

Modélisation thermodynamique globale de la PAC et validation

3.1 Introduction

Au cours de ce chapitre, un modèle thermodynamique détaillé global d'une pompe à chaleur est décrit. Comme mentionné précédemment, le modèle est le résultat d'un groupement de sous-modèles de composants du système: les échangeurs de chaleur, le compresseur et le détendeur.

Le modèle développé a la capacité de simuler différentes conditions de fonctionnement (nominales ou non nominales) du système au cours de l'année. Il est « facile » de remplacer des composants par d'autres pour tester l'effet de ces modifications sur les performances annuelles.

En outre, le modèle couvre le fonctionnement à des régimes stationnaires (pleine charge ou charge partielle) et d'autres régimes instationnaires (cyclage, dégivrage), car les sous-modèles sont conçus de façon à représenter ces conditions non nominales.

Le modèle servira par la suite à estimer les performances des différentes voies d'amélioration d'une PAC.

3.2 Modélisation globale : Modèle thermodynamique de la PAC

La modélisation thermodynamique globale de la PAC consiste à enchaîner les modèles élémentaires de ses composants les uns à la suite des autres. Pour chaque modèle unitaire, les grandeurs d'entrée proviennent du modèle précédent et ses variables de sortie sont les entrées du modèle suivant. Un organigramme décrivant la structure du modèle global et la logique du calcul employée est donné à la Figure 3-1.

Pour le calcul du cycle, les conditions initiales (air, l'eau) doivent être indiquées. Un sous-refroidissement et une surchauffe de consigne sont également indiqués. A partir des températures des sources, notamment la température ambiante, le programme fournit une estimation initiale des pressions d'évaporation et de condensation. En effet, la température de saturation de l'échangeur à air est directement déduite du pincement fixé lors du dimensionnement. Ainsi, en définissant la loi d'eau sous laquelle le système fonctionne, la température de l'échangeur à plaques est déduite, puis les pressions à partir des fonctions thermodynamiques. La valeur du sous-refroidissement est comparée à la consigne. Selon la différence entre les deux valeurs, la pression de condensation est ajustée. De même, la surchauffe est comparée à la consigne. Selon la différence entre les deux valeurs, la pression d'évaporation est ajustée.

Le modèle a pour objectif de converger pour une valeur définie de sous-refroidissement en fonction du régime de fonctionnement à charge totale ou partielle, pour une surchauffe fixée.

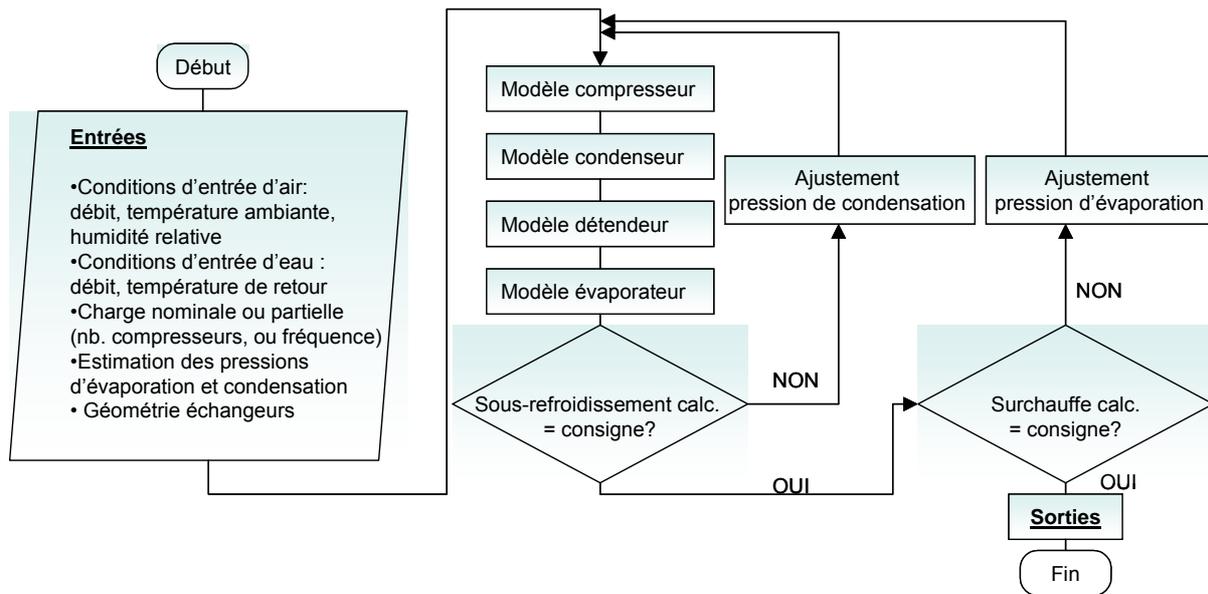


Figure 3-1 : Logigramme global de résolution

Les variables d'entrée du condenseur affectent principalement la pression de refoulement et la puissance du compresseur, alors que les paramètres de l'évaporateur affectent surtout le débit masse et la puissance thermique, ce qui est également remarqué par [Harms 2004]. Une différence de température de condensation de 1 K induit un écart de la pression de condensation de 0,7 bars environ pour le fluide frigorigène R410A, et une différence de température d'évaporation de 1 K aboutit à la variation de la pression d'évaporation de 0,3 bars.

3.3 Modélisation des phénomènes instationnaires

Les principaux phénomènes instationnaires du fonctionnement d'une PAC sont le fonctionnement à charge partielle par cyclage, et le mode givrage/dégivrage qui a lieu en mode chauffage. Ces deux phénomènes sont exposés dans ce paragraphe.

3.3.1 Charge partielle et cyclage

Une pompe à chaleur air/eau fonctionne en continu sans arrêt pour des besoins du bâtiment supérieurs ou égaux à la puissance maximale qu'elle peut fournir pour un couple de température extérieure et de température d'eau donné. Elle fonctionne à charge partielle dès que les besoins sont inférieurs à la puissance maximale qu'elle peut fournir pour les conditions d'opération correspondant à ce besoin. Le fonctionnement à charge partielle affecte directement les performances de la machine.

Les trois principaux types de contrôle de charge partielle sont :

- marche arrêt du compresseur (ON/OFF) ;
- gestion d'étages de puissance qui sont le résultat de moyens discrets de réduction de puissance des compresseurs (bypass d'un piston, tiroir de variation de puissance pour un compresseur à vis avec gestion discontinue) et la gestion de compresseurs en circuits parallèles ;
- compresseur à variation continue de la puissance (vitesse variable, digital scroll) par variation de la fréquence ;

On définit un taux de charge partielle 'PLR' (Part Load Ratio) à température des sources égales [PERSAPAC 2008] :

$$PLR = \frac{\text{Puissance calorifique à charge partielle}}{\text{Puissance calorifique à pleine charge}} \text{ en mode chaud, et}$$

$$PLR = \frac{\text{Puissance frigorifique à charge partielle}}{\text{Puissance frigorifique à pleine charge}} \text{ en mode froid.}$$

On définit aussi un ratio PLF (Part Load Factor) de performance à charge partielle par rapport aux performances à pleine charge :

$$PLF = \frac{\text{COP à charge partielle}}{\text{COP à pleine charge}} \text{ en mode chaud,}$$

$$PLF = \frac{\text{EER à charge partielle}}{\text{EER à pleine charge}} \text{ en mode froid,}$$

et cela pour une même température extérieure et une même température d'eau.

Une corrélation exprimant le ratio PLF en fonction de PLR a été établie via un paramètre Z introduit par la norme italienne UNI 10963 [UNI 2005] qui est le rapport entre la puissance absorbée à charge partielle et la puissance absorbée à pleine charge :

$$Z = \frac{\text{Puissance absorbée à charge partielle}}{\text{Puissance absorbée à pleine charge}}$$

La plupart des tests effectués à charge partielle pour des PAC air/eau [PERSAPAC 2008] en mode refroidissement et chauffage, montrent un comportement linéaire :

$$Z = a \cdot PLR + b \tag{3.1}$$

avec $Z = 1$ pour $PLR = 1$, donc $a = 1 - b$,

$$Z = (1 - b) PLR + b \tag{3.2}$$

Par suite :

$$PLF = \frac{PLR}{Z} = \frac{PLR}{(1 - b)PLR + b} \tag{3.3}$$

En conséquence, les performances à charge partielle se déduisent de la valeur à pleine charge, et du coefficient b, sans avoir à effectuer un test. b étant un coefficient qui correspond à la consommation d'électricité des équipements de veille. La norme italienne UNI 10963 [UNI 2005] et [Bettanini 2003] recommande de tester le système à charge partielle à $PLR = 20\%$ à 30% pour déterminer expérimentalement b. En mode de refroidissement, Eurovent Certification [Eurovent] propose une valeur par défaut de 0,1 pour le coefficient b afin d'éviter les tests en cyclage.

