sont la puissance de rafraîchissement et le temps. Cinq données d'entrées ont été choisies pour lesquelles nous considérons qu'elles sont liées à une incertitude forte et que cette incertitude influence le résultat du modèle. L'analyse de sensibilité se base sur les résultats obtenus lors des expériences présentées dans les paragraphes 4.1.3.2 pour le prototype N°1 et 4.1.3.3b) pour le prototype n°2 en position verticale.

Tout d'abord, Rubitherm (RubiTherm GmbH, 2011) annonce une incertitude de $\pm 7,5\%$ sur la capacité de stockage de la RT28HC égale $245^3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ soit une incertitude de $\pm 18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Nous avons estimé que cette incertitude pouvait être totalement imputée à la chaleur latente car les capacités thermiques des phases solide et liquide sont déterminées avec une faible erreur par DSC dans le paragraphe 3.2.2.

Il a été choisi de réaliser les simulations balayant le domaine de ces variables de manière exhaustive. Chacun des cinq paramètres peut prendre 5 valeurs différentes soit sa valeur initiale, les valeurs extrêmes de l'intervalle et les valeurs au quart et au trois quart de l'intervalle. Par conséquent, le nombre de simulations à réaliser est de 3125. Le nombre de simulations étant élevé, nous allons limiter l'étude à la seule expérience du 17/03/2012 présentée dans le paragraphe a). La figure 4. 26 et la figure 4. 27 présentent respectivement l'écart de puissance en fonction de l'écart de temps de cycle pour les demi-cycles de rafraîchissement et de régénération. Le but de ces tracés est de trouver graphiquement le point minimisant les critères de performance et ainsi trouver s'il existe une combinaison des paramètres modélisés représentant le mieux l'expérience.

³ Valeur comprenant la chaleur latente de changement de phase et la chaleur sensible sur une variation 15°C autour du changement de phase

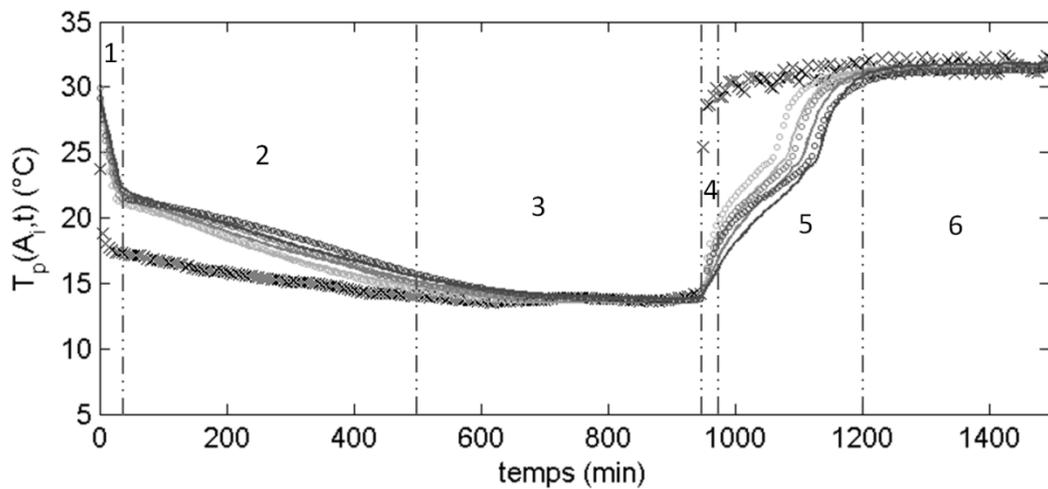


Figure 4. 23 : Essai échangeur-stockeur N°2 position verticale ; températures numériques (lignes continue) et expérimentales (marqueurs) de l'air en A_1 (croix noires), en A_3 (gris clair), en A_5 (gris foncé), en A_7 (noir) en fonction du temps pour la régénération ($Q_v=510 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) et pour le rafraîchissement ($Q_v=510 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) ; 09/04/2012

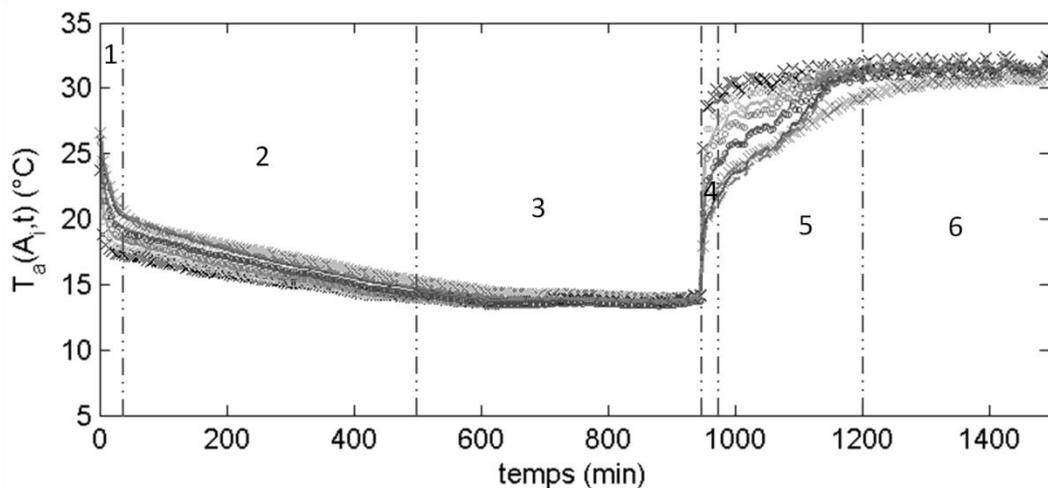


Figure 4. 24 : Essai échangeur-stockeur N°2 position verticale ; températures numériques (lignes continue) et expérimentales (marqueurs) de l'air en A_1 (croix noires) et de paroi en A_2 (gris clair), en A_5 (gris foncé), en A_7 (noir) et en A_8 (croix grises) en fonction du temps pour la régénération ($Q_v=510 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) et pour le rafraîchissement ($Q_v=510 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) ; 09/04/2012

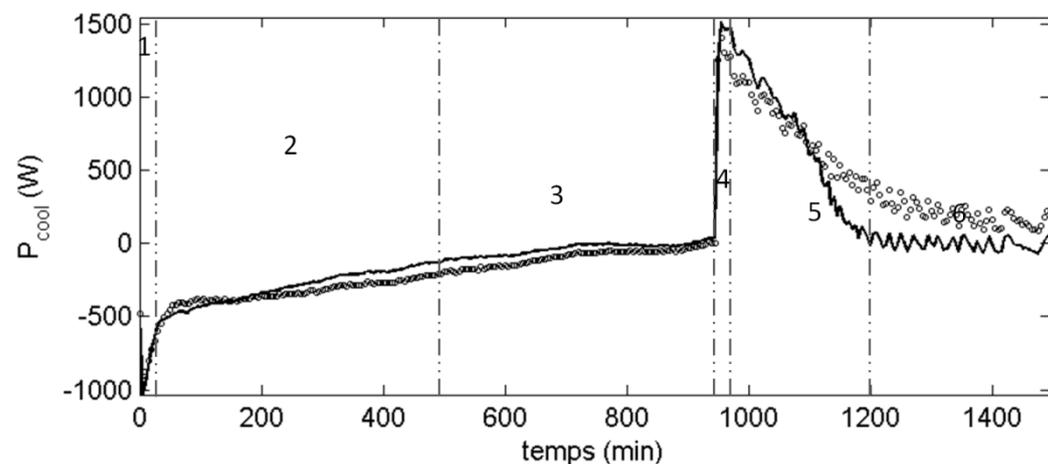


Figure 4. 25 : Essai échangeur-stockeur N°2 position verticale ; puissance de rafraîchissement en fonction du temps pour la régénération et pour le rafraîchissement ($Q_v=510 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) ; 09/04/2012

