

# Développement d'un échangeur-accumulateur de chaleur pour une maison basse consommation

M. Sc. Y. VAISSAUD  
Dr Ir. V. HANUS  
PIERRARD – Virton

*Cet article détaille la conception et le test d'un échangeur-accumulateur de la chaleur intégré dans la ventilation pour le chauffage d'une maison basse consommation. Une simulation permet de guider le choix d'un design de l'échangeur. Le design final est sélectionné en respectant les contraintes de fabrication. Ensuite, le prototype de l'échangeur est couplé à une pompe à chaleur (PAC) avec un système de ventilation en laboratoire, permettant d'évaluer sa performance (puissance échangée et capacité de stockage) et de la comparer à la simulation.*

*Mots-clefs : simulation thermodynamique, échangeur de chaleur, pompe à chaleur.*

*This article explains the development process of a heat accumulator-exchanger integrated in a ventilation system for modern low consumption house. Thermodynamic simulation is done to obtain fundamental design parameters. The final design is selected based on fabrication constrains. The exchanger is connected to a heat pump with ventilation system in laboratory, in order to evaluate its performance and compare to the simulations.*

*Keywords : thermodynamic simulation, heat exchanger, heat pump.*

## 1. Contexte et objectifs

### 1.1. Contexte

La pompe à chaleur (PAC) est un système thermique qui extrait la chaleur d'une source froide et la transfère dans le milieu chaud. La chaleur obtenue est la somme de la chaleur extraite par la source (froid) et l'énergie requise pour alimenter le compresseur. Le coefficient de performance (COP) est défini comme le rapport entre la quantité d'énergie délivrée au milieu chaud par rapport à l'énergie consommée par le compresseur. Le COP se dégrade quand l'écart de température entre les deux échangeurs (condenseur et évaporateur) augmente [1].

Aujourd'hui, la consommation d'énergie dans une maison individuelle diminue au fur et à mesure que les standards d'isolation évoluent. Une maison passive (15 kWh/m<sup>2</sup>an) consomme 250 W en moyenne pour chauffer une maison de 150 m<sup>2</sup> à l'aide des technologies d'isolation thermique et de la Ventilation Mécanique Contrôlée (VMC) Cette évolution permet d'utiliser la PAC comme une source de chauffage (et rafraîchissement) à la place d'un chauffage classique (système combustible ou radiateur électrique).

L'accumulateur est un appareil stockant de la chaleur pour la restituer ensuite, utilisé souvent avec le chauffage pour optimiser la consommation (notamment lisser la production en comparaison des pics de consommation, éviter des arrêts-démarrages intempestifs, etc.). Ainsi, dans une pompe à chaleur délivrant de l'eau chaude, un stockage de cette eau chaude est généralement organisé à cette fin.

L'idée innovante de la société Cesi Power Exchanger est d'intégrer cet accumulateur dans l'échangeur de chaleur même et de diminuer ainsi la consommation totale pour le chauffage d'une maison moderne de basse consommation avec une PAC air-air en supprimant le fluide intermédiaire utilisé habituellement pour le stockage de chaleur (classiquement, un ballon tampon). Ce type de PAC puise la chaleur directement dans l'air extérieur via son évaporateur pour l'injecter directement à l'air intérieur via son condenseur. Ce faisant, on peut réduire l'écart de température entre le fluide frigorigène dans le condenseur et l'air ambiant de la maison, vu que l'introduction d'un fluide intermédiaire tel que l'eau augmente cet écart de température. Cela a pour incidence d'augmenter le COP de la pompe à chaleur.

### 1.2. Objectif et approche

L'objectif de la recherche est de concevoir et réaliser un système d'accumulateur-échangeur de chaleur intégré avec un système de PAC, au niveau de son condenseur, qui redistribue sa chaleur dans l'habitation au moyen d'une VMC (voir figure 1).

Comme l'air a une faible capacité thermique, ce système ne convient que pour des habitations à faible besoin en puissance thermique. La chaleur est stockée dans une masse importante d'un béton réfractaire qui possède une capacité de stockage thermique importante. Sa densité (environ  $3000 \text{ kg/m}^3$ ) permet de stocker la chaleur et il peut être facilement moulé pour fabriquer l'échangeur.

Dans ce but, la première étape est une simulation 1D thermodynamique pour quantifier l'échange en tenant compte des contraintes de fabrication dans le but d'obtenir les designs possibles pour un échangeur. La simulation par éléments finis (2-3 D) est réalisée pour confirmer les performances d'échange et de déstockage. Ces performances sont évaluées et confirmées par les moyens expérimentaux au laboratoire en utilisant une PAC commerciale et un système de ventilation.

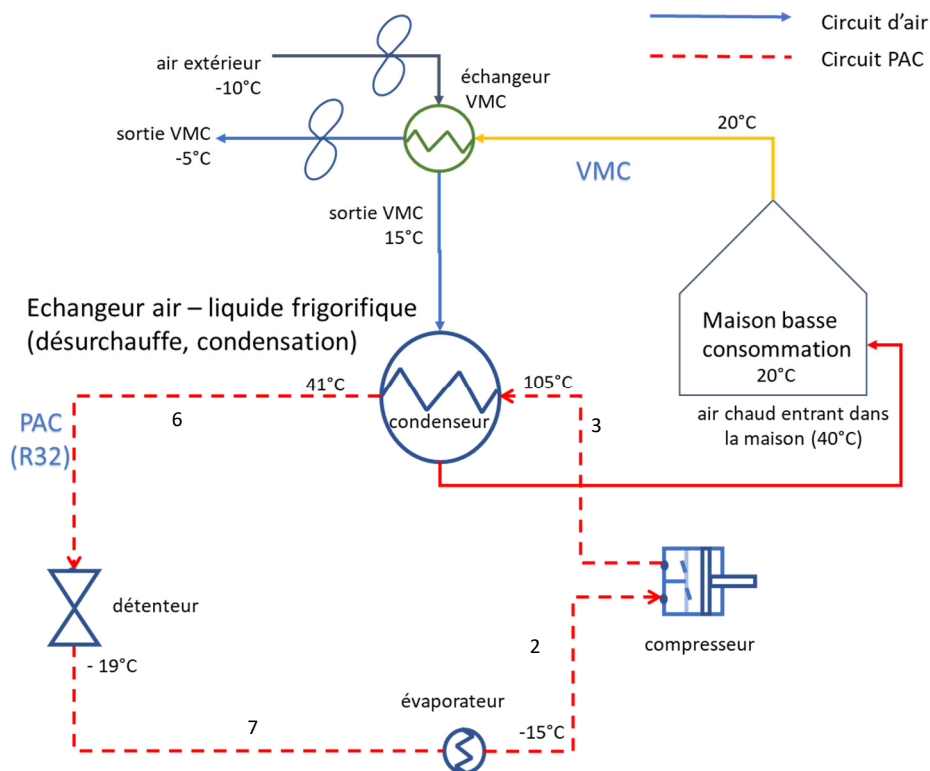


Figure 1 : Schéma de l'échangeur-accumulateur dans le circuit de la PAC

## 2. Modélisation du système

### 2.1. Chauffage avec une PAC et une VMC double flux

La source de chaleur (imposée par le cahier des charges) est une pompe à chaleur utilisant un liquide frigorigère, en l'occurrence le R32.