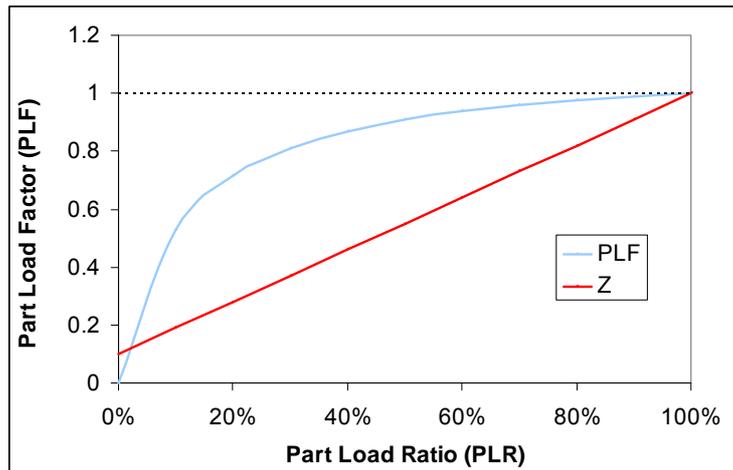


Figure 3-2 : Performances à charge partielle en fonction du taux de charge

Les performances en charge partielle (PLF) sont représentées sur la Figure 3-2 en fonction du taux de charge. Ces performances (PLF) varient par rapport au type de contrôle de charge partielle adopté, ainsi la Figure 3-3 compare les performances d'un compresseur fonctionnant en régime ON/OFF, d'un tandem de deux compresseurs scroll de rapport de cylindrée à la cylindrée totale de 33 % et 66 %, et d'un compresseur à vitesse variable à charge partielle en mode chaud, à une température d'air extérieure de 10 °C et une température d'entrée de sortie d'eau constante de 45 °C.

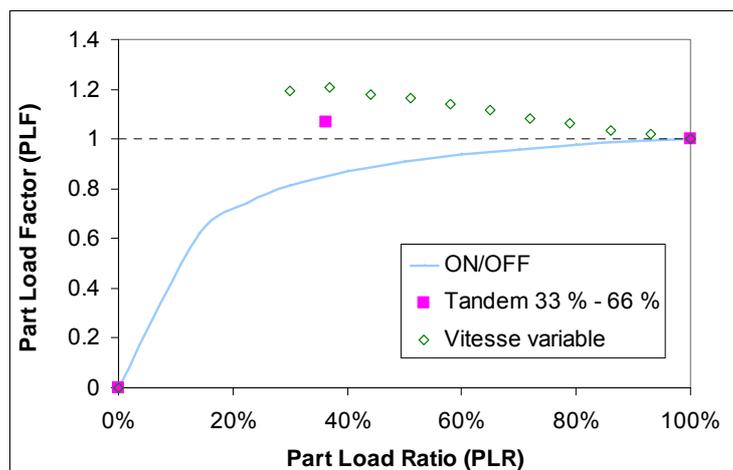


Figure 3-3 : Performances à charge partielles en mode chaud à 10 °C en fonction du mode de contrôle de la charge partielle (ON/OFF, Tandem, vitesse variable)

Par conséquent, le compresseur à vitesse variable est a priori plus avantageux que la compression multi-étages en termes de coefficient de performances, car il répond précisément aux charges partielles permettant la réduction des pertes provoquées par cycle transitoire, une comparaison plus détaillée sera présentée ultérieurement.

Par ailleurs, le mode de régulation de la pompe à chaleur affecte également les performances : effet de la loi d'eau selon le type de régulation, contrôle effectif de la température de départ ou de retour d'eau.

3.3.2 Givrage dégivrage

3.3.2.1 Conditions de givrage

Le givrage est un problème crucial des pompes à chaleur air / eau en saison de chauffage (Figure 3.4). Ce phénomène se produit sur les ailettes de l'échangeur à air aux conditions d'air à basse température ambiante et humidité relative élevée. Le givrage réduit le débit d'air et, par conséquent, les transferts de chaleur entre l'air ambiant et l'échangeur, contribuant à la diminution de la pression et de la température d'évaporation et provoquant une augmentation de la puissance appelée par le compresseur. Le givrage se traduit par une réduction du coefficient de performances.



Figure 3-4 : Givre sur une batterie à air (à gauche batterie sèche, à droite batterie givrée)

3.3.2.2 Techniques de dégivrage

Pour remédier à ce problème, les constructeurs utilisent différentes techniques de dégivrage. Certaines agissent d'une façon extérieure au cycle de compression comme le réchauffage par des résistances électriques, ou encore la ventilation, d'autres modifient le cycle par l'inversion du cycle, ou l'injection de gaz chaud. L'inversion de cycle est la méthode la plus employée surtout pour les machines réversibles (Figure 3-5). Le dégivrage est réalisé en passant du mode de fonctionnement chauffage, au mode de refroidissement en actionnant une vanne quatre voies. Au cours de l'opération de dégivrage, le fluide frigorigène à haute température circule dans la batterie à air et fait fondre la partie du givre qui est en contact avec les tubes ; une fois détachée, elle tombe par gravité. A ce moment, le ventilateur est normalement désactivé pour laisser fondre le givre.

Classiquement, le dégivrage s'effectue de façon cyclique à intervalles réguliers à partir d'une température extérieure susceptible de provoquer le givrage, une température d'évaporation d'enclenchement ($< -3\text{ °C}$) et un temps minimal entre deux dégivrages dépassé (la valeur est variable selon le fluide et la PAC). Si le dégivrage n'est pas contrôlé par une minuterie, les constructeurs préprogramment une logique de commande, basée sur des paramètres comme la température de l'air extérieur, l'humidité, l'évolution de la température d'évaporation, la différence de température entre l'air et l'évaporateur, ou la différence de pression entre l'extérieur et l'intérieur de l'enceinte de la pompe à chaleur. Cette logique définit le moment d'enclenchement de l'inversion et sa durée.

Durant la phase de dégivrage, la température de l'évaporateur devenu condenseur reste constante tant qu'il y a du givre (changement d'état solide-liquide). Lorsque tout le givre a disparu, la température et la pression de l'échangeur augmentent rapidement et le dégivrage est arrêté quand la température dépasse 20 °C environ.

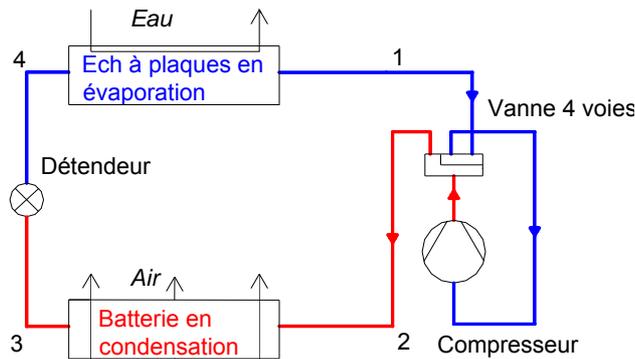


Figure 3-5 : Mode dégivrage par inversion de cycle (On suppose que le détendeur fonctionne dans les 2 sens)

Les autres techniques de dégivrage utilisées sont moins efficaces [Argaud 2001]. Le dégivrage par gaz chaud (Figure 3-6) consiste à court-circuiter le fluide de l'entrée du condenseur, et le mélanger avec le gaz à la sortie du détendeur pour alimenter l'évaporateur givré.