Domaine concerné	Paramètre X	Valeur initiale	Incertitude
MCP	L_f (kJ.kg ⁻¹)	215	[-18 ; +18]
	T_f (°C)	28	[-3,+3]
	ΔT_f (°C)	1,2	[-0,6 ; 0,6]
Air	Q_v (m ³ .h ⁻¹)	607	[-61 ; +61]
	χ (-)	2,80	[-0,8 ; +0,8]

Tableau 4. 7 : Paramètres d'entrée pour l'étude de sensibilité des performances du modèle pour le prototype N°1

Domaine concerné	Paramètre X	Valeur initiale	Incertitude
MCP	L_f (kJ.kg ⁻¹)	134	[-10 ; +10]
	T_f (°C)	21	[-2,+2]
	ΔT_f (°C)	1,6	[-0,6 ; 0,6]
Air	Q_v (m ³ .h ⁻¹)	510	[-51 ; +51]
	χ (-)	3,5	[-0,8 ; +0,8]

Tableau 4. 8 : Paramètres d'entrée pour l'étude de sensibilité des performances du modèle pour le prototype N°1

Les figures 4.26 et 4.27 montrent respectivement l'écart absolu de la puissance fournie en fonction de l'écart absolu du temps de changement de phase pour le demi-cycle de rafraîchissement et pour le demi-cycle de régénération. Concernant le rafraîchissement, la figure 4. 26 présente l'écart entre la puissance mesurée et simulée en fonction de l'écart sur les temps de cycle. L'écart moyen sur la puissance varie entre 11% et 39% alors que l'écart sur le temps de cycle varie entre -53% et 200%. Bien qu'il existe des solutions où l'écart sur le temps de cycle s'annule, l'écart minimal sur la puissance est égal 11%. Le paramètre en commun pour ces valeurs minimales sur la puissance est la température de fusion égale à 28,15°C.

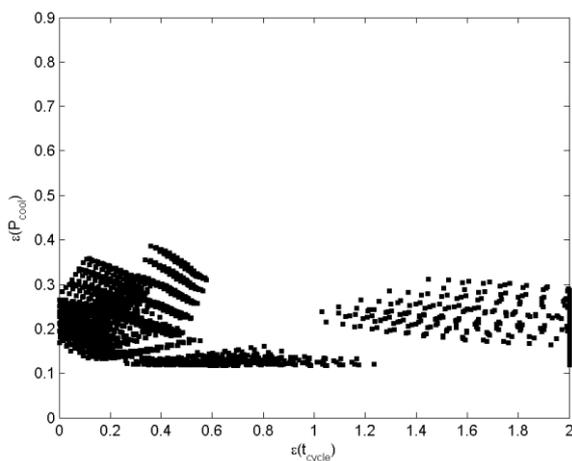


Figure 4. 26: Ecart de puissance en fonction de l'écart de temps de cycle entre les résultats expérimentaux et les résultats de simulations suivant différents paramètres pendant le cycle de rafraîchissement

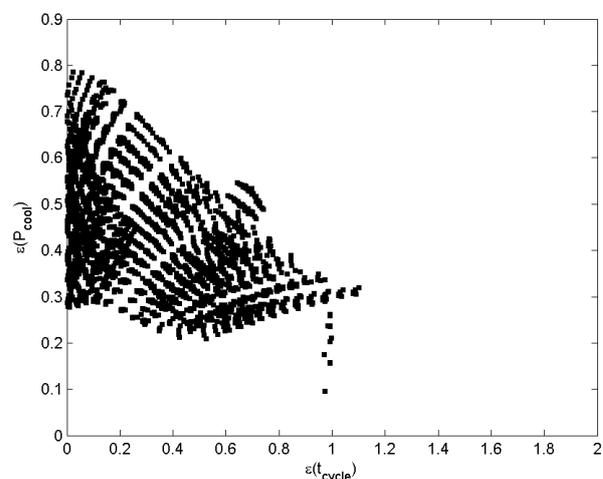


Figure 4. 27: Ecart absolu de puissance en fonction de l'écart absolu de temps de cycle entre les résultats expérimentaux et les résultats de simulations suivant différents paramètres pendant le cycle de régénération

Concernant la solidification, les écarts de puissances en figure 4. 27 sont tous strictement supérieurs à 25 % alors qu'il existe des combinaisons de paramètres annulant l'écart du temps de cycle. Les indices de sensibilité permettent d'établir l'influence des différents paramètres et hypothèses sur les résultats. L'indice de sensibilité de chaque paramètre X_i prenant r valeurs différentes (répliquées) sur la sortie Y est calculé selon la méthode de McKay (McKay, 1995) telle que :

$$S_i = \frac{r \sum_{j=1}^N (\bar{y}_j^{(i)} - \bar{y})^2 - \frac{1}{r} \sum_{j=1}^N \sum_{k=1}^r (y_{jk}^{(i)} - \bar{y}_j)^2}{\sum_{j=1}^N \sum_{k=1}^r (y_{jk}^{(i)} - \bar{y})^2} \quad (4-3)$$

où \bar{y}_j est la moyenne inter réplication telle que $\bar{y}_j = \frac{1}{r} \sum_{k=1}^r y_{jk}$ et \bar{y} est la valeur moyenne de toute les valeurs y telle que : $\bar{y} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \bar{y}_j$.

Les figures 4.28 et 4.29 montrent respectivement la valeur des indices de sensibilité normalisée par la valeur maximale obtenue pour les demi-cycles de rafraîchissement et de régénération. Dans la figure 4. 28, la température de fusion du MCP est le paramètre le plus largement prépondérant dans la justesse du modèle par rapport à l'expérience pour la puissance et le temps de cycle ainsi que pour la puissance du demi-cycle de rafraîchissement (cf. Figure 4. 29). Concernant le temps de cycle de la régénération, le facteur prépondérant est le débit d'air.

Cette rapide analyse de sensibilité a permis de mettre en évidence que la caractérisation du MCP et particulièrement la température de changement de phase est un facteur important de la modélisation mais c'est également le plus onéreux. En effet, une caractérisation précise du changement de phase par DSC mobilise une machine pendant une semaine. La méthode T-history donne de très bons résultats mais l'investissement initial financier dans une enceinte climatique reste important. De plus, on est incapable de définir une seule et unique combinaison de paramètres minimisant les deux critères choisis.