L'état de R32 à chaque position d'un cycle de PAC est défini comme suit (voir également figure 1) :

- 1 : Fin de l'évaporation dans l'évaporateur
- 2 : Sortie surchauffée de l'évaporateur, entrée du compresseur
- 3 : Sortie surchauffée du compresseur, entrée du condenseur (entrée d'échangeur)
- 4 : Début de condensation dans le condenseur
- 5 : Fin de condensation dans le condenseur
- 6 : Sortie sous-refroidie du condenseur, entrée du détendeur (sortie d'échangeur)
- 7 : Sortie du détendeur, entrée de l'évaporateur

Considérant une maison passive moderne, cette dernière est équipée d'une VMC double flux avec récupération de la chaleur sur l'air vicié. L'air qui entre dans la PAC est plus chaud que celui de l'extérieur ( $T_{\text{air [6]}} = 15^\circ\text{C}$ ). La puissance thermique de la PAC est de 3 kW. Le pincement de condenseur (position 4) est choisi égal à  $6^\circ\text{C}$ .

Le calcul du cycle permet d'obtenir la figure 2. Les valeurs des propriétés physiques du liquide frigorigène sont synthétisées dans le

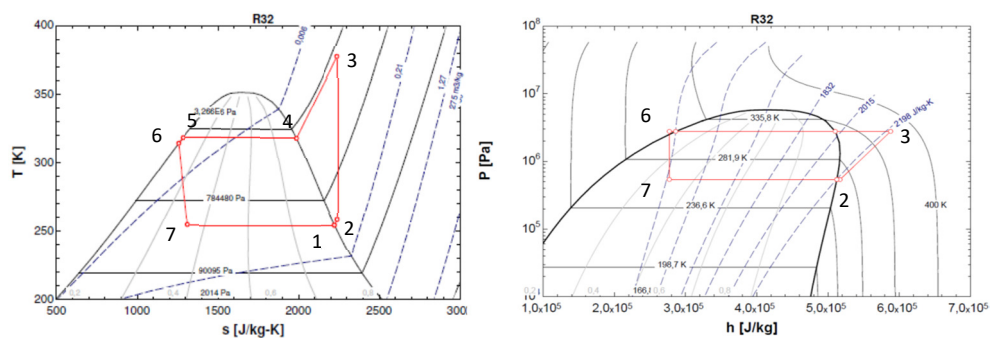


Figure 2 : Cycle de la PAC avec le R32

	h [J/kg]	p [bar]	T [C]
point 1	510,3	4,21	-18,9
point 2	514,6	4,19	-14,9
point 3	598,4	27,91	104,7
point 4	510,3	27,91	45
point 5	286,2	27,91	45
point 6	277,3	27,91	41
point 7	277,3	4,21	-18,9
point 8	510,3	4,21	-18,9

Tableau 1 : Propriétés des points du cycle avec le réfrigérant R32

## 2.2. Conception de l'échangeur (condenseur) et simulation 1D

### Concept

L'échangeur est situé au niveau du condenseur dans la PAC (entre les points 3 et 6). En traversant le circuit du condenseur, le liquide frigorigène R32 transfère son énergie à l'air et change de phase, passant par la désurchauffe (entre 3 et 4), la condensation (entre 4 et 5) et le sous-refroidissement (entre 5 et 6). Des tubes sont insérés dans un milieu en béton pour le passage de l'air. Au moyen d'un circuit frigorifique, la chaleur de la PAC est transférée du liquide au béton, stockée partiellement dans celui-ci et transférée à l'air (voir figure 3). Comme l'air passe de manière rectiligne, l'échangeur est à la fois co-courant et contre-courant. Pour simplifier la modélisation, il est modélisé comme un échangeur à contre-courant.

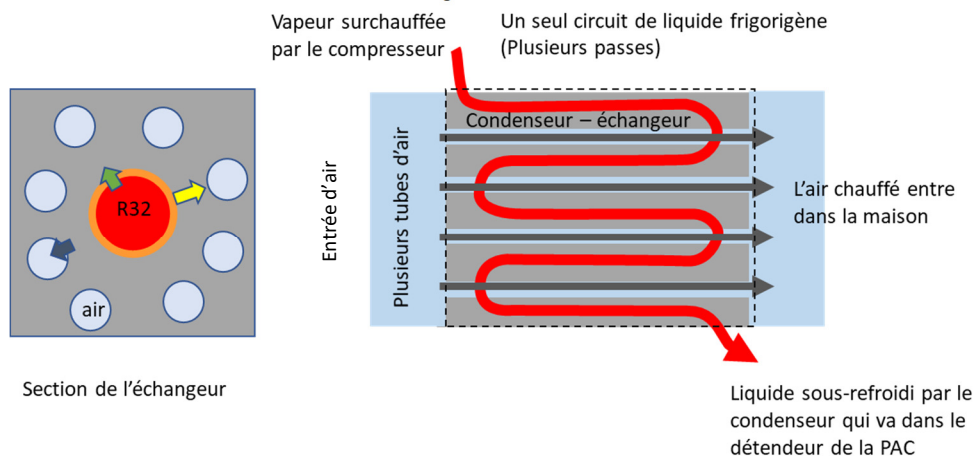


Figure 3 : Conception de l'échangeur

Les circuits de R32 et d'air sont isolés physiquement du béton respectivement par des tuyaux en cuivre et en aluminium (diamètre intérieur de 6 mm et diamètre extérieur de 8mm). Les tuyaux pour R32 sont pliés dans l'échangeur pour avoir la longueur suffisante pour condenser. Le rayon de cintrage est limité à 22 mm, du fait des contraintes mécaniques et de l'appareil de cintrage.

La paroi de l'échangeur en béton doit être suffisamment épaisse pour pouvoir couler le béton entre les tuyaux. Une étude de fabrication oriente le choix vers un espace de 7 mm.

Pour le côté de l'air (côté chauffé) :

- La perte de pression d'air est limitée à un maximum de 30 Pa. Ceci est raisonnable, comparé à la différence de pression générée par une VMC (300-400 Pa). La solution pour garantir cette limite de perte est de diminuer la longueur ou d'augmenter la surface de passage de l'air.
- Le débit d'air est de 400 m<sup>3</sup>/h (maison moyenne, basse consommation).
- Le transfert de la chaleur requis est de 3000 W (pour limiter la température de l'air à maximum 40°C lorsqu'il est soufflé dans l'habitation, suite à des considérations de sécurité ; il faut évidemment éviter de pulser cet air directement dans un volume occupé).

### **Modélisation de l'échangeur**

Le flux de chaleur total est donné par la conductance (inverse de la résistance  $R$ ) totale de l'échangeur [1, 2] :

$$Q = UA\Delta T (= 3000 W) \quad (1)$$

$\Delta T$  : différence de température moyenne logarithmique [K], et

$AU = R^{-1}$  : conductance [W/K].

Cette chaleur est consommée pour désurchauffer, condenser et refroidir le R32 dans le condenseur (2). Ce bilan énergétique est applicable pour chaque phase (désurchauffer, condensation, sous-refroidissement) :

$$Q = \dot{m} \times (h_{r[3]} - h_{r[6]}) (= 3000 W) \quad (2)$$

$\dot{m}$  : flux [kg/s], et

$h_{r[i]}$  : enthalpie de chaque point  $i$  [J/kg].

La résistance thermique est la somme de la résistance de chaque échange (convection ou condensation du R32, conduction des parois en béton, convection entre le béton et l'air).

$$(UA)^{-1} = R_{R32} + R_{conduction-béton} + R_{air} \quad (3)$$

Soit un exemple de la zone désurchauffée (points 3 à 4) : pour les 2 surfaces d'échange (air -béton et R32-béton), le coefficient échange est obtenu comme suit.