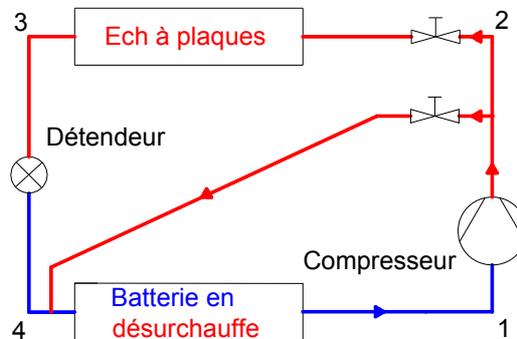


Figure 3-6 : Mode dégivrage par injection gaz chaud

3.3.2.3 Modélisation du givrage d'une batterie à air

La modélisation de ce phénomène est délicate. Il existe dans la littérature plusieurs approches qui essaient de représenter ses effets sur les transferts thermiques et l'évolution du débit d'air en fonction de la pression d'évaporation.

Argaud [Argaud 2001] envisage deux effets du givrage sur les transferts thermiques :

- Le colmatage qui engendre un accroissement des pertes de pression sur l'air diminuant le débit d'air et entraînant une baisse du coefficient d'échange à la surface du givre.
- La création d'une résistance thermique supplémentaire dans l'épaisseur de givre. La résistance par unité de surface dans la couche de givre est majorée par :

$$R_{couche\max} = \frac{\delta_{\max}}{\lambda_{\min}} \text{ et est minorée par : } R_{couche\min} = \frac{1}{h_{\max}}$$

où :

- δ épaisseur de la couche du givre supposée uniforme [m]
- λ conductivité du givre [$W.K^{-1}.m^{-1}$]
- h_{\max} coefficient d'échange au début du givrage, lorsque l'épaisseur δ de la couche augmente, le coefficient d'échange diminue [$W. m^{-2}.K^{-1}$]

L'effet de cette résistance thermique est en général **négligeable** par rapport au colmatage.

Pour le colmatage, on détermine le nouveau débit d'air tenant compte des pertes de charge liées à la couche de givre pour des conditions de température, d'humidité de l'air et de la température de la surface des ailettes de la batterie bien déterminées, par le modèle de [Senshu 1990] :

$$\frac{\Delta p_{\text{givre}}}{\Delta p_{\text{sec}}} = \left(\frac{p - e - 2\delta}{p - e} \right)^{-n} \quad \text{avec } n \text{ voisin de } 2 \text{ ou } 3 \quad (3.4)$$

où :

p pas d'ailettes [m]
 e épaisseur de l'ailette [m]
 δ épaisseur de la couche du givre à déterminer [m]

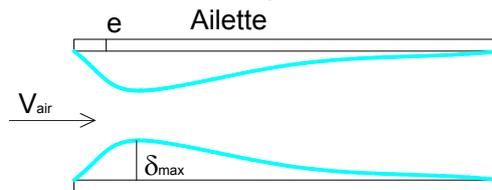


Figure 3-7 : Profils de la couche de givre entre 2 ailettes

δ est estimée suivant deux méthodes :

- la première méthode consiste à calculer l'épaisseur du givre à partir de la masse gelée :

$$\delta = \frac{\dot{m}_{\text{givre}}}{\rho_g A_{\text{ext}}} \Delta t \quad (3.5)$$

Où :

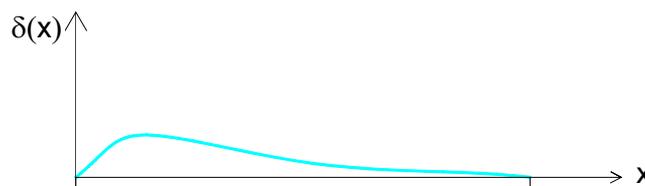
A_{ext} surface totale soumise au givre [m²]
 $\dot{m}_{\text{givre}} = \dot{m}_{\text{air}} (w_{\text{entrée}} - w_{\text{sortie}})$ débit masse de givre [kg/s]
 w humidité spécifique de l'air [kg/kg]
 Δt temps d'observation [s]
 ρ_g masse volumique du givre variant entre 100 et 400 kg.m⁻³

ρ_g dépend fortement de la 'constitution', deux corrélations sont proposées :

$$\rho_g = 340 \left| \theta_{\text{surface}} \right|^{-0.455} + 85v \quad [\text{Senshu 1990}] \quad v : \text{ vitesse de l'air [m/s]}$$

$$\rho_g = 650 \exp(0.227\theta_{\text{surface}}) \quad [\text{Hayachi 1977a}] \quad \theta_{\text{surface}} : \text{ température [}^\circ\text{C]}$$

- la deuxième méthode est développée par [Mao 1992] ; l'épaisseur y est exprimée en fonction de la profondeur de l'ailette x et du temps t :



En régime laminaire :

$$\delta(x) = 0.176 \left(\frac{x}{d} \right)^{0.238} w^{2.106} \left(\frac{-\theta_{\text{ailette}}}{\theta_{\text{air}} - \theta_{\text{ailette}}} \right)^{1.712} \left(\frac{\rho v d}{\mu} \right)^{0.602} \left(\frac{\alpha_{\text{air}} t}{d^2} \right)^{0.808} \quad (3.6)$$

En régime turbulent :

$$\delta(x) = 0.156 \left(\frac{x}{d} \right)^{-0.098} w^{1.723} \left(\frac{-\theta_{ailette}}{\theta_{air} - \theta_{ailette}} \right)^{1.10} \left(\frac{\rho v d}{\mu} \right)^{0.343} \left(\frac{\alpha_{air} t}{d^2} \right)^{0.655} \quad (3.7)$$

où: x : distance depuis le bord d'attaque de la plaque [m]
 d : diamètre hydraulique sans givre [m]
 α_{air} : diffusivité thermique de l'air [m²/s]

Ayant les pertes de pression dues au givrage, on peut trouver le nouveau débit d'air qui circule entre les ailettes colmatées comme décrit dans la Figure 3-8 :

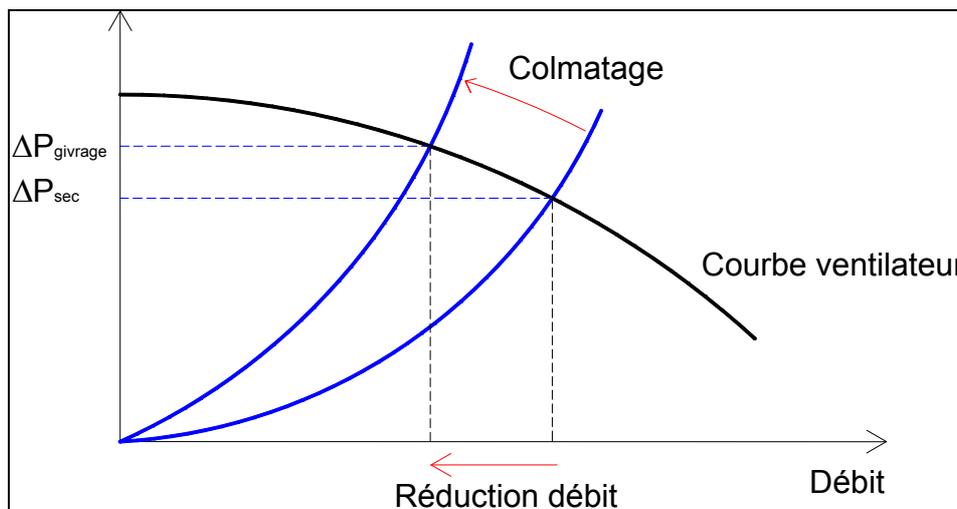


Figure 3-8 : Réduction du débit d'air due au givrage (colmatage)

Le modèle de Senshu présenté ci-dessus avec ces 2 méthodes de calcul de l'épaisseur du givre nécessite des paramètres qui étaient difficiles à identifier au cours des essais effectués (vitesse d'air, température de surface de l'ailette, humidité sortie échangeur...), de plus le calcul de δ par la méthode de [Mao 1992] nécessite un modèle dynamique.

On décide donc d'utiliser des données expérimentales pour prendre en compte le phénomène. Pour cela une troisième méthode expérimentale basée sur un modèle empirique externe est adoptée dans cette étude. Le modèle est issu de tests effectués sur 2 PAC identiques durant une période d'hiver, l'une fonctionnant à des conditions de givre entraînant des cycles de givrage/dégivrage et l'autre hors de ces conditions [Flach 2004].