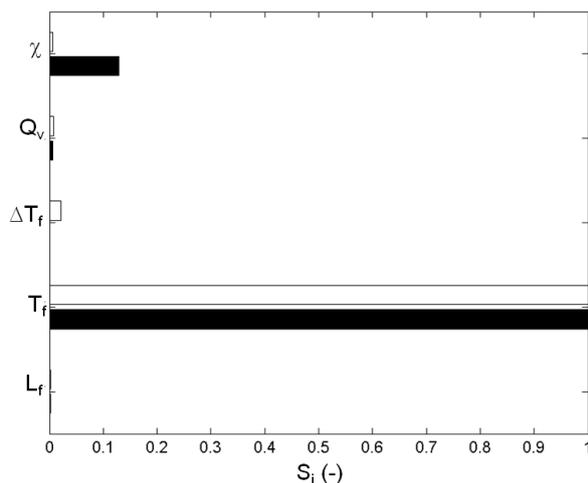


Figure 4. 28: Valeur normalisée des indices de sensibilité des paramètres sur l'écart de puissance (noir) et sur l'écart de temps de fusion (blanc) pour le demi-cycle de rafraîchissement ; prototype N°1

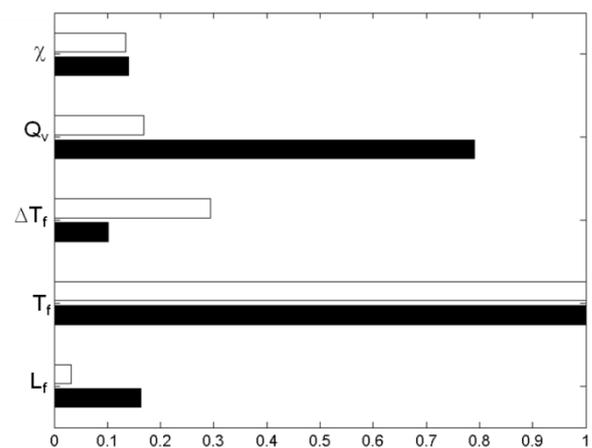


Figure 4. 29: Valeur normalisée des indices de sensibilité des paramètres sur l'écart de puissance (noir) et sur l'écart de temps de solidification (blanc) pour le demi-cycle de régénération; prototype N°1

a) Analyse de sensibilité des performances du modèle thermique pour le prototype N°2 en position horizontale

De la même manière que pour le prototype N°1, l'analyse de sensibilité a été réalisée sur le prototype N°2 en position horizontale et verticale en se basant sur les résultats expérimentaux présentés dans le paragraphe 4.1.3.3. L'analyse se base sur les mêmes paramètres identifiés comme incertains dans le paragraphe précédent. Les valeurs initiales et les intervalles (cf. tableau 4. 9) ont été modifiés pour correspondre aux caractéristiques de la paraffine RT21, aux débits des expériences et au facteur correctif déterminé dans le paragraphe 4.1.3.1.

Domaine concerné	Paramètre X	Valeur initiale	Incertitude
MCP	L_f (kJ.kg ⁻¹)	134	[-10 ; +10]
	T_f (°C)	19	[-3,+3]
	ΔT_f (°C)	1,6	[-0,6 ; 0,6]
Air		392 (Raf horizontale)	[-39 ; +39]
	Q_v (m ³ .h ⁻¹)	294 (Reg horizontale)	[-61 ; +61]
		510 (verticale)	[-61 ; +61]
	χ (-)	4,57	[-0,8 ; +0,8]

Tableau 4. 9 : Paramètres d'entrée pour l'étude de sensibilité

Les figures 4.30 et 4.31 montrent les indices de sensibilité calculés à partir de la comparaison entre les résultats expérimentaux obtenus pour l'échangeur en position horizontale (expérience du 13/03/2013). Les figures 4.32 et 4.33 montrent les indices de sensibilité obtenus pour les résultats de l'échangeur en position verticale (expérience du 09/04/2013). Parmi les paramètres identifiés (la chaleur latente L_f , la température de changement de phase T_f , la plage de température ΔT_f , Le débit d'air Q_v et le facteur correctif), les paramètres le plus influents sont encore la température de changement de phase, le débit et le facteur correctif.

L'analyse de sensibilité des performances du modèle thermique sur les résultats d'expérience du prototype N°2 confirme l'analyse réalisée sur le prototype N°1. Une caractérisation précise des propriétés thermiques de chaque MCP est nécessaire avant de pouvoir simuler son comportement dans un échangeur-stockeur.

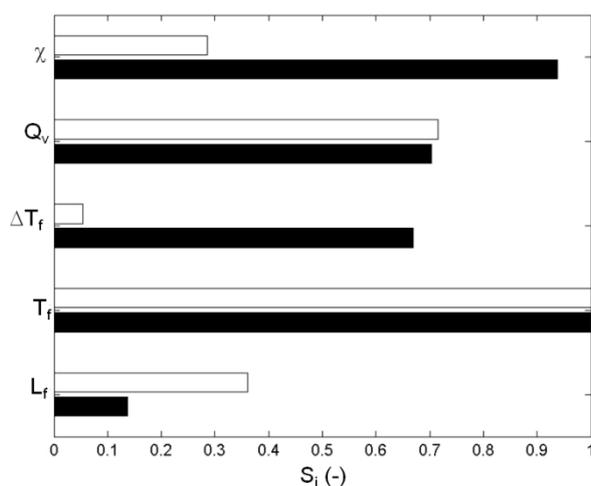


Figure 4. 30: Valeur normalisée des indices de sensibilité des paramètres sur l'écart de puissance (noir) et sur l'écart de temps de fusion (blanc) pour le demi-cycle de rafraîchissement ; prototype N°2 en position horizontale

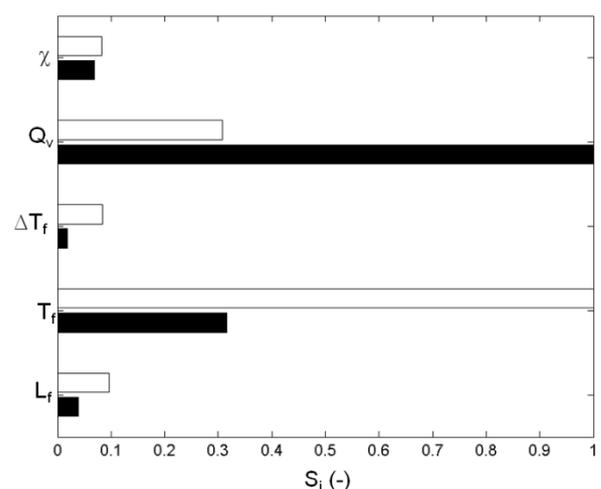


Figure 4. 31: Valeur normalisée des indices de sensibilité des paramètres sur l'écart de puissance (noir) et sur l'écart de temps de solidification (blanc) pour le demi-cycle de régénération; prototype N°2 en position en horizontale

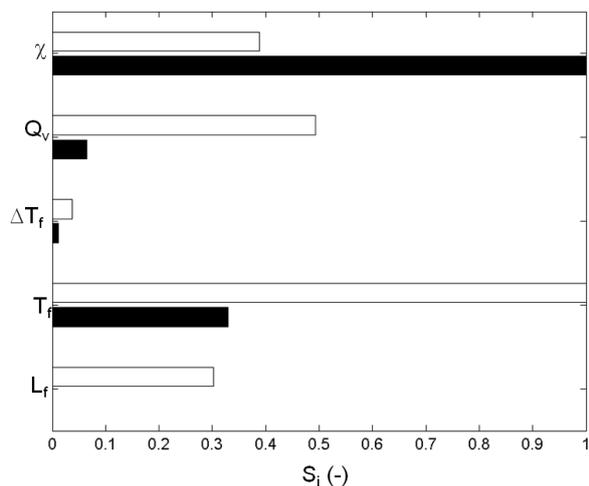


Figure 4. 32: Valeur normalisée des indices de sensibilité des paramètres sur l'écart de puissance (noir) et sur l'écart de temps de fusion (blanc) pour le demi-cycle de rafraîchissement ; prototype N°2 en position verticale