Pour l'air :

$$\begin{aligned} R_{air\_34}^{-1} &= h_{air\_34} A_{air\_34} \\ A_{air\_34} &= \pi D_{air} \times L_{air\_34} \times N_{air} \\ (L_{air\_34} &= L_{echangeur} \times Ratio_{34}) \end{aligned} \quad (4)$$

$A_{air\_34}$  : surface totale d'échange d'air de la zone de désurchauffe [m<sup>2</sup>],  
 $Ratio_{34}$  : ratio de la zone de désurchauffe par rapport à la surface totale, et  
 $L_{echangeur}$  : longueur d'un bloc d'échangeur.

Pour le R32,

$$\begin{aligned} R_{R32\_34}^{-1} &= h_{R32\_34} A_{R32} \\ A_{R32\_34} &= \pi D_{R32} \times L_{R32\_34} \times N_{R32} \\ (L_{R32\_34} &= L_{R32} \times Ratio_{34}) \end{aligned} \quad (5)$$

$L_{R32}$  : longueur d'un circuit de R32 (le débit de R32 est réparti entre différents circuits),

$N_{R32}$  : nombre de circuits de R32, et

$h_{R32\_34}$  : coefficient de convection [W/m<sup>2</sup>K], obtenu pour de la convection forcée dans un tube.

Pour la conduction de béton, on considère un échange cylindrique (voir figure 4) :

$$\frac{1}{R_{conduction}} = \frac{2\pi\lambda_{béton} \times L_{echangeur} \times Ratio_{L\_vapeur} \times N_{air}}{\ln\left(\left(\frac{D_{R32}}{2} + \text{Distance}_{R32-Air}\right) / \frac{D_{R32}}{2}\right)} \quad (6)$$

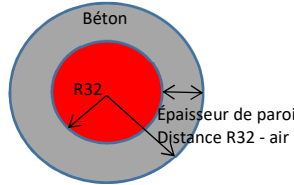


Figure 4 : Échange cylindrique

Le bilan énergétique de la phase de désurchauffe est obtenu comme suit :

$$Q_{34} = \frac{1}{R} \Delta T_{34} = AU \Delta T_{34} = \dot{m} \times (h_{r[3]} - h_{r[4]}) \quad (7)$$

Le ratio de désurchauffe  $Ratio_{34}$  reste inconnu. Il est obtenu par les équations suivantes (voir figure 5) :

$$\begin{aligned} Q &= Q_{34} + Q_{45} + Q_{56} \\ Ratio_{34} + Ratio_{45} + Ratio_{56} &= 1 \end{aligned} \quad (8)$$

Il existe plusieurs designs d'échangeur qui satisfont l'échange requis. Le design final est proposé en considérant la limite de poids de chaque échangeur.

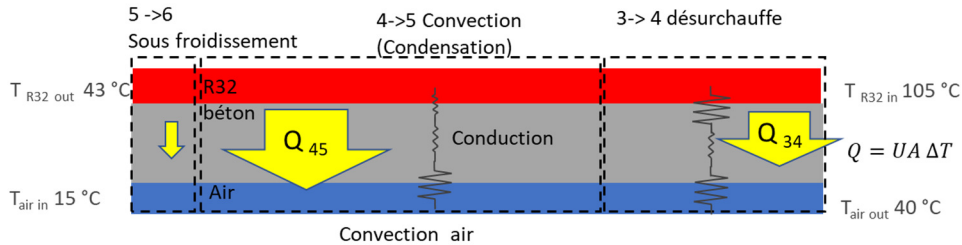


Figure 5 : Image de la simulation 1D pour échangeur

### 2.3. Design final de l'échangeur

Le design d'un seul échangeur satisfaisant l'échange de 3kW pèse près de 300kg, ce qui est difficile à transporter. En divisant l'échangeur et le circuit de R32 en plusieurs unités (ou blocs) et en acceptant l'assemblage au moment d'installation, une unité pesant moins que 50 kg est réalisable (mais cela a pour conséquence d'augmenter le poids de l'ensemble). Plusieurs designs sont étudiés selon la démarche de la figure 6.

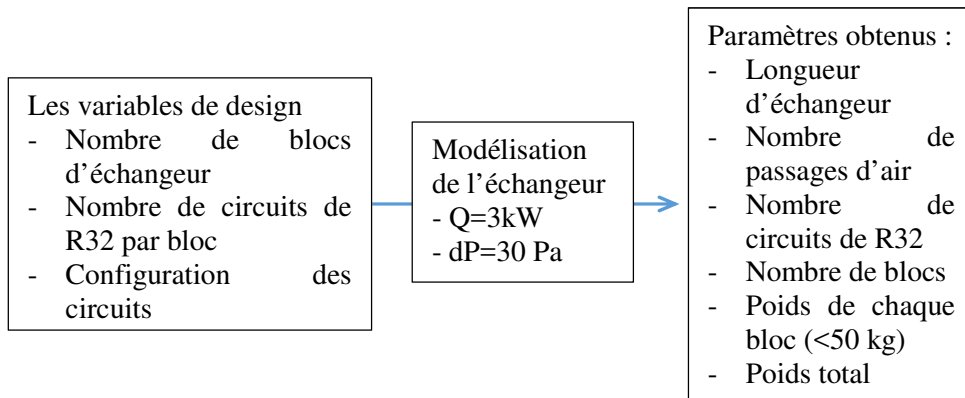


Figure 6 : Exemples de designs proposés et les paramètres étudiés

Le design de la figure 7 est proposé comme modèle final. Il se compose de 15 unités de 50 kg, placées verticalement, prévues pour être transporté par 2 opérateurs. Au total, 1260 passages d'air (en aluminium) et 45 circuits parallèles de R32 cintrées sont insérés. Le nombre important de passages d'air est dû à la modeste conductance du côté de l'air (19 W/m<sup>2</sup>K) et la contrainte de limiter la perte de charge d'air à 30 Pa. Avec ce design, le transfert de la chaleur estimé est de 3,15 kW.

Les détails des paramètres de l'échangeur (conductance, transfert et longueur de chaque phase) sont donnés dans le tableau 2.



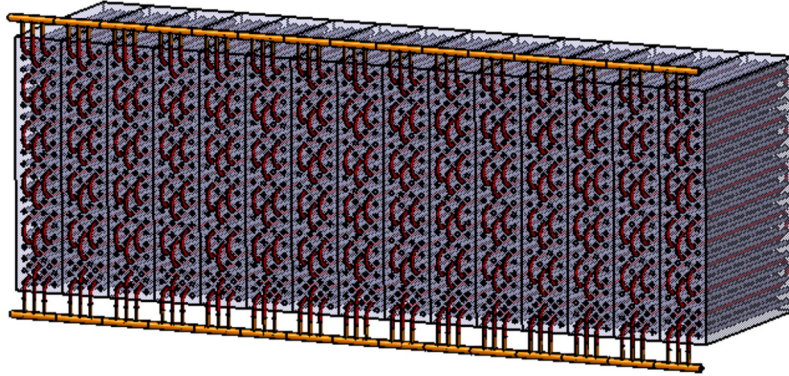


Figure 7 : Aspect de l'échangeur

	Unité	Désur- chauffe	Condensa- tion	Sous-re- froidissement	Total
Chaleur transférée	W	875	2251	26	3152
Longueur	m	48	151	3	203

Tableau 2 : Résultats du design de l'échangeur

#### 2.4. Estimation du transfert (par éléments finis 2D et 3D)

Pour la géométrie proposée, des simulations par éléments finis (avec le logiciel ABAQUS) sont effectués en 2D et en 3D dans le but d'affiner l'estimation de transfert en dimensions réelles (plus précises que la modélisation 1D précédente) et d'évaluer le déstockage. La modélisation 2D est faite pour 3 plans (entrée-centre-sortie du point de vue de l'air) et la température et le transfert moyennés à chaque plan sont extraits. La taille de maillage en 2D est environ 2,5 mm.