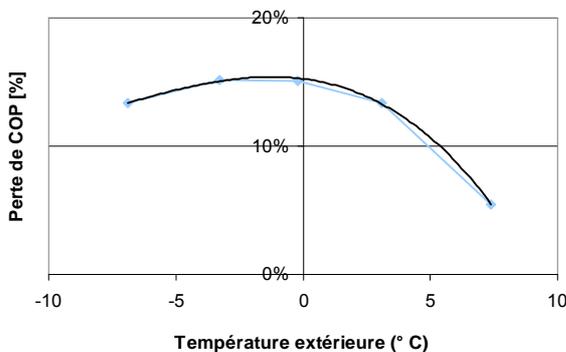


Figure 3-9 : Pertes de COP en fonction de la température extérieure

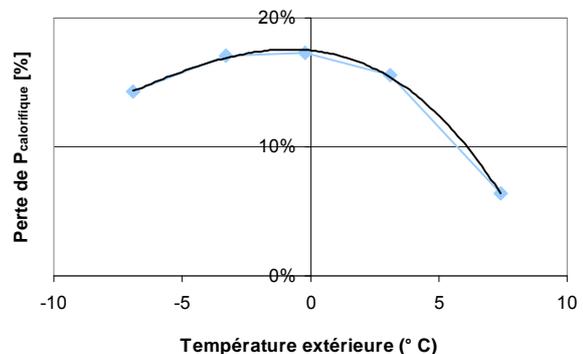


Figure 3-10 : Pertes de puissance calorifique en fonction de la température extérieure

Le modèle, repris par [Kinab 2009a] [Annexe 6] décrit l'évolution de la dégradation du COP, de la puissance calorifique, et de la puissance absorbée par le compresseur en fonction de la température extérieure et de l'humidité relative en comparant les performances de la PAC fonctionnant à des conditions de givrage à celles de la PAC hors de ces conditions.

Le modèle est appliqué pour l'évaluation des effets de givrage sur les performances d'une PAC de référence bi-compresseurs (cf. chap. 5) comme représenté dans le graphe suivant :

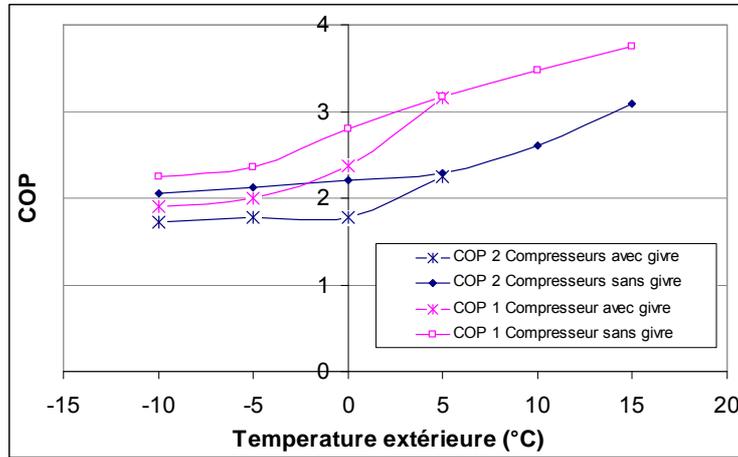


Figure 3-11 : COP en fonction de la température extérieure de la machine de référence (décrite au chap. 5)

Cette approche présente un avantage par rapport aux deux autres parce qu'elle s'appuie sur des valeurs réelles, et spécifie aussi les fonctionnements à charge partielle en givrage. Par contre, l'approche est élaborée à partir d'une batterie à air ayant des dimensions et une type d'ailette définies. Il conviendra de l'adapter à d'autres types de batterie à air comme les batteries à mini-canaux.

3.4 Auxiliaires

En plus de ses composants principaux (compresseur, échangeurs, détendeur), une pompe à chaleur comprend des systèmes auxiliaires dont la présence est indispensable pour le bon fonctionnement de la machine. Parmi ces systèmes auxiliaires, on modélise la consommation de la résistance de réchauffement du carter d'huile du compresseur, et le ventilateur, vu leur consommation électrique relativement élevée. La consommation des composants électriques destinés au contrôle et à la commande du système est faible de l'ordre de quelques watts.

3.4.1 Réchauffeurs de carter

3.4.1.1 Principe de fonctionnement

Un compresseur est souvent muni d'une résistance qui réchauffe son carter d'huile de manière à conserver une différence minimale de température autour de 10 K entre la température externe au compresseur et la température de l'huile [Kinab 2008b]. Ce réchauffement est nécessaire pour éviter que le fluide migre vers le carter du compresseur causant la détérioration du compresseur au démarrage.



Figure 3-12 : Résistances de carter de compresseur (à gauche réchauffement externe [Revos] [Danfoss], à droite réchauffement interne [Copeland])

Actuellement, la résistance de carter est mise en marche dès que le compresseur est arrêté. Le contrôle de la résistance de carter peut être fait par rapport à la la différence entre la température du carter et le point le plus chaud du circuit.

3.4.1.2 Modélisation du réchauffeur de carter

La puissance de la résistance est comptabilisée dans la puissance totale absorbée par la machine. La puissance électrique de la résistance de carter P_r dépend du type de résistance (Figure 3-12), du compresseur et de sa taille (quantité d'huile à chauffer). Elle est généralement de l'ordre de 50 W à 360 W par compresseur.

La puissance absorbée $P_{absorbée}$ par le système due au réchauffement par la résistance de carter est calculée comme suit :

- Pour une PAC à un compresseur :
 - à l'arrêt $P_{absorbée} = P_r$,
 - en marche $P_{absorbée} = 0$
- Pour une PAC à 2 compresseurs :
 - à l'arrêt $P_{absorbée} = 2 \times P_r$,
 - à 1 compresseur en marche $P_{absorbée} = P_r$,
 - à 2 compresseur en marche $P_{absorbée} = 0$,
- Pour une PAC à n compresseurs :
 - à l'arrêt $P_{absorbée} = n \times P_r$,
 - à n - 1 compresseurs en marche $P_{absorbée} = (n-1) \times P_r$,
 - à n compresseur en marche $P_{absorbée} = 0$.

3.4.2 Ventilateur

3.4.2.1 Principe de fonctionnement

Le ventilateur est installé sur la batterie à air ; il assure les échanges thermiques par convection forcée entre l'air et l'échangeur. La courbe caractéristique d'un ventilateur exprime la charge que le ventilateur peut compenser en fonction du débit d'air et de la vitesse de rotation (Figure 3-13).

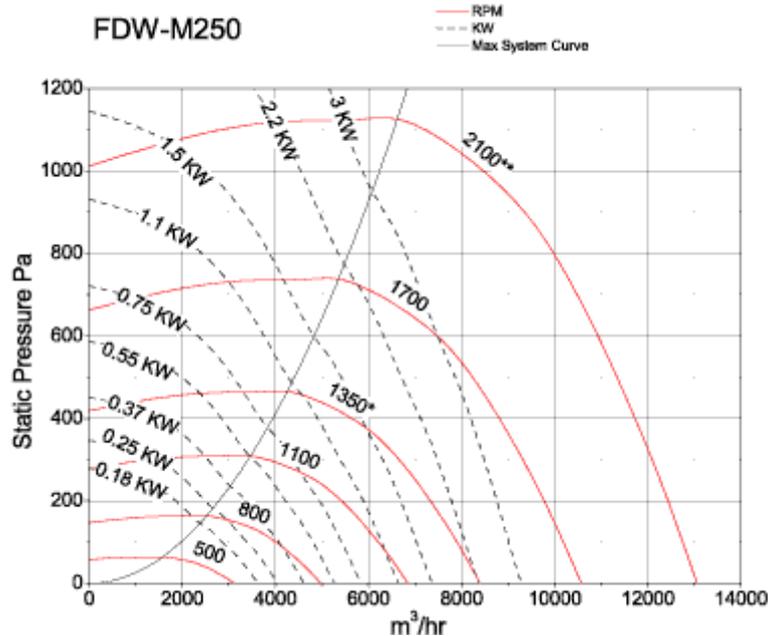


Figure 3-13 : Courbe caractéristique d'un ventilateur à vitesse variable [http://www.ritme.com]

La puissance consommée par le ventilateur est évaluée en fonction du débit d'air aspiré ou soufflé, de la perte de charge et du rendement :

$$P_{ventilateur} = \frac{Q_{v(air)} \cdot \Delta p}{\eta} \tag{3.8}$$

Où : $P_{ventilateur}$ est exprimée en W, Q_v en m^3/s et Δp en Pa, η rendement global du ventilateur.