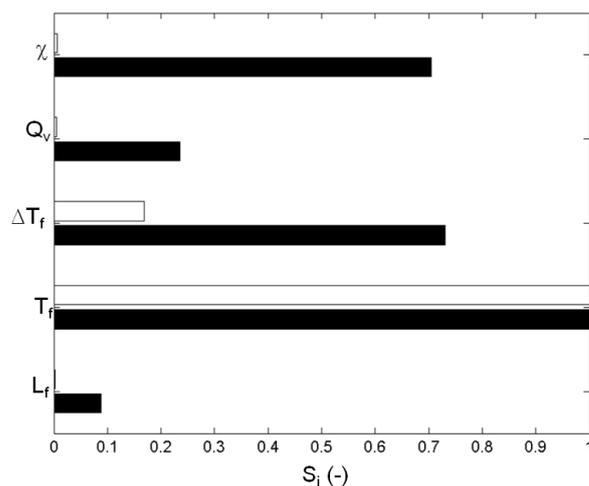


Figure 4. 33: Valeur normalisée des indices de sensibilité des paramètres sur l'écart de puissance (noir) et sur l'écart de temps de solidification (blanc) pour le demi-cycle de régénération; prototype N°2 en position en verticale

L'outil de simulation étant validé pour trois géométries encadrant le domaine de validité, il est à présent possible de l'utiliser pour dimensionner. La deuxième étape de la stratégie de dimensionnement du système est la co-simulation du système pour évaluer les performances d'une solution d'échangeur-stockeur dans des conditions réelles simulées.

4.2 Validation de la co-simulation

La stratégie de co-simulation permet la simulation du système de rafraîchissement et du bâtiment dans lequel il est installé simultanément. Avant de simuler différentes solutions d'échangeur-stockeur, il est nécessaire d'évaluer la validité du modèle de co-simulation. Pour cela, nous calons le modèle de la maison NAPEVOMO sans le système de rafraîchissement en fonction des données expérimentales relevées pendant le premier semestre de l'année 2013. Dans un second temps, les données d'une campagne d'essais entre le prototype N°1 et la maison équipé également d'un convecteur électrique.

Des mesures de température de rayonnement global et de températures ont été obtenues par l'intermédiaire de la station météorologique située sur le site d'Arts et Métiers ParisTech, à Talence (33). Ces mesures présentées en figures 4.34 et 4.35, une fois converties par Meteotest (METEOTEST, s. d.) au format epw compatible avec EnergyPlus permettront de simuler la maison sous des conditions comparables à celle de la maison NAPEVOMO et ainsi comparer les résultats expérimentaux obtenus des mesures de températures dans la maison NAPEVOMO et les résultats issus de la co-simulation.

La figure 4. 35 montre que la température extérieure a été basse pendant le mois de juin 2013 (du jour 151 au jour 181) et particulièrement pendant la seconde moitié du mois durant laquelle la température n'a pas dépassé 25°C. Ces conditions exceptionnelles ont impliqué l'utilisation d'un convecteur électrique lors des essais expérimentaux sur les performances du système installé dans la maison NAPEVOMO.

4.2.1 Calage du modèle de STD

Dans un premier temps, une comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques est réalisée afin de caler le comportement thermique de la maison sans système de rafraîchissement et sans convecteur électrique. La période d'étude pour le calage du modèle s'étale du 01/01/2013 au 22/05/2013. Lors de cette période la maison a été soumise à deux consignes différentes : un thermostat fixé et conditions flottantes de la température.

Le système utilisé pour la régulation du thermostat est une Pompe à Chaleur (PAC) de puissance 3 kW en chauffage avec une Ventilation Mécanique Contrôlée (VMC) double flux (récupération de la chaleur sur l'air vicié pour l'air soufflé).

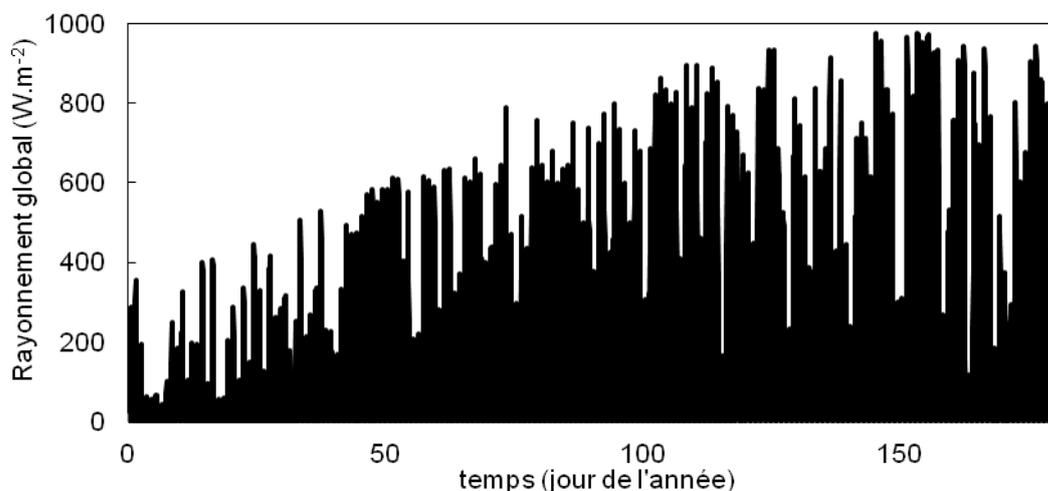


Figure 4. 34: Rayonnement global en fonction du temps ; données météorologiques mesurées à Talence (33) sur la période du 1^{er} janvier 2013 au 30 juin 2013

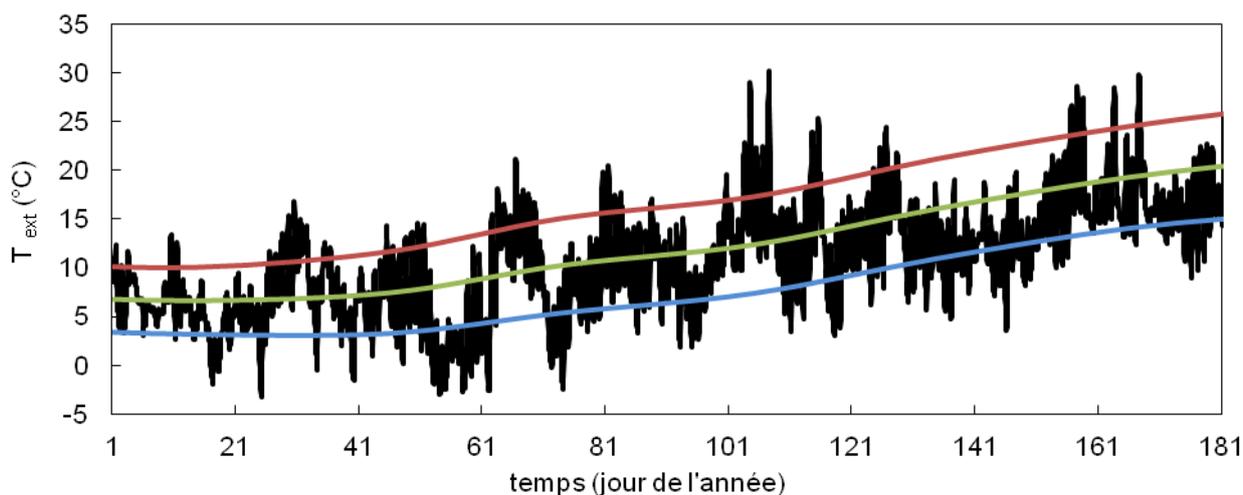


Figure 4. 35: Température extérieure en fonction du temps ; données météorologiques mesurées à Talence (33) sur la période du 1^{er} janvier 2013 au 30 juin 2013 (noir), Températures normales maximales (rouge), moyennes (vert) et minimales (bleue) sur la période 1971-2000

La première période de simulation est effectuée sur la période entre le jour 0 de l'année 2013 (1^{er} janvier 2013) et le jour 102 de la même année (13/04/2013). Le thermostat de chauffage est fixé à 21°C. Cependant dans la réalité, la pompe à chaleur maintient la température entre 20,5 et 21,5 °C.