##### *Conditions limites*

Le logiciel utilisé (ABAQUS) permet de modéliser la convection au moyen de la condition « interaction » de chaque surface. La température du fluide et le coefficient de transfert sont à définir (figure 8). Le calcul thermodynamique 1D précédent donne les paramètres nécessaires pour la modélisation thermodynamique (répartition de la zone de désurchauffe, condensation et sous refroidissement, coefficient de transfert). Ainsi, les conditions limites de chaque surface sont appliquées pour une première étape de calcul afin d'évaluer la chaleur transférée par l'échangeur, puis la condition limite du R32 est modifiée comme une condition adiabatique ( $h=0$ ) pour simuler le

déstockage de la chaleur dans l'air. Cela simule l'arrêt de la PAC et le refroidissement avec l'air à chauffer (performance de l'accumulateur).

Les propriétés du béton réfractaire sont :

- Conductivité : 7,05 [W/m.K]
- Capacité thermique : 700 [J/kg.K]
- Densité : 2680 [kg/m<sup>3</sup>]

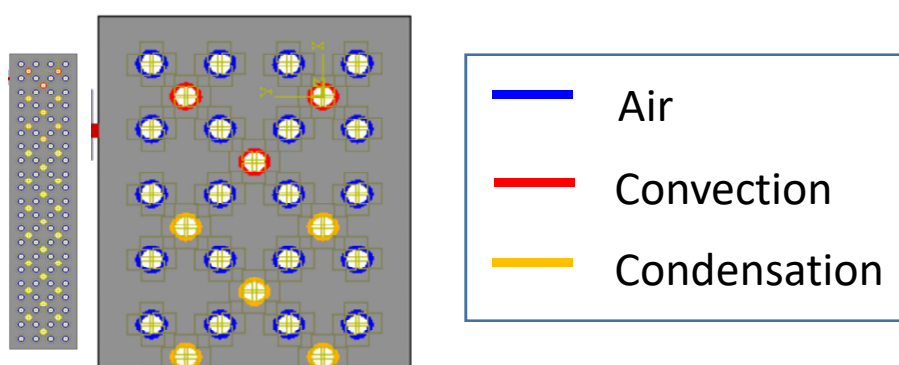


Figure 8 : Conditions limites dans ABAQUS

### Résultats

La température moyenne est plus élevée à la sortie de l'échangeur (plan 3) à cause de la température de l'air plus élevée à cet endroit. Comme la différence de la température entre l'air et le R32 diminue, le transfert de chaleur diminue selon la longueur de l'échangeur. Le transfert moyenné des 3 plans simulés (la somme des flux de chaque plan est pondéré (entrée  $\frac{1}{4}$ , centre  $\frac{1}{2}$ , sortie  $\frac{1}{4}$ )) au moment de stabilisation est 4,36 kW (étape 1), proche de la valeur du plan au centre (4,41 kW). Vu la faible différence avec le modèle 3D (4,66 kW), la modélisation d'un plan 2D au centre semble suffisamment précise. L'échangeur peut transférer la chaleur produite par la PAC de 3 kW (figure 9). Ce résultat confirme la précision de la simulation 1D, comparée à la simulation plus précise.

### Le déstockage et le besoin de contrôle

Le transfert pour tous les modèles en état de déstockage est extrait de la même manière. L'échangeur dissipe beaucoup sa chaleur stockée au début du déstockage, vu la différence de température importante entre l'air et l'échangeur. Le transfert entre 0 et 1240 s est supérieur à 3 kW, puis au fur et à mesure que l'échangeur refroidit, le transfert diminue. Ce déstockage doit rester inférieur à 3kW pour chauffer la maison de manière régulière. Pour cela, le contrôle par le débit d'air chauffé au moyen d'un by-pass est installé dans le système de laboratoire : ce by-pass servira de régulation pour adapter la puissance de l'accumulateur au besoin de l'habitation.

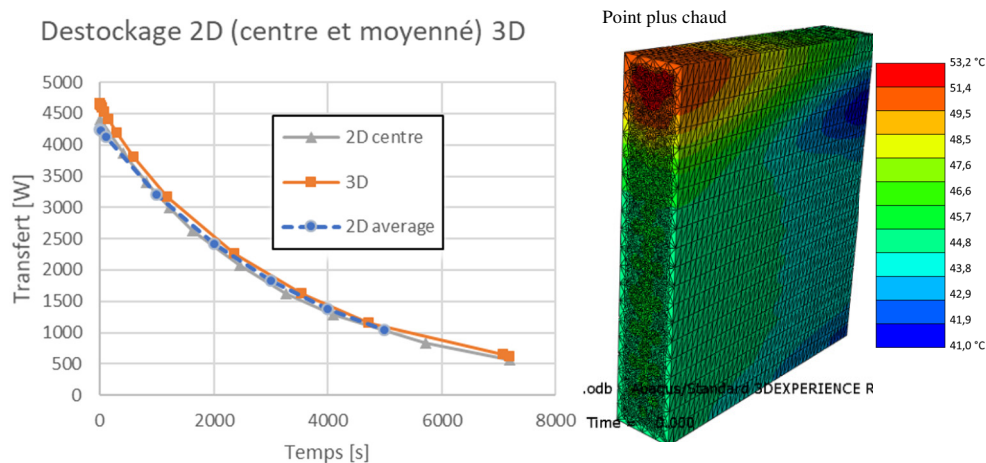


Figure 9 : Résultats des simulations éléments finis

### 3. Réalisation du système de chauffage en laboratoire

#### 3.1. Fabrication de l'échangeur et du système de ventilation

##### *Fabrication*

Les blocs d'échangeur sont fabriqués par coffrage. 15 coffrages sont montés avec les tuyaux insérées dedans, puis le béton est coulé et étuvé. Les tuyaux en cuivre sont soudés par un système de répartition parallèle appelé « clarinette ». L'échangeur est installé au sein du laboratoire et connecté à la PAC et le système de ventilation en extraction avec les systèmes de mesure appropriés.

##### *Gaine, isolant, conduit*

L'échangeur est enveloppé par un isolant de 5 cm d'épaisseur en PIR (Polyisocyanurate ;  $\lambda=0,022$  W/m.K). La connexion de tuyaux en cuivre est recouverte également par un isolant de conduites de chauffage en polyéthylène. Le caisson et les pièces de forme de l'échangeur ont été dessinées sur mesure pour correspondre à la dimension exacte de l'échangeur après la livraison.



Figure 10 : Échangeur couvert par l'isolant (gauche), puis enveloppé dans la gaine

### **Extraction d'air**

Le système de mesure d'étanchéité « BlowerDoor Minifan » est utilisé pour réaliser un flux de l'air de 400 m<sup>3</sup>/h en mode d'extraction. Selon le calcul obtenu via la simulation 1D, la perte de charge attendue devrait tourner autour de 28 Pa. Le diamètre des conduits est fixé à 355 mm pour faciliter la connexion avec le ventilateur Duct Blaster (ventilation de BlowerDoor mini, environ 345 mm).

### **By-pass**

Selon la simulation par éléments finis, l'échangeur dissipe beaucoup sa chaleur stockée au début du déstockage. Afin de reproduire une chauffe régulière et d'augmenter la durée de chauffage par déstockage, une partie de l'air entrant à l'échangeur est by-passé et son débit est ajusté par le clapet pour fournir l'air à une température constante après le mélange entre le flux passant dans l'échangeur et le flux du by-pass.