3.4.2.2 Modélisation du ventilateur

Le modèle classique introduit n'a pas pu être appliqué dans cette étude, car il manquait le rendement global du ventilateur qui dépend de Q_v , ainsi que les pertes de charge engendrées par l'échangeur et le châssis.

Pour remédier à ce problème, on a recours à des valeurs expérimentales mesurées durant les essais pour corréler le débit (et ou la vitesse de rotation pour le cas de vitesse variable) à la puissance consommée.

N (Tr/min)	Débit (m3/h)	P _{absorbée} (kW)
990	37100	3.87
900	34560	2.88
690	28000	1.43
500	22000	0.70
335	16900	0.29

Le ventilateur est régulé en fonction de la régulation du compresseur de la PAC, de manière à adapter le débit d'air par rapport au régime de fonctionnement.

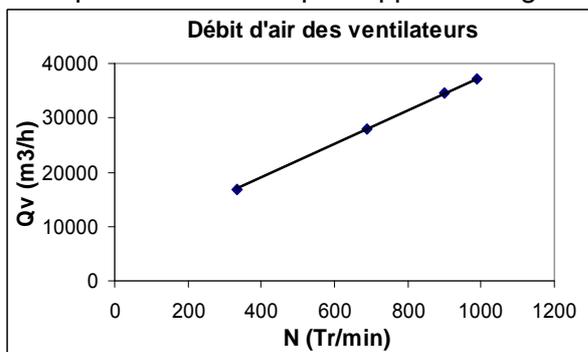


Figure 3-14 : Débit d'air du ventilateur en fonction de la vitesse de rotation

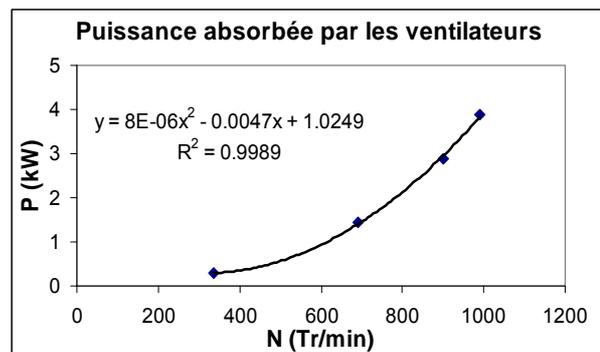


Figure 3-15 : Puissance consommée par le ventilateur en fonction de la vitesse de rotation

Les systèmes auxiliaires ont un effet sur les consommations de la machine et affectent les performances annuelles. Ils seront pris en compte parmi les améliorations envisagées au chapitre 5.

3.5 Définition du prototype

Un prototype a été conçu pour tester différentes améliorations. Il sert tout d'abord à la validation des modèles. Dans un premier temps, ce prototype a permis de valider le modèle thermodynamique à l'aide d'essais en chambre climatique. Ensuite, il a servi à une expérimentation in-situ en couplant la machine à un bâtiment durant l'année.

Les essais en laboratoire ont été effectués conformément à la norme EN 14511 [EN14511 2004] par les équipes de CIAT, en tenant compte des points nécessaires à la validation du modèle de cette thèse en modes chaud et froid.

J'ai participé au montage du prototype, et à l'instrumentation du système. L'exploitation des mesures qui suit est complètement menée par mes soins.

N.B : les essais de validation ont été limités, notamment en givrage à cause de la cellule d'essais et du temps imparti.

3.5.1 Etapes de conception du prototype

Le prototype a été monté en plusieurs étapes. La première phase a consisté en la définition du prototype à partir du choix des composants. Cette phase a été menée en partenariat CEP/CIAT :

- Compresseur

Le compresseur a été choisi en premier pour approcher une puissance d'environ 50 kW thermiques. Pour cela, il a fallu choisir entre un double compresseur (tandem) et un compresseur à vitesse variable. Ce dernier a été retenu car la vitesse variable des compresseurs est une nouvelle technologie de grand intérêt pour l'industriel. Les caractéristiques de ce compresseur à vitesse variable ont été fournies par un compressoriste dans le cadre d'un accord confidentiel.

Historiquement, les constructeurs de PAC ont d'abord eu recours au fractionnement de la puissance en deux ou trois petits compresseurs. Le taux de partition de puissance pouvant être par exemple 33 % - 66 % pour un tandem 2 compresseurs ce qui donne 3 niveaux possibles 33 %, 66 % et 100 %. Cette partition de puissance offre de nombreux avantages notamment en termes de consommation d'énergie grâce à sa capacité d'adaptation aux charges partielles.

La technologie des compresseurs à vitesse variable s'est introduite en Europe suite à son développement aux Etats Unis puis au Japon. L'utilisation de la vitesse variable est de plus en plus courante et permet l'amélioration de l'efficacité énergétique de la PAC en adaptant sa puissance thermique aux besoins du bâtiment [Zoughaib 2006]. A cela s'ajoute l'effet de la réduction de la puissance thermique aux échangeurs à charge partielle qui induit une réduction des différences de températures et une baisse du taux de compression, aboutissant à des gains non négligeables en consommation d'énergie.

En outre, l'entraînement du compresseur à vitesse variable induit une variation du débit masse du fluide circulant ; par conséquent le détendeur et les échangeurs sont influencés. Par exemple, l'utilisation d'un compresseur à vitesse variable avec un tube capillaire peut affecter les performances du système. A vitesse de rotation réduite, le débit diminue et le détendeur capillaire à ouverture constante ne réussit pas à maîtriser le débit pour d'autres pressions de condensation, perdant son rôle de contrôleur de la pression d'évaporation et de la surchauffe.

Les performances des échangeurs sont également influencées par le débit masse réduit à faible vitesse de rotation. Le très faible débit dégrade le coefficient d'échange de chaleur interne dans les échangeurs, et contribue à une mauvaise distribution du fluide. Ainsi, un problème d'entraînement de l'huile de lubrification contenue dans le fluide frigorigène, qui s'accumule dans l'évaporateur et ne retourne plus au compresseur dégrade les coefficients de transfert dans cet échangeur causant des dommages mécaniques au compresseur par manque de lubrification.

En termes de rendement, à faible vitesse de rotation, le rendement volumétrique est aggravé par des transferts du fluide frigorigène entre la haute pression et la basse pression, le rendement mécanique est aggravé par cette vitesse réduite, le rendement électrique est aussi réduit car le moteur électrique est normalement optimisé pour 80 % de la vitesse de rotation maximale, alors que le rendement isentropique est sensé être meilleur à faible débit. Cependant à des vitesses élevées, les frottements sont accrus et les vibrations importantes avec des nuisances acoustiques.

Par ailleurs, le démarrage d'un compresseur à vitesse variable est souple, et ne requiert pas un important courant (5 à 7 fois l'intensité du courant nominal), mais l'électronique de puissance a des conséquences sur le moteur électrique, conduisant à un vieillissement accéléré et des nuisances acoustiques ainsi que des échauffements supplémentaires.

En termes d'encombrement, le compresseur à vitesse variable ne représente pas un avantage par rapport au tandem car son variateur de vitesse occupe la place d'un compresseur :



Compresseur et son onduleur (inverter)



2 compresseurs en Tandem

En résumé, le compresseur à vitesse variable reste avantageux à priori par rapport à un compresseur traditionnel, améliorant l'efficacité énergétique en adaptant correctement la puissance thermique en fonction des besoins du bâtiment amenant à une réduction des consommations énergétiques si l'ensemble des composants du circuit frigorifique est bien pris en compte.

De plus, par rapport à un tandem, l'efficacité du variateur de fréquence rend moins intéressant le compresseur à vitesse variable sauf dans le cas des faibles charges partielles qu'on peut atteindre avec des fréquences faibles, et dans le cas d'un contrôle très précis de température d'eau. Pour cela, une partition de la puissance (tandem, trio) représente toujours une solution favorable pour des fonctionnements stables du système connus au moment de la conception et du dimensionnement.