La figure 4. 36 présente la comparaison entre la température intérieure de la maison NAPEVOMO mesurée par le capteur TEHOR® (Ecocampus, s. d.) et la température intérieure simulée par NAPEVOMO sur la période du 01/01/2013 (jour 0) au 13/04/2013 (jour 102). La figure 4. 36 montre que la température de la maison est bien maintenue par la pompe à chaleur entre 20,5 et 21,5°C. De plus, les surchauffes régulières jusqu'à atteindre 25°C montrent que la maison profite bien des apports solaires lors des jours ensoleillés.

Concernant le modèle, on remarque qu'il a été choisi d'appliquer des conditions idéales de chauffage avec une consigne à 21°C. Bien que les surchauffes dans la simulation correspondent bien aux surchauffes mesurées, elles sont dans la plupart des cas sous-évaluées, particulièrement les surchauffes journalières. Ceci peut-être

induit par une surévaluation de l'inertie de la maison ou de la ventilation. L'hypothèse de l'inertie se confirme pendant les périodes longues (jour 45 à jour 54 et jour 61 à jour 70) de surchauffe car la température simulée descend moins rapidement que la température mesurée pendant la nuit. La température moyenne simulée pendant ces périodes de surchauffe augmente alors de manière constante. Finalement, l'écart moyen absolu entre la mesure et la simulation est de 2,5% sur la période du 01/01 au 13/04 et l'écart maximal est de 16%.

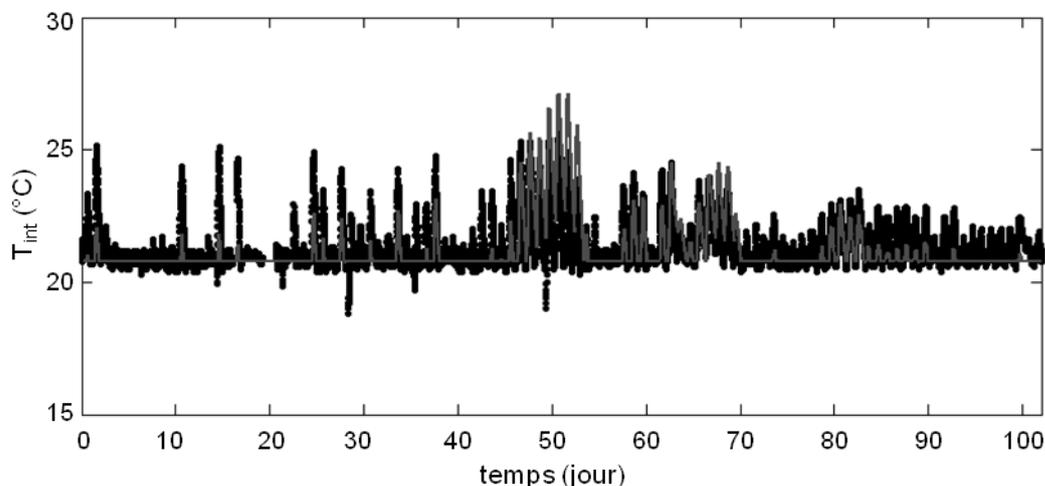


Figure 4. 36: Température de la maison NAPEVOMO du 1^{er} au 103^{ème} de l'année 2013 mesurée par le capteur Intérieur TEHOR (points noirs) et simulée par le logiciel Energy+ (ligne continue grise)

Entre le 1^{er} et 22 mai, la maison a été soumise des conditions flottantes, c'est-à-dire qu'aucun thermostat de chauffage ni de rafraîchissement n'a été fixé. La maison pendant cette période était également inoccupée. La figure 4. 37 présente la comparaison entre la température intérieure de la maison mesurée par le capteur TEHOR et celle simulée par le logiciel Energy+.

Dans la figure 4. 37 , la température simulée suit l'allure des variations journalières de la température mesurée à l'intérieur de la maison, mais elles ne se superposent que très rarement. La moyenne de l'écart absolu entre les deux températures reste tout de même faible avec 3% soit environ 0,6°C. L'écart maximal est de 10% soit environ 2°C d'écart.

La maison NAPEVOMO a été inoccupée sur la période du premier semestre 2013, la vérification du respect du modèle par rapport à la maison a donc été facilitée. Cependant, la plus grande incertitude dans le comportement de la simulation de la maison reste les scénarios d'occupation et d'apports internes.

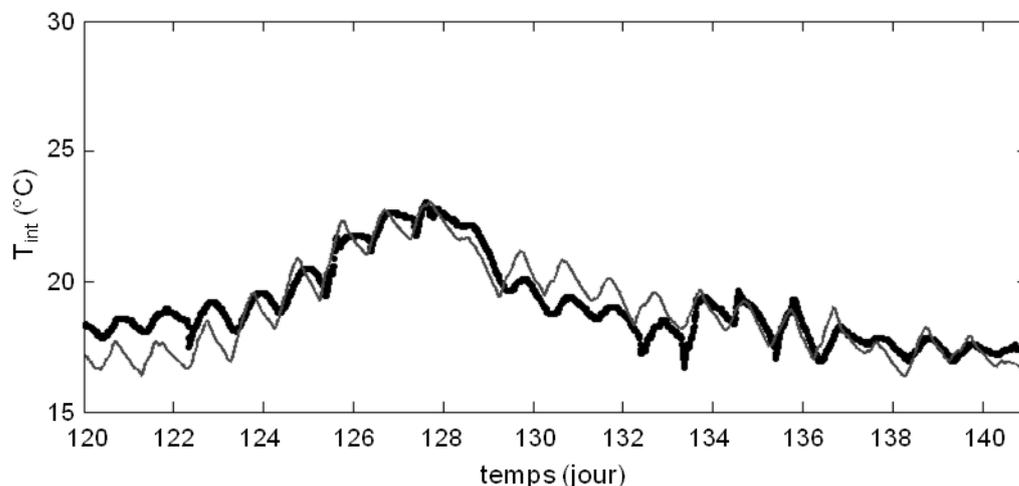


Figure 4. 37: Température de la maison NAPEVOMO du 01/05 (jour 120) au 21/05 (jour 141) de l'année 2013 mesurée par la console de la station météorologique et simulée par le logiciel Energy+

1.1.1. Co-simulation NAPEVOMO/Echangeur-stockeur

4.2.1.1 Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental mis en place est composé du système LHTES installé dans la maison depuis sa construction en juillet 2012 et d'un convecteur électrique d'une puissance 1 500 W (cf. figure 4. 38 en haut à droite) afin de forcer la montée en température de la maison. Le système de LHTES est composé (1) d'un ventilateur d'un débit de $300 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ pour une puissance de 170 W, (2) de quatre vannes aérauliques permettant de choisir entre l'intérieur ou l'extérieur et (3) de deux échangeurs-stockeurs remplis avec de la paraffine RT21. La bouche d'extraction est située dans la pièce principale à 2,4 m et la bouche de soufflage est située à 0,18 m du sol (voir figure 4. 38).