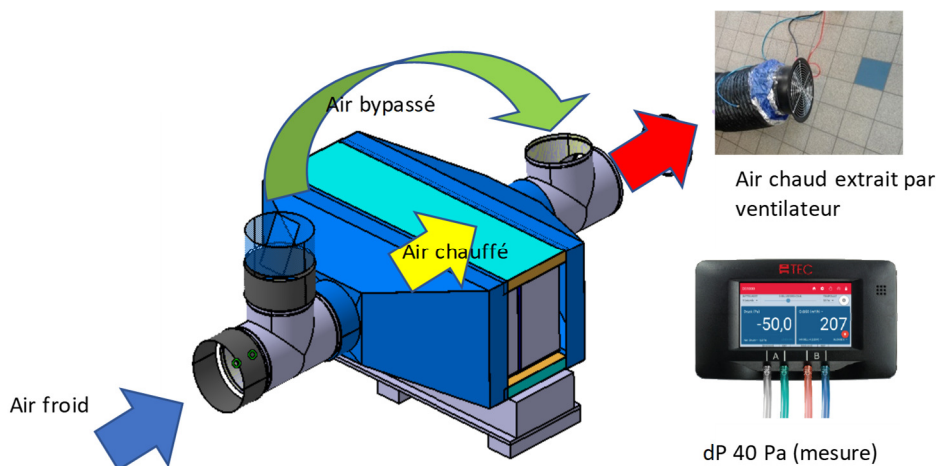


Figure 11 : Ventilation et conduit d'air

### 3.2. Connection à la PAC

Une PAC commerciale a été sélectionnée : Panasonic Etherea (ZCU-Z35TKE) R32 (3,5 kW). Elle est composée de 2 unités : l'unité intérieure (échangeur-condenseur) et l'unité extérieure (compresseur, détenteur et échangeur évaporateur).

Pour l'usage présent, l'échangeur et le système de ventilation remplacent l'unité intérieure. Cette dernière reste connectée électroniquement à l'unité extérieure pour la contrôler, mais la liaison frigorifique avec n'est pas mise en place.

### 3.3. Système de mesure de température

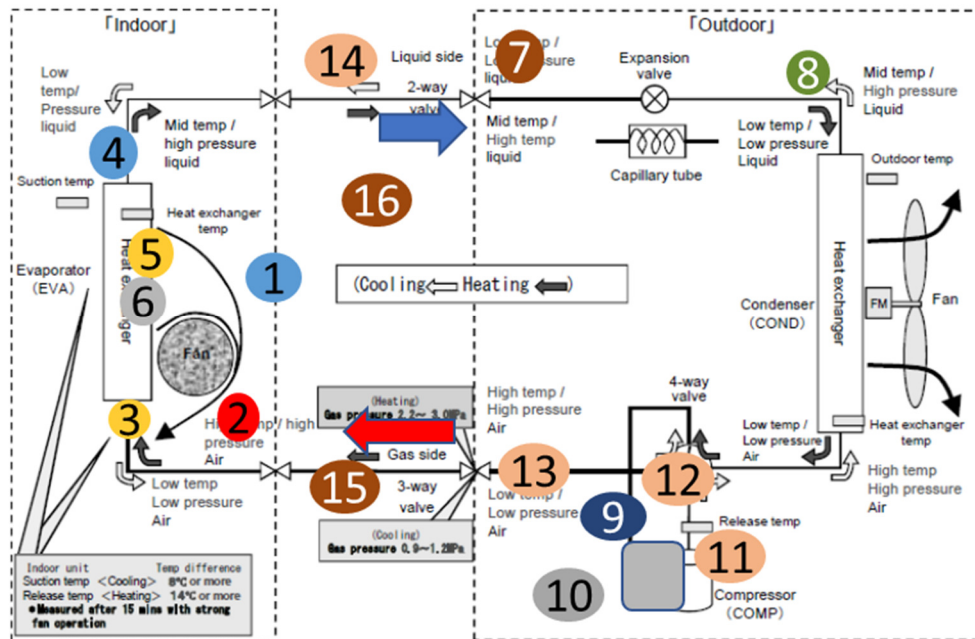


Figure 12 : Position des Pt100 dans le circuit de la PAC [4]

La mesure de température est réalisée par Pt100 pour les positions suivantes (figure 11) :

- L'entrée (1) et la sortie (2) d'air ;
- L'entrée (3) et la sortie (4) de R32 ;
- Entre des blocs de l'échangeur (x 2) (5), (6) ;
- Les autres points :
  - PAC : vanne 2 voie (7), après le détenteur (8) (position 7 dans la figure 2), à l'aspiration du réservoir (9), au réservoir (10), au

- compresseur (11), au refoulement du compresseur (12), à la vanne de 3 voies (13) ;
- La connection entre l'unité intérieure et l'unité extérieure (côté gaz et côté liquide) (14), (15) ;
  - L'air dans le laboratoire (16).

## 4. Test de l'échangeur

### 4.1. Fonctionnement du banc de test

#### *Modes de mesure*

3 modes de mesures sont appliqués pour évaluer l'échange et le déstockage :

- Mode de chauffage : la PAC fonctionne.
- Mode de déstockage libre : la PAC est arrêté, le by-pass est fermé.
- Mode de déstockage à température constante : la PAC est arrêté, le by-pass est contrôlé par le clapet pour maintenir l'air chaud à une température fixe après le mélange entre l'air de l'échangeur et l'air du by-pass.

Un exemple de mesure de chauffage – déstockage libre est montré à la figure 13.

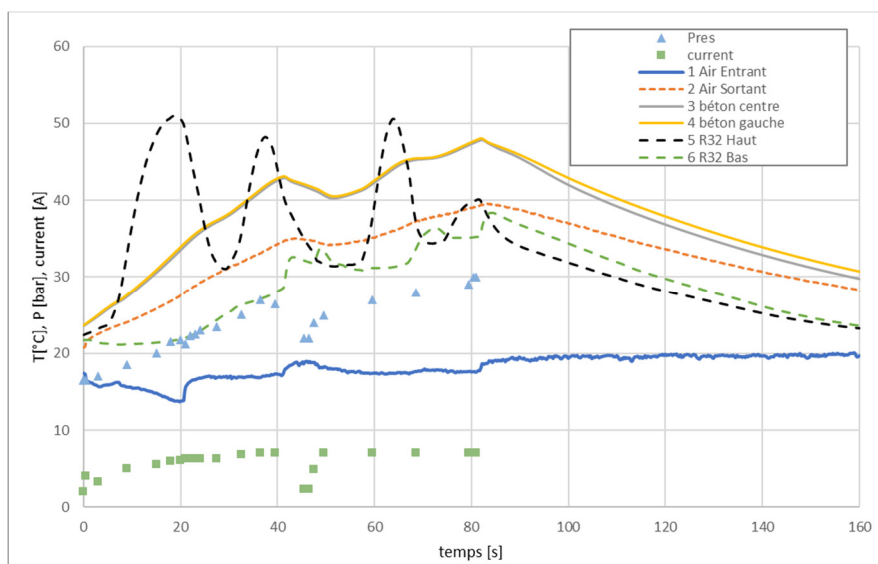


Figure 13 Exemple de mesure : chauffage par la PAC (0-84 minutes) et déstockage (après 84 min)



### Oscillation de la PAC

L'opération de la PAC de manière constante est difficile à réaliser et à analyser à cause d'oscillation de la température du côté du gaz R32 (voir figure 13). Elle atteint un maximum toutes les 15-20 minutes, puis baisse. Ceci peut être à cause de déclenchement du variateur de fréquence du compresseur ou un couplage inadéquat entre le design de l'échangeur et cette PAC. De plus, la pression de R32 dépasse le niveau maximum conseillée dans la documentation technique. La PAC est arrêtée toutes les 40 minutes pour faire baisser la pression.