- Détendeur électronique

Les équations caractéristiques du compresseur choisi ont alors été introduites dans le logiciel de dimensionnement CIAT pour le choix du détendeur et des échangeurs.

L'entraînement à vitesse variable du compresseur implique l'utilisation d'un détendeur capable de réguler le débit du fluide frigorigène dans l'évaporateur conservant une pression d'évaporation et une surchauffe stable. Le détendeur électronique a été préféré au détendeur thermostatique pour sa précision, sa rapidité, et son large domaine de fonctionnement.

- Echangeurs

L'échangeur à plaques a été sélectionné de manière à éviter des fortes pertes de charge (moins de 50 kPa en monophasique). Une bonne distribution du fluide à travers les canaux est nécessaire pour l'échange thermique et pour éviter la stagnation de l'huile dans l'échangeur. Une batterie mini-canaux est choisie comme échangeur à air. La conception et la fabrication de ce type d'échangeur initialement destiné au secteur automobile a été menée de façon à correspondre au châssis disponible (machine typique de 50 kW). Une fois la taille de la batterie connue, le système de distribution a été sélectionné ainsi que les ventilateurs.

La batterie mini canaux est de forme en V sous capot du double ventilateur. Comme les mini-canaux sont une technologie récente ayant fait l'objet d'un accord de confidentialité, la géométrie n'est pas connue dans la suite.

L'intérêt d'un échangeur mini-canaux, porte essentiellement sur la charge réduite de fluide, la compacité, l'utilisation des fluides à haute pression comme le CO₂, et sur la performance thermique [Clodic 2007]. On ajoute que l'utilisation de l'aluminium pour la fabrication des échangeurs mini-canaux offre des avantages en termes de poids de la batterie et de prix par rapport aux échangeurs standards en cuivre à densité plus élevée et plus corrodable :

	Aluminium	Cuivre
Masse volumique (kg/m ³)	2700	8920
Prix (\$/tonne)	1480	4530
Conductivité (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	237	385

La plupart des échangeurs mini-canaux sont fabriqués par extrusion (aluminium, polymères), se corrodent moins et présentent des formes diverses et des tailles différentes (Figure 3-16). [APACHE 2008] [Colasson 2007]

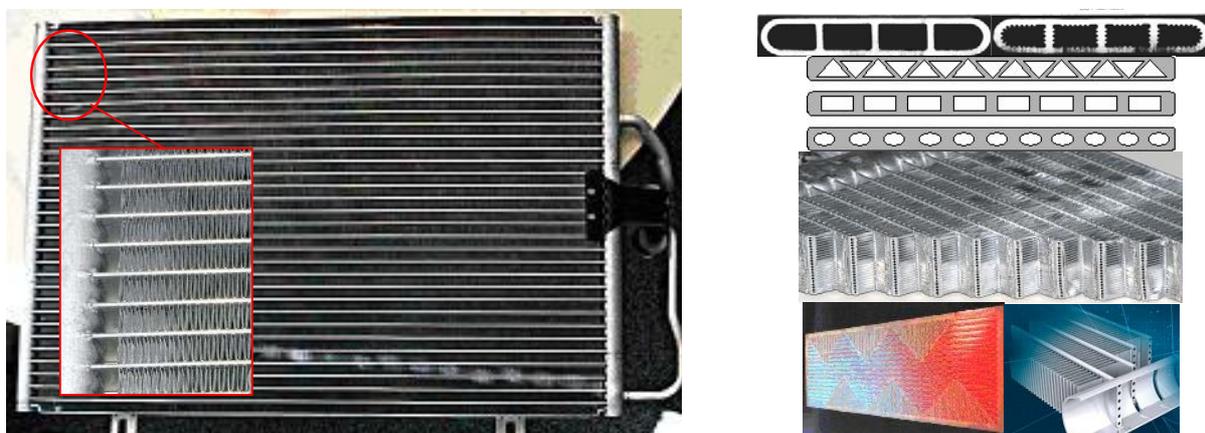


Figure 3-16 : Echangeurs mini-canaux (à gauche condenseur de climatisation automobile, à droite différentes sections de d'échangeur mini-canaux)

Kandilkar [Kandilkar 2002] propose la classification suivante :

- $D_h > 3\text{ mm}$: *canaux conventionnels*
- D_h compris entre 0,2 et 3 mm : *mini-canaux*
- $D_h < 0,2\text{ mm}$: *micro-canaux*

De son côté, Thome et Ribatsky [Thome 2005] reprennent les travaux de Kew et Cornwell sur l'effet du confinement en ébullition pour définir un autre critère de transition, basé sur un diamètre seuil D_{th} :

$$D_{th} = \left(\frac{4\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{1/2} \quad (3.9)$$

où σ est la tension de surface [N/m].

Ainsi, si le diamètre réel du canal est inférieur à cette valeur seuil, définie pour un fluide et une température de saturation, le confinement est celui d'un mini-canal.

En résumé, le choix de la batterie mini-canaux présente des avantages en termes de volume et de poids. Cette compacité a un intérêt environnemental puisqu'elle se traduit par une charge de fluide frigorigène réduite.

- Ventilateur

Les caractéristiques des deux ventilateurs à vitesse variable identiques associés à la batterie mini-canaux, peuvent être résumées par leur débit et puissance exprimés en fonction de la vitesse de rotation [CIATb]. Les caractéristiques des ventilateurs installés sont données sur les Figure 3-14 et Figure 3-15.

- Agencement général

La deuxième phase de construction du prototype a précisé les détails du schéma frigorifique (Figure 3-17, Figure 3-18) et défini les tuyauteries cuivre reliant les différents composants de la pompe à chaleur ainsi que leur brasage.

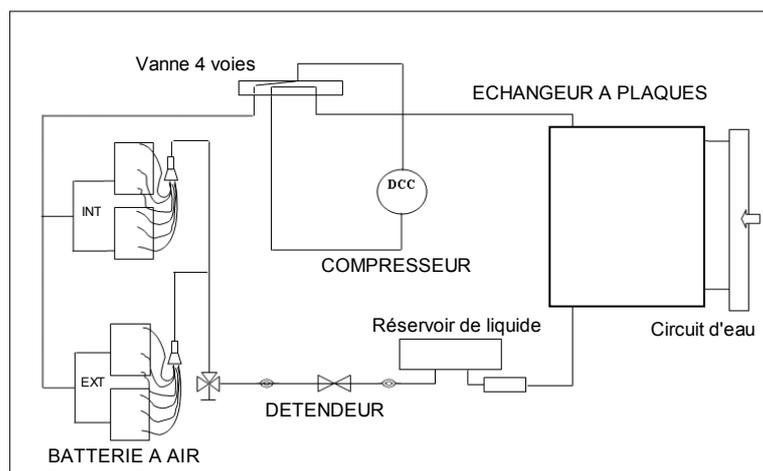


Figure 3-17 : Schéma frigorifique de la machine en configuration de rafraîchissement

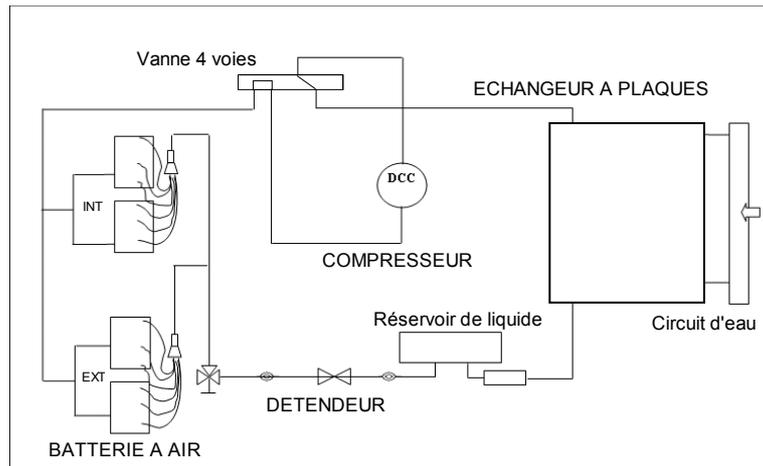


Figure 3-18 : Schéma frigorifique de la machine en configuration de chauffage

La troisième phase a permis la réalisation du schéma électrique de la régulation du système, puis de l'armoire électrique et son installation. Lors de cette phase, tous les composants électriques ont été raccordés : les capteurs de pression de sécurité, les électrovannes, le détendeur et ses capteurs, les sondes de régulation, les ventilateurs, et la pompe.