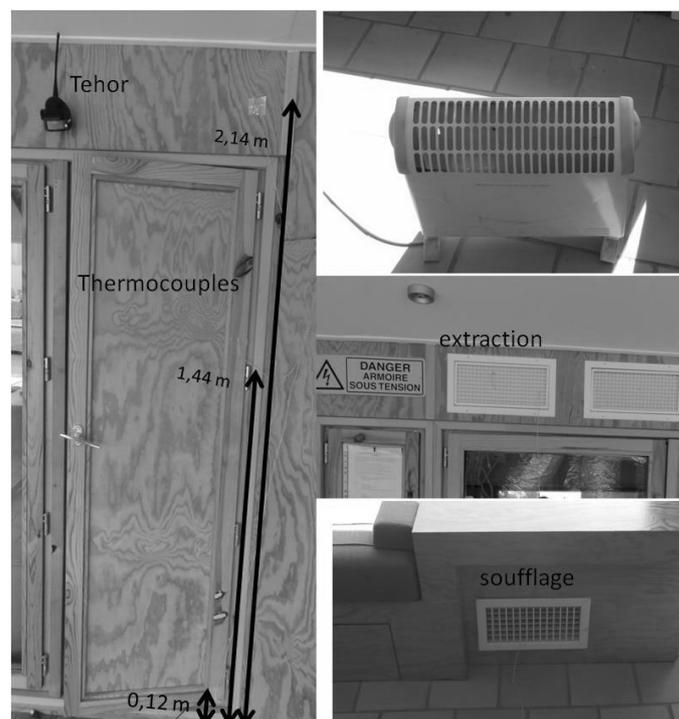


Figure 4. 38: Photographies du dispositif expérimental dans la maison NAPEVOMO : Thermocouples et capteur TEHOR (à gauche), le convecteur électrique, les grilles d'extraction et de soufflage (à droite de haut en bas)

Concernant la mesure, la maison est équipée d'un système de monitoring composé d'une station météorologique (températures extérieure et intérieure, pyromètre plan, vitesse et direction du vent, pluviométrie) et de capteurs TEHOR (cf. figure 4. 38) (présence, température, éclairage naturel et éclairage artificiel). Pendant la campagne d'essai du prototype, le système de monitoring est complété par les sondes de température de l'automate programmable (températures entrée et sortie, Etat du système) et cinq thermocouples de type K mesurant la température de l'air à la bouche d'extraction, à la bouche de soufflage et dans la pièce à 3 hauteurs différentes h_1 , h_2 et h_3 respectivement à 0,12 m, 1,44 m et 2,43 m (cf. figure 4. 38). L'acquisition du système de monitoring a un pas de temps de 10 min alors que le pas de temps d'acquisition des thermocouples et de l'automate est de 1 minute.

4.2.1.2 Correction de la température de l'air d'entrée

Les logiciels de Simulation Thermique Dynamique (STD) du bâtiment utilisent généralement un seul nœud par zone thermique pour la température intérieure de l'air. Or, lors des premières exploitations des résultats deux phénomènes induits par les systèmes utilisés ont été constatés : 1) la stratification de l'air produite par le convecteur électrique et 2) des phénomènes de mouvements d'air tridimensionnels quand le système de

rafraîchissement fonctionne en mode rafraîchissement. Par conséquent, il est donc nécessaire de corriger la température de l'air d'entrée en mode rafraîchissement par rapport à la température moyenne donnée par le logiciel de STD.

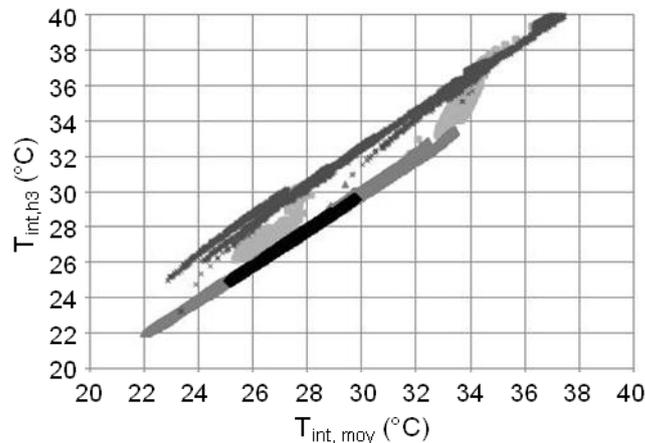


Figure 4. 39: Température de l'air à 2,4 m en fonction de la température moyenne de la pièce suivant différentes situations : sans systèmes énergétique (points gris intermédiaires), avec le chauffage seul (croix gris foncé), avec le rafraîchissement seul (points noirs) et avec le chauffage et le rafraîchissement (points gris pâle)

La figure 4. 39 représente la température intérieure de la pièce mesurée par le thermocouple à la hauteur h_3 en fonction de la moyenne des températures en h_1 , h_2 et h_3 . Comme le montre la figure 4. 39, la température en position haute est égale à la température moyenne de la pièce quand aucun système ne fonctionne ou seulement le rafraîchissement, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de stratification de l'air. Par contre, quand le chauffage fonctionne la température de l'air en position haute est supérieure d'environ $2^{\circ}C$ par rapport à la température moyenne. Dans les trois cas, la température en position haute est proportionnelle à la température moyenne, toutefois le comportement paraît plus aléatoire quand le chauffage et le rafraîchissement fonctionnent en même temps (points gris pâle).

La figure 4. 40 montre la température de l'air en entrée du système en fonction de la température moyenne de la pièce avec et sans chauffage. Cependant, la température en entrée est inférieure à la température à la même hauteur quelque soit le cas de figure. Ceci montre bien qu'il y a effet de mouvement d'air. Nous pensons que la grille d'extraction étant dans l'alignement de la grille de soufflage, une partie de l'air rafraîchi est extraite avant que celui-ci soit mélangé avec l'air intérieur de la pièce. Une corrélation entre la température d'entrée de l'air dans le système LHTES et la température intérieure de la maison (température moyennée à partir des mesures des thermocouples à 3 hauteurs) a été déterminée à partir des résultats expérimentaux présentés en figure 4. 40 telle que :

$$T_{in} = -5,18 \cdot 10^{-2} T_{int}^2 + 4,029 T_{int} - 45,425 \quad (4- 4)$$

Par conséquent, la température de l'air en entrée du système Air/MCP est calculée à partir de la température intérieure moyenne donnée par le logiciel de STD et la corrélation (4- 4). Le modèle simule alors le comportement du système sur l'intervalle du pas de temps d'Energy+ (10 ou 15 minutes) avec une discrétisation temporelle d'une minute.

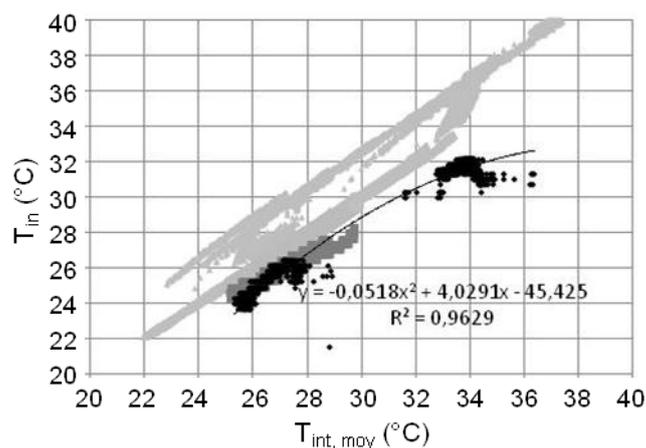


Figure 4. 40: Température de l'air en entrée du système en fonction de la température moyenne de la pièce avec (gris foncé) et sans chauffage (gris clair) ; $T_{int,h3}$ en gris pâle

4.2.1.3 Résultats expérimentaux et résultats de la co-simulation

La simulation est exécutée sur la période du 01/06/2013 (jour 151) au 25/06/2013 (jour 176) durant laquelle la maison NAPEVOMO a été équipée du dispositif présenté dans le paragraphe précédent. Les figures 4.41 et 4.42 montrent respectivement la comparaison des températures d'air entrée/sortie du système et de la température intérieure entre la co-simulation et des données mesurées sur la maison NAPEVOMO. Les deux figures sont accompagnées d'un chronogramme renseignant l'état du système de chauffage (gris clair) et du système de rafraîchissement selon ses deux modes de fonctionnement : régénération (noir) et rafraîchissement (gris foncé). Le tableau 4. 10 résume la comparaison entre l'essai expérimental et la simulation.