### 4.2. Transfert en mode chauffage

La chaleur utilisée pour chauffer l'air est calculé par la formule suivante.

$$q_{air} = \dot{m}C_{air}\Delta T_{air} = \dot{m}C_{air}(T_{air\_sortie} - T_{air\_entrée}) \quad (9)$$

$\dot{m} \approx 0,134 \text{ kg/m}^3$  : débit massique d'air, et  
 $C_{air} = 1007 \text{ J/kg.K}$  : capacité thermique isobare.

La chaleur stockée ou restituée dans le béton est évaluée comme suit :

$$q_{béton} = m_{béton}C_{béton} \frac{dT_{béton}}{dt} \quad (10)$$

$m_{béton} = 750 \text{ kg}$ , et  
 $C_{béton} = 700 \text{ J/kg.K}$ .

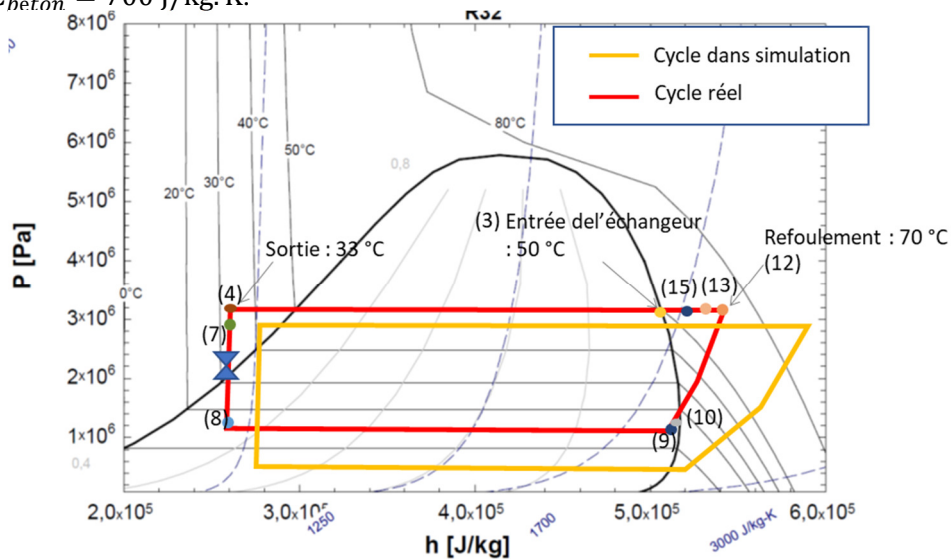


Figure 14 Cycle réel et cycle simulé de la PAC

Après 15 minutes de fonctionnement, l'air peut déjà être chauffé de 15 °C à 26°C (1,5 kW). La puissance transférée maximum (environ 3 kW) est plus modeste que l'estimation par éléments finis (4,6 kW). Ceci est dû à la température de refoulement et d'entrée d'échangeur plus basse (70°C et 55 °C au lieu de 105°C) que dans la simulation (positions 12 et 3 dans la figure 14). De l'isolant entoure les conduites contenant le R32, mais il n'est pas suffisant pour éviter cette perte. Selon l'étude comparative dans la documentation technique [4], cette perte est raisonnable, comparée aux autres séries de la PAC commerciales.

### 4.3. Déstockage libre et déstockage constant

#### *Puissance de déstockage constante*

Après le mode chauffage, la PAC est arrêtée et la mesure de déstockage commence. La température initiale de l'échangeur en début de déstockage est d'environ 48 °C. La puissance du mode constant appliqué est de 1,92 kW. Ceci équivaut à une différence de la température de l'entrée et de la sortie 15 °C. (entrée à 20°C et sortie à 35 °C).

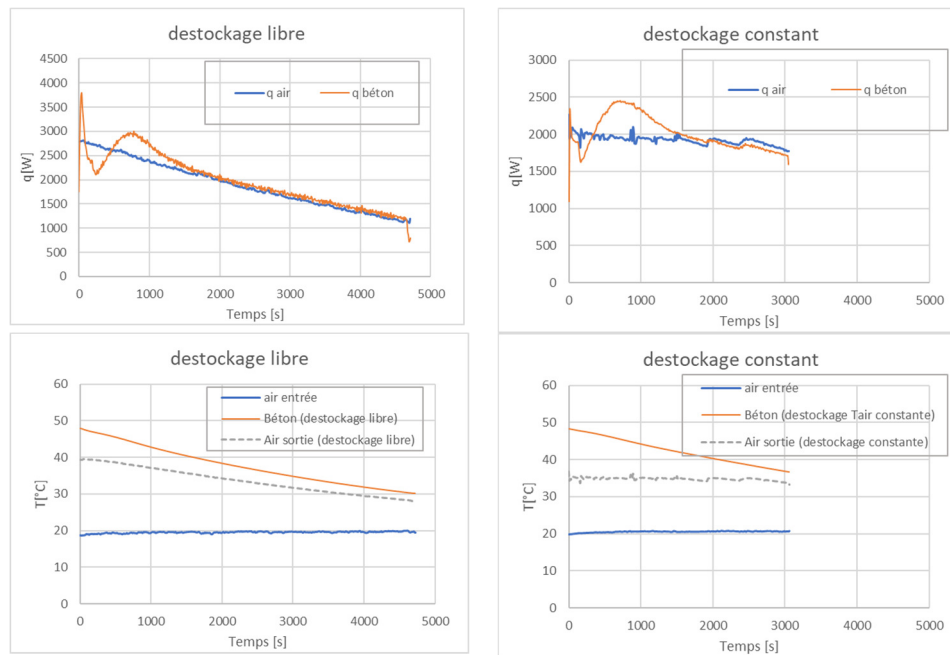


Figure 15 Température (haut) et puissance (bas) pour le déstockage libre (gauche) et à température constante (droite)



### ***Aperçu de mesures de déstockage***

Dans les parties à droite de la figure 15, la puissance de déstockage à température constante est maintenue environ 40 minutes. Avec la décharge libre (figures de gauche), la puissance atteint à ce même niveau après environ 30 minutes de déstockage. La perturbation est observée au début du déstockage mais les puissances s'équilibrent après 25 minutes, du fait de la stabilisation du R32.

### ***Déstockage mesuré et estimé par la simulation***

Mis à part les pertes au travers de l'isolation (vérifiées comme négligeables), la chaleur restituée par le béton est totalement utilisée pour chauffer l'air et les puissances dans les équations (9) et (10) sont identiques. L'énergie totale déstocké vaut :

$$E_{total\_destock} = \int_0^{t_{end}} q_{béton} dt [J] = \int_0^{t_{end}} q_{air} dt [J] \quad (11)$$

Pour le mode de déstockage à température constante, cette énergie est proportionnelle au temps de déstockage.

$$E = q \times t_{end} [J] = \dot{m}C_{air}\Delta T \times t_{end} \quad (12)$$

La puissance correspondante (pente) vaut 1,92 kW (figure 16). La mesure du déstockage à température constante est proche de cette pente. La courbe obtenue par éléments finis surestime le déstockage par rapport à la mesure.