3.5.2 Description du prototype

La puissance nominale de chauffage (à $T_{\text{air}} = 7 \text{ °C}$ et $T_{\text{eau}} = 45 \text{ °C}$) est d'environ 50 kW pour la fréquence de rotation maximale du compresseur.



Figure 3-19 : Photo du prototype

Les principaux composants du prototype sont :

- Compresseur à vitesse variable
- Détendeur électronique
- Echangeurs à plaques
- Batterie mini canaux
- Ventilateurs (x2) à vitesse variable
- Pompe circuit d'eau à vitesse variable

Le compresseur est un compresseur de type scroll muni d'un inverter qui fait varier la fréquence de rotation de 30 Hz à 90 Hz.

					
Compresseur à vitesse variable	Onduleur	Détendeur électronique	Batterie mini canaux	Double ventilateurs à vitesse variable	Pompe circuit d'eau vitesse variable

3.5.3 Instrumentation

Le prototype est instrumenté par différents capteurs pour mesurer les grandeurs nécessaires à la caractérisation du cycle de compression et évaluer les performances.

L'instrumentation comporte :

- 36 mesures de température dont 6 sondes platine PT100 (4 mesures intrusives sur le circuit d'eau, et 2 mesures sur l'air) et 30 mesures par des thermocouples TC sur les différentes parties du circuit frigorifique ;
- 5 mesures de pression ;
- Un débitmètre pour la mesure du débit d'eau ;
- Un tachymètre pour la mesure de la vitesse des ventilateurs ;
- Un hygromètre pour la mesure de l'humidité relative de l'air ;
- Les caractéristiques du compresseur (puissance, fréquence, débit fluide frigorigène) sont mesurées au niveau de l'onduleur ;
- 1 mesure de puissance électrique. Cette mesure de la puissance électrique se situe sur l'alimentation générale de la machine.

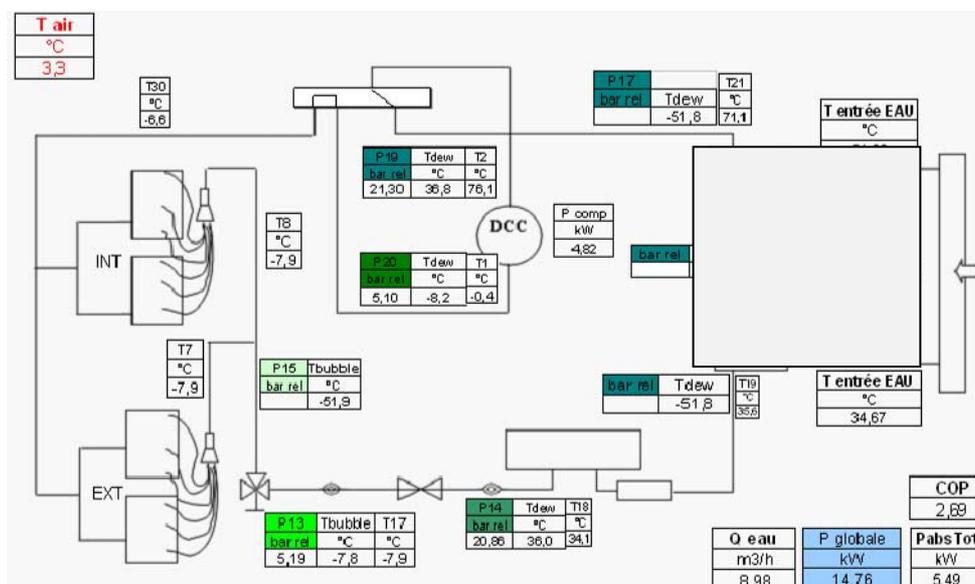


Figure 3-20 : Instrumentation du prototype

L'acquisition de ces données s'effectue par un programme développé sous le logiciel LabWindows/CVI avec un pas de temps de 10 secondes. Le programme, de par son

interface graphique, permet la visualisation sur écran des différentes valeurs mesurées et calculées, ainsi que le pilotage de certaines consignes de fonctionnement.

Le détail des instruments est présenté en annexe 2 ainsi que les instruments utilisés ensuite pour le suivi des essais in-situ.

3.5.4 Chargement de la machine en R410A

Le fluide frigorigène choisi est le R410A (50% R32 et 50% R125 en masse). Le R410A est un HFC Hydro Fluoro Carbone conçu à la fin des années 80 pour remplacer le R22 dans les applications de climatisation. Il est utilisé par l'industrie du conditionnement d'air pour les performances du cycle, et sa grande capacité volumétrique (excède celle du R22 de 50 %) qui contribue à la réduction du volume du compresseur. Ce fluide frigorigène nécessite un lubrifiant synthétique.

Le point critique du R410A correspond à une température de 71,3 ° C et une pression de 4,90 MPa, permettant une large utilisation de ce fluide hors zones critiques.

Ce mélange présente un glissement de température inférieur à 0,2 K ce qui est à prendre en considération pour une machine réversible dont les échangeurs interchangent leur rôle de condenseur à évaporateur en passant du mode chauffage au mode de rafraîchissement.

L'annexe 1 détaille les propriétés du R410A et fait la comparaison par rapport à d'autres fluides frigorigènes.

La charge en fluide d'une PAC est un élément important dans l'optimisation des performances. En effet, une surcharge en fluide rend significative la part de la phase liquide du volume interne du condenseur conduisant à une augmentation rapide de la haute pression, ainsi qu'une baisse du coefficient d'échange du condenseur entraînant la chute du coefficient de performance. Par ailleurs, un manque de charge entraîne aussi une diminution du COP due aux faibles pressions dans l'évaporateur à l'aspiration du compresseur.

La charge du système en fluide frigorigère est déterminée en fonction du sous-refroidissement en mode chauffage et en mode refroidissement qui permet un bon fonctionnement de la pompe à chaleur.

En mode chauffage, le sous-refroidissement est réglé à 1 K et en mode rafraîchissement à 5 K. La différence de charge entre les deux modes définit le volume du réservoir de liquide. L'installation du réservoir de liquide et la recharge se font progressivement au cours des premiers essais jusqu'à la charge définitive.

3.5.5 Premiers essais de mise en service

Après avoir vérifié l'étanchéité de la machine par des tests de fuite, et chargé le circuit en fluide frigorigère, les premiers essais de mise en service du prototype de pompe à chaleur se sont déroulés à partir de mi-novembre 2007 jusqu'à fin décembre 2007.

Le bon fonctionnement du prototype en mode chauffage a été validé par des essais de la machine installée à l'extérieur du laboratoire. En mode rafraîchissement, les expérimentations ont été effectuées dans un hall d'essai.

Ces premiers essais jouent un rôle très important sur plusieurs points de la mise en service de la PAC ; on cite :

- Chargement de la machine en fluide frigorigère en fonction du sous-refroidissement en mode chauffage et en mode refroidissement ;

- Vérification des sécurités : capteur BP, HP, coupure débit d'eau... ;
- Validation du domaine de fonctionnement du compresseur et intégration dans le module de régulation ;
- Validation du bon fonctionnement des cycles de givrage / dégivrage ;
- Mise au point de la régulation ;
- Validation du bon fonctionnement général de la machine sur quelques points particuliers ;

3.6 Validation du modèle par les essais en laboratoire

Les essais en laboratoire présentés vont permettre de valider le modèle thermodynamique développé au chapitre précédent, et de calibrer les paramètres du modèle vis à vis des résultats d'essais.

Dans ce paragraphe, on présente les essais réalisés en mode froid et en mode chaud. Pour les essais en froid, la PAC est placée dans une chambre climatique reproduisant les conditions de température et d'hygrométrie de l'air pour la saison de rafraîchissement. Pour les essais en mode chaud, la PAC est située à l'extérieur du laboratoire dans les conditions de la saison de chauffage.

Un circuit de compensation est conçu spécialement pour les essais en laboratoire. La PAC est raccordée à une boucle d'eau permettant de maintenir et de contrôler les conditions de température du côté de l'eau.