La figure 4. 41 montre les températures de l'air en entrée (a) et en sortie (b) mesurées par les sondes de température de l'automate programmable et simulées à partir de l'air extérieur en mode régénération ou l'air intérieur avec la corrélation (4- 4) en mode rafraîchissement. Pendant le mode de régénération, les températures d'entrée expérimentales et simulées évoluent de manières très similaires car la température d'entrée du modèle est la température du fichier météo 2013 de la station météo du centre Arts et Métiers ParisTech de Bordeaux alors que pendant le fonctionnement en mode rafraîchissement, l'écart entre expérience et simulation est légèrement plus élevé car le modèle thermique de la maison intervient dans son calcul. Cependant, la figure 4. 41 (b), montre que l'écart des températures en sortie est plus important en mode régénération qu'en mode rafraîchissement. Ceci est sûrement dû à la différence de comportement entre l'expérience et la simulation en mode régénération dans le paragraphe 4.1.3.2.

	$\varepsilon (T_{a,in})(\%)$		$\varepsilon (T_{a,out})(\%)$	
	moy	max	moy	max
Rafraîchissement	6,55	22,09	13,16	32,04
Régénération	7,09	30,07	8,53	46,96
Total	6,94	30,07	9,79	46,96

Tableau 4. 10 : Résumé des écarts de températures en entrée et en sortie du système pour la co-simulation de NAPEVOMO

La température expérimentale présentée en figure 4. 42 provient du capteur TEHOR (cf. figure 4. 2). Le capteur étant en position haute de la pièce. Sa température a été corrigée suivant la figure 4. 39 dans laquelle il a été observé un gradient de 2°C entre la température moyenne et la température haute quand le chauffage est en fonctionnement seul (sans rafraîchissement). La température simulée retranscrit bien la température mesurée par

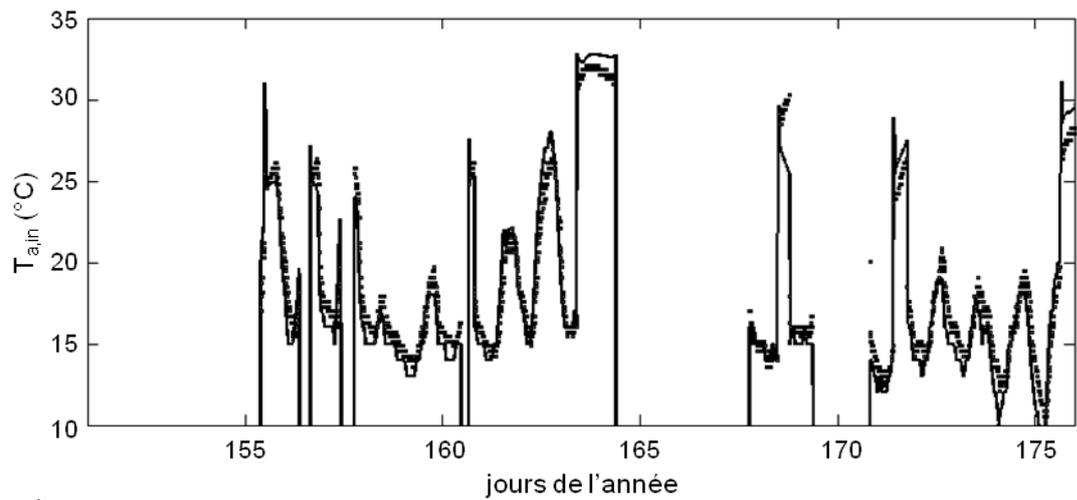
le capteur TEHOR avec un écart moyen de 0,5% entre les deux températures et un écart maximal de 31,9% qui peut être clairement identifié pendant le jour 170. Pendant les sept périodes de rafraîchissement, l'écart moyen entre les deux températures est légèrement supérieur avec 1,9% et un écart maximal de 10,9%.

4.3 Synthèse du chapitre 4

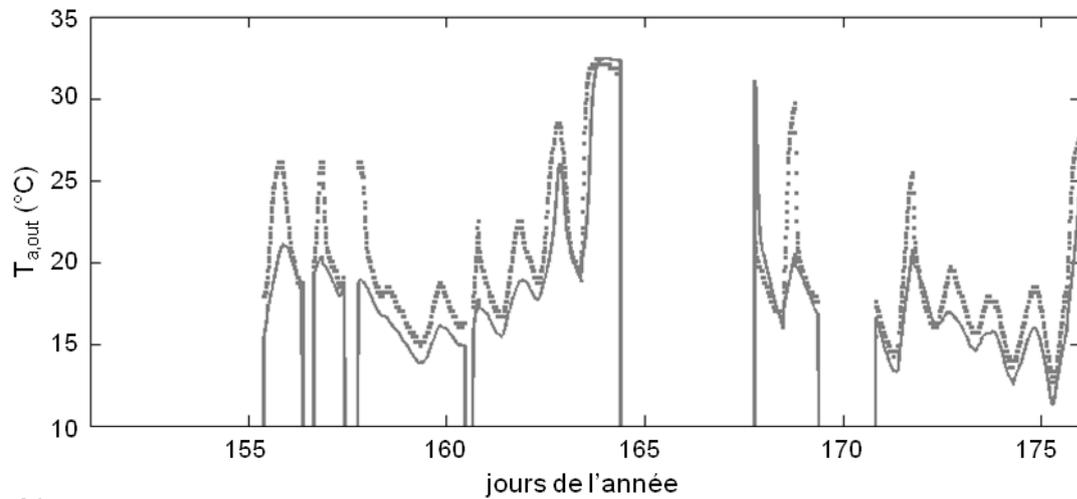
Ce chapitre a pour but de valider la partie simulation numérique dans le travail de pré-dimensionnement du système de rafraîchissement de l'air utilisant les MCP. Cette validation est réalisée en deux parties. Dans un premier temps, la validation concerne le modèle de simulation d'échangeur stockeur. Ce modèle se limite à la géométrie d'encapsulation rectangulaire avec un écoulement d'air horizontal. Dans un deuxième temps, le couplage entre la maison et un échangeur-stockeur (prototype N°1) rempli de paraffine RT21 est étudié. Le modèle thermique de la maison est tout d'abord calé avec les résultats expérimentaux entre le 1^{er} janvier et le 22 mai 2013 puis le couplage est testé sur les résultats du mois de juin 2013.