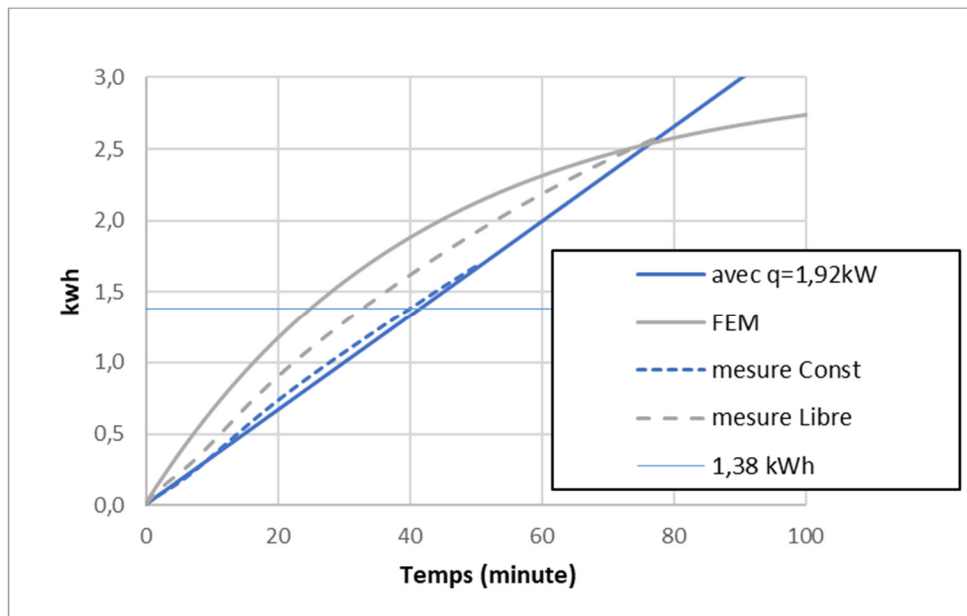


Figure 16 : Énergie restituée pour différentes conditions

L'énergie restitué en 39 minutes de déstockage à température constante est de 1,38 kWh (4968 kJ). En déstockage libre, cette chaleur s'épuise en 32 minutes. L'avantage de la régulation du déstockage représente 7 minutes supplémentaires sans source de chaleur. Quant à la simulation, ce gain est 17 minutes (de 25 min à 42 minutes). Cette différence, qui vient probablement de la somme d'erreur de mesure, est expliquée dans la suite.

#### 4.4. Estimation du temps de déstockage contrôlé à partir du déstockage libre

Le déstockage à puissance constante s'arrête au moment où l'échangeur ne peut plus fournir la chaleur requise. Le temps effectif de déstockage à puissance constante peut être estimée à partir du déstockage libre mesuré expérimentalement.

Sans considérer la perte, la chaleur perdue par le béton est identique à celle transférée à l'air (puissance  $q(t)$ ). La différence entre la puissance requise ( $q_{fix}$ ) et la puissance de mode libre ( $q(t)$ ) jusqu'à ce que l'accumulateur s'épuise ( $t_0$ ) peut être consommée pour chauffer en puissance ( $q_{fix}$ ) jusqu'à la fin de déstockage ( $t_1$ ).

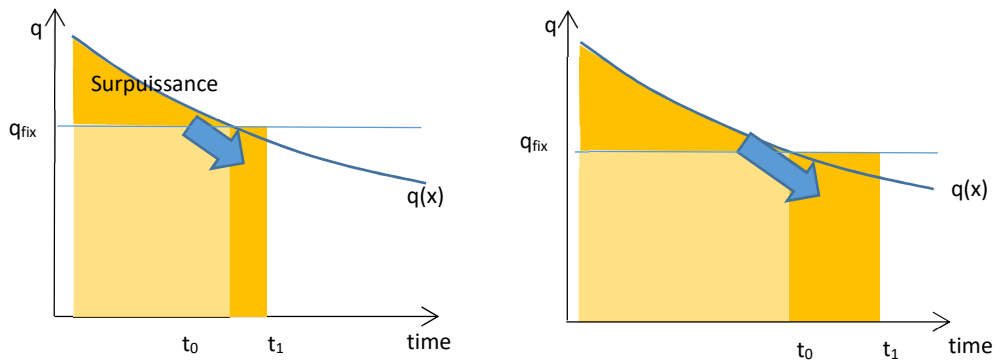


Figure 17 : Puissance en déstockage libre et contrôlé

Le bilan de cette 'surpuissance' jusqu'à  $t_0$  peut être transformée comme une puissance après décharge entre  $t_0$  et  $t_1$  :

$$\int_0^{t_0} (q(t) - q_{fix}) dt = q_{fix} \times (t_1 - t_0) \quad (13)$$

La puissance requise  $q_{fix}$  est calculée par l'équation (9) à partir des mesures (débit total, température d'air à l'entrée et à la sortie).  $q(t)$  est la chaleur perdue par le béton en déstockage libre (simulation ou mesure) selon l'équation (10) .

$$\int_0^{t_0} \left( m_{sic} c_{sic} \frac{dT_{beton}}{dt} \right) dt = q_{fix} \times t_1 \quad (14)$$

$$t_1 = \frac{\int_0^{t_0} \left( m_{sic} c_{sic} \frac{dT_{beton}}{dt} \right) dt}{q_{fix}}$$

Ce temps estimé pour décharger de manière constante diminue avec la puissance requise (voir figure 18).

Le temps maintenu en mode de déstockage à une puissance constante de 1,9 kW est de 39 minutes. Ceci se trouve sur la courbe de l'estimation réalisée à partir du mode en déstockage libre. Avec une mesure réalisée dans d'autres conditions (à une autre date), la puissance de 2,6 kW est maintenue pendant 25 minutes. Ce point est décalé de la courbe d'estimation, car les conditions de la mesure n'étaient pas identiques (les températures à l'entrée, à la sortie, et l'incertitude de mesure l'influencent). En conclusion, le temps de déstockage à puissance constante à partir de la mesure du déstockage libre peut être estimé si les conditions de la mesure sont identiques.

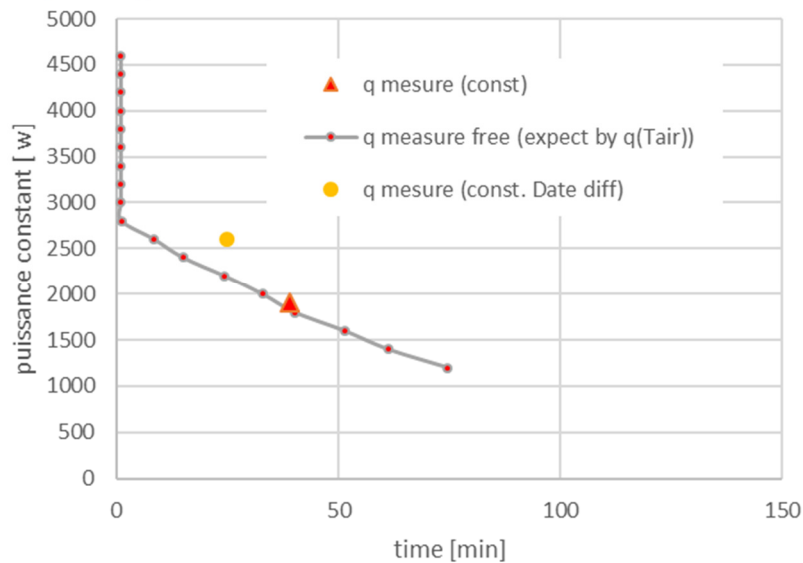


Figure 18 : Estimation du temps pour un déstockage à température constante, à partir d'un déstockage libre.

#### 4.5. Incertitudes potentielles

La différence entre la mesure et la simulation peut être expliquée par plusieurs raisons :

- la perte de chaleur dans le conduit d'air ;

- le calcul de la chaleur dans le béton (capacité thermique) ;
- la mesure du débit d'air qui n'est pas stable (de 380 à 430 m<sup>3</sup>/h, perte dans la conduite).

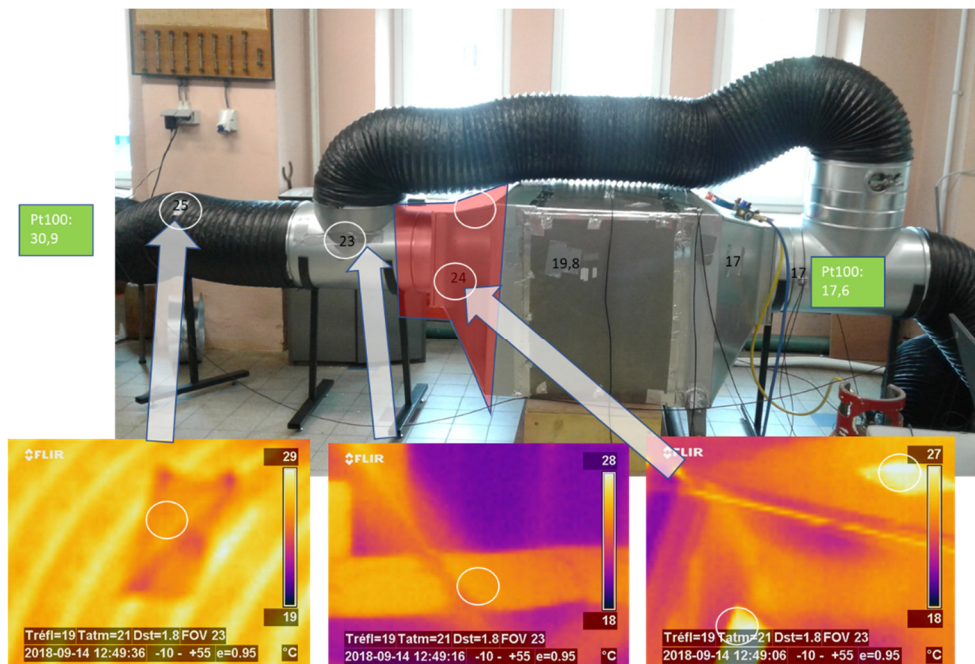
### Perte de chaleur

La perte de chaleur dans le conduit est négligée dans l'équation (11). Cependant, l'isolant ne couvre que les 4 côtés de l'échangeur et l'air chaud est au contact de l'acier de la pièce de forme et cause une perte de chaleur en convection (voir figure 19). Plus précisément, le bilan doit être corrigé comme suit :

$$q_{\text{béton}} = q_{\text{air}} - q_{\text{perte}} [J] \quad (15)$$

Cette surface non-isolée peut dissiper environ 50 à 300 W en mode de chauffage, ce qui présente 2 à 15 % d'erreur sur la mesure totale. Le coefficient U peut varier entre 0,5 et 3 selon les différentes mesures.

$$q_{\text{perte}} = UA\Delta T = \left( \frac{1}{h_{\text{int}}} + \frac{e}{\lambda} (\approx 0) + \frac{1}{h_{\text{ext}}} \right)^{-1} A \times (T_{\text{chauffé}} - T_{\text{labo}}) \quad (16)$$



### Les propriétés physiques dans les calculs

La capacité thermique de béton n'était pas fournie pas le fabricant. Selon différentes sources, cette propriété varie entre 550 et 750 J/kg.K [5, 6]. La propriété influence directement sur le calcul de la chaleur restituée selon l'équation (10). Il est

donc possible d'inclure 10% d'erreur dans la mesure. La conductivité du béton est probablement surestimée (fournie à 1000 °C par le fabricant); cela peut surestimer la vitesse de déstockage.

### ***La mesure du débit d'air***

Le débit d'air n'était pas stable lors des mesures. La ventilation est réglée pour avoir un débit de 400 m<sup>3</sup>/h et est fixe au cours de la mesure. En réalité, la valeur affichée varie entre 380 et 430 m<sup>3</sup>/h (+/-7 %). Ceci peut être expliqué par l'espace insuffisamment ouvert par rapport au conseil d'utilisation du système de ventilation DuctBlaster [7]. À cause de la limite de place dans le laboratoire, l'espace ouvert requis d'au moins de 2 pieds n'était pas disponible. L'autre cause de l'instabilité est le changement des pertes de charge quand on modifie le by-pass.

### ***Incertitude totale***

Ces incertitudes potentielles peuvent expliquer la différence du déstockage par mesure et par simulation (environ 17%).

## **5. Conclusions et perspectives**

Un accumulateur-échangeur de chaleur fabriqué avec un béton réfractaire qui combine une PAC et un système de ventilation VMC est conçu à l'aide de différents outils de simulation thermodynamique (1D, 2D et 3D). L'échangeur fabriqué démontre ses performances d'échange et de déstockage.

La capacité de transfert mesurée est de 3kW, suffisante pour chauffer de l'air avec un débit de 400m<sup>3</sup>/h, mais à 2/3 de l'estimation initiale (4,6 kW), à cause de la température plus basse que prévue à la sortie de la PAC. Comme accumulateur, l'échangeur restitue une chaleur de 1,3 kWh en 32 minutes sans contrôle de la température par le by-pass d'air. En puissance constante à 1,9kW, la durée de déstockage est 39 minutes. Le gain de temps estimé par modélisation était 17 minutes. La différence entre la simulation et la mesure (environ 17 %) est expliquée par la somme de plusieurs incertitudes.

La précision de l'estimation peut s'améliorer ; toutefois, le concept de « échangeur-accumulateur » est confirmé comme réalisable. La proposition d'actions futures pour le client est plus orientée à l'industrialisation et à l'intégration de l'échangeur dans le système de chauffage réel (méthodes de fabrication, systèmes de ventilation pour contrôler le déstockage, PAC adaptée ou redimensionnement de l'échangeur de la PAC réversible et exploration du mode de rafraîchissement).

## 6. Sources

- [1] AUZENET, E., CLERC-REANUD, M., *Pompes à chaleur - Systèmes à compression de vapeur.*, Technique de l'ingénieur, 2005  
Adresse URL : <https://www.techniques-ingenieur.fr/>
- [2] NELLIS, G. & KLEIN, S., *Heat Transfer*  
New York, Cambridge University Press, 2009, pp. 829-838
- [3] HOLMAN, J., P., *Heat transfer*, 7<sup>e</sup> éd.  
New York, MacGraw-Hill, 1990, pp. 141-144
- [4] PANASONIC CORPORATION, *Service Manual for air conditioner*, 2017, pp. 101-103
- [5] AZO MATERIALS, *Properties and Applications*, (consulté en octobre 2018).  
Adresse URL : <https://www.azom.com/properties.aspx?ArticleID=42>
- [6] ACCURATU, *Ceramic Properties*, (consulté en octobre 2018).  
Adresse URL : <https://accuratus.com/silicar.html>
- [7] MINNEAPOLIS DUCT BLASTER®, *Operation manual*, 84 p.

## 7. Remerciements

Nous remercions MM. Alain PAULUS et Danny CAPIAU pour leur soutien financier et leur soutien technique pour installation de l'équipement de la PAC, et M. PAULUS pour son idée innovante d'échangeur-accumulateur.

Nous remercions également la région Wallon DGO6, pour son aide financière.