La première partie a permis de valider un unique modèle pour des géométries différentes avec des phénomènes différents intervenant tels que la convection naturelle et la fusion par contact proche. Bien que l'expérimentation d'échangeurs-stockeurs à l'échelle 1 apporte des phénomènes non attendus comme une mauvaise distribution de l'air (cf. paragraphe 4.1.3.3b)), le modèle numérique retranscrit de manière satisfaisante le comportement thermique des échangeurs-stockeurs aussi bien dans les phases transitoires (phase 1 et 4) que quasi-statique (phase 3 et 6). Pendant ce travail de thèse, l'effort de modélisation s'est concentré sur la fusion du MCP (mode rafraîchissement) car il a été identifié dès le départ comme complexe. Par conséquent, les résultats numériques sont plus fidèles pour la fusion du MCP que pour sa solidification. Afin de parfaire le modèle, il sera donc nécessaire d'étudier le comportement de différents MCP à la solidification à l'échelle macroscopique pour définir un coefficient d'échange équivalent.

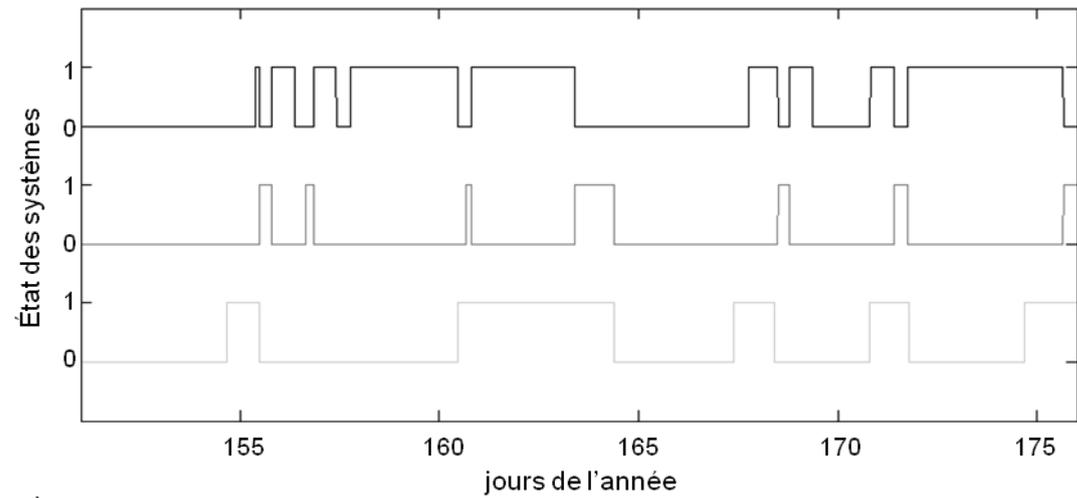
La deuxième partie a validé le couplage d'un échangeur-stockeur avec la maison NAPEVOMO. L'étude du couplage de deux systèmes complexes (maison et échangeur-stockeur) dont les réponses en température sont interdépendantes fut un défi important à relever car des phénomènes physiques non maîtrisés ont dû être identifiés comme la stratification de l'air, l'influence de la bouche de soufflage sur l'air extrait et l'inertie de la maison. Malgré ces incertitudes, la comparaison entre résultats numériques et résultats expérimentaux sont très prometteurs. La prochaine étape sera l'étude de l'échangeur-stockeur N°2 dans la maison SUMBIOSI qui est installée sur le site de l'IUT de l'Université de Bordeaux pour valider le comportement du couplage en mode automatique avec une influence réduite de l'air soufflé sur l'air extrait.



a)



b)



c)

Figure 4. 41: Comparaison des résultats de la co-simulation et du monitoring de la maison NAPEVOMO : température de l'air (a) en entrée et (b) en sortie du système et (c) chronogramme du fonctionnement du convecteur électrique (gris clair), du système de rafraîchissement en mode régénération (noir) et en mode rafraîchissement (gris foncé)

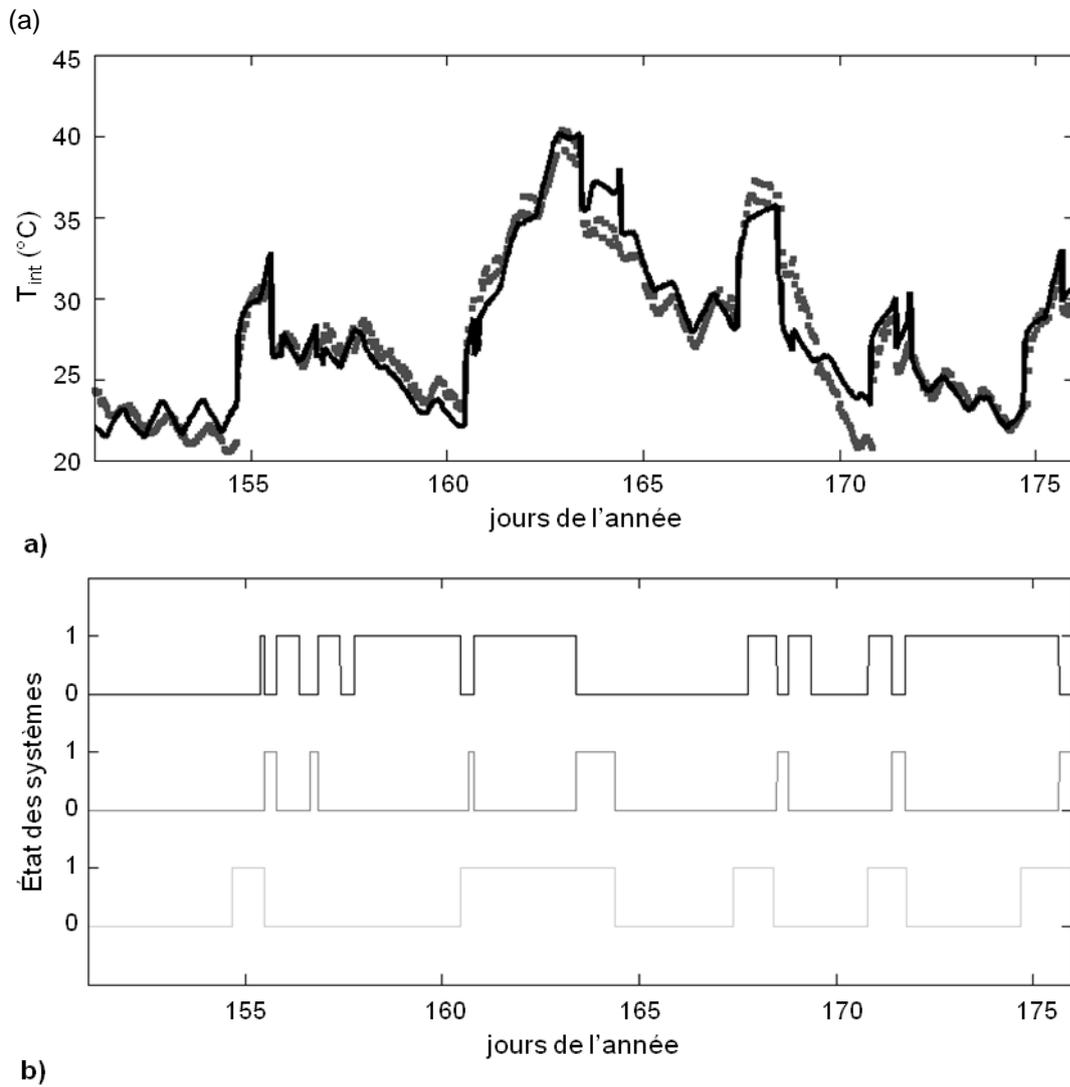


Figure 4. 42: Comparaison des résultats de la co-simulation et du monitoring de la maison NAPEVOMO :
 (a) température moyenne intérieure de l'air et (c) chronogramme du fonctionnement du convecteur électrique (gris clair) , du système de rafraîchissement en mode régénération (noir) et en mode rafraîchissement (gris foncé)