3.6.1 Essais servant à la validation du modèle

3.6.1.1 Essais servant à la validation du modèle en mode froid

Les essais réalisés pour la validation du modèle ont commencé par la validation du fonctionnement en mode froid en novembre 2007. Ils sont détaillés dans le Tableau 3-1 :

N° point	Fréquence (Hz)	Ventilateur (RPM)	charge 1 ou 2	T air (°C)	T entrée eau (°C)	débit eau (m ³ /h)
1	30	500	1	17,6	12,5	4,0
2	30	500	1	16,5	12,5	3,9
3	45	380	1	19,9	12,5	6,0
4	45	380	1	18,0	12,5	6,1
5	45	380	2	16,8	12,5	6,1
6	45	500	1	20,7	12,5	6,0
7	45	500	2	16,6	12,5	6,1
8	45	700	1	21,3	12,5	6,0
9	60	700	1	21,2	12,5	6,5
10	90	500	1	21,3	12,5	9,6
11	90	700	1	21,5	12,5	9,5
12	90	700	2	19,4	12,5	10,4
13	90	900	1	22,9	12,5	9,6

Tableau 3-1: Liste des essais réalisés en mode refroidissement (novembre 2007)

La colonne charge représente la quantité de fluide frigorigène dans la machine au moment de l'essai. La charge 1 représente un sous-refroidissement de 2 K pour une vitesse du compresseur de 90 Hz en mode refroidissement et la charge 2 représente un sous-refroidissement de 5 K à 90 Hz pour le mode refroidissement.

Le fonctionnement de cette pompe à chaleur vise un sous-refroidissement de 5 K en mode refroidissement au point nominal (vitesse du compresseur 90 Hz ; $T_{\text{air}} = 35 \text{ °C}$ et un régime d'eau équivalent à 12 / 7 °C).

3.6.1.2 Essais servant de validation du modèle en mode chaud

Les essais réalisés pour la validation du modèle en fonctionnement mode chaud sont détaillés dans le Tableau 3-2 :

N° point	Fréquence (Hz)	Ventilateur (RPM)	charge 1 ou 2	T air (°C)	T entrée eau (°C)	débit eau (m ³ /h)
1	30	380	2	3,3	34,7	9,0
2	30	500	2	3,4	34,9	9,0
3	40	380	2	0,9	37,5	9,0
4	40	520	2	0,9	37,5	9,0
5	40	720	2	1,4	37,5	9,0
6	60	380	2	1,3	40,9	9,0
7	60	500	2	2,2	40,5	9,0
8	60	700	2	2,2	40,8	9,0
9	90	700	2	1,8	28,3	9,2
10	90	700	2	4,0	29,5	9,3
11	90	600	2	6,9	40,0	9,3

Tableau 3-2 : Liste des essais réalisés en mode chauffage (décembre 2007)

Les essais en mode chauffage ont été réalisés après ceux en mode refroidissement (décembre 2007) et comportent donc uniquement la charge 2. La machine comporte un réservoir de liquide qui stocke la différence de charge entre le mode chauffage et le mode refroidissement permettant d'équilibrer la charge dans le système par rapport à la consigne de sous-refroidissement.

3.6.2 Résultats des essais

3.6.2.1 Calcul d'incertitude sur les résultats mesurés

Les résultats des essais, en particulier la puissance absorbée, la puissance calorifique, la puissance frigorifique, les performances COP et EER de la PAC réversible, sont déduits des mesures effectuées sur le prototype. Les instruments de mesure mènent à des incertitudes ΔCOP , ΔEER , $\Delta P_{\text{calorifique}}$, et $\Delta P_{\text{frigorifique}}$ calculées par la méthode de l'incertitude type composée [AFNOR NF ENV 13005].

$$\bullet \quad COP = \frac{P_{\text{calorifique}}}{P_{\text{absorbée}}} \quad (3.10)$$

$$\Delta COP^2 = \frac{1}{(P_{\text{absorbée}})^2} (\Delta P_{\text{calorifique}})^2 + \frac{(P_{\text{calorifique}})^2}{(P_{\text{absorbée}})^4} (\Delta P_{\text{absorbée}})^2$$

$$\bullet \quad EER = \frac{P_{\text{frigorifique}}}{P_{\text{absorbée}}} \quad (3.11)$$

$$\Delta EER^2 = \frac{1}{(P_{absorbée})^2} (\Delta P_{frigorifique})^2 + \frac{(P_{frigorifique})^2}{(P_{absorbée})^4} (\Delta P_{absorbée})^2$$

- $\frac{\Delta P_{absorbée}}{P_{absorbée}} = 1\%$ (Wattmètre neuf) (3.12)

- $P_{calorifique} = \dot{m}_{eau} c_p (T_{sortie} - T_{entrée})$ (3.13)

$$\Delta P_{calorifique}^2 = c_p^2 (T_{sortie} - T_{entrée})^2 \Delta \dot{m}_{eau}^2 + \dot{m}_{eau}^2 c_p^2 (\Delta(T_{sortie} - T_{entrée}))^2$$

- $\frac{\Delta \dot{m}_{eau}}{\dot{m}_{eau}} = 1\%$ (Débitmètre neuf)

- $\Delta(T_{sortie} - T_{entrée}) = 0,03K$

- $P_{frigorifique} = \dot{m}_{eau} c_p (T_{entrée} - T_{sortie})$ (3.14)

$$\Delta P_{frigorifique}^2 = c_p^2 (T_{entrée} - T_{sortie})^2 \Delta \dot{m}_{eau}^2 + \dot{m}_{eau}^2 c_p^2 (\Delta(T_{entrée} - T_{sortie}))^2$$

3.6.2.2 Résultats des essais en mode froid

N° point	$P_{frigorifique}$	$\frac{\Delta P_{frigorifique}}{P_{frigorifique}}$	$P_{absorbée}$	$\frac{\Delta P_{absorbée}}{P_{absorbée}}$	EER	$\Delta EER/EER$
	(kW)	(%)	(kW)	(%)	(-)	(%)
1	18,2	1%	3,8	1%	4,8	2%
2	19,7	1%	3,9	1%	5,1	2%
3	27,5	1%	6,0	1%	4,5	2%
4	29,6	1%	5,9	1%	5,0	2%
5	30,3	1%	5,8	1%	5,2	2%
6	27,6	1%	6,2	1%	4,4	2%
7	30,7	1%	5,9	1%	5,2	2%
8	27,8	1%	7,0	1%	4,0	2%
9	39,3	1%	9,4	1%	4,2	1%
10	56,1	1%	14,2	1%	4,0	2%
11	57,9	1%	14,4	1%	4,0	2%
12	57,9	1%	14,7	1%	3,9	2%
13	57,7	1%	15,7	1%	3,7	2%

Tableau 3-3 : Résultats principaux des essais en mode froid

3.6.2.3 Résultats des essais en mode chaud

N° point	$P_{calorifique}$	$\frac{\Delta P_{calorifique}}{P_{calorifique}}$	$P_{absorbée}$	$\frac{\Delta P_{absorbée}}{P_{absorbée}}$	COP	$\Delta COP/COP$
	(kW)	(%)	(kW)	(%)	(-)	(%)
1	14,8	2%	5,5	1%	2,7	3%
2	15,6	2%	5,9	1%	2,7	3%
3	17,9	2%	7,0	1%	2,5	2%
4	20,3	2%	7,4	1%	2,7	2%
5	20,8	2%	8,4	1%	2,5	2%
6	28,9	1%	10,6	1%	2,7	2%

7	31,6	1%	11,0	1%	2,9	2%
8	32,4	1%	12,1	1%	2,7	2%
9	47,5	1%	14,5	1%	3,3	2%
10	47,1	1%	14,8	1%	3,2	2%
11	51,2	1%	17,0	1%	3,0	2%

Tableau 3-4 : Résultats principaux des essais en mode chaud

3.6.2.4 Comparaison du modèle global aux valeurs expérimentales

Les résultats des essais permettent de comparer le modèle thermodynamique de la PAC aux mesures. Ceci est illustré sur les Figure 3-21 à Figure 3-23 pour le mode froid et sur les Figure 3-24 à Figure 3-26 pour le mode chaud.

▪ En mode froid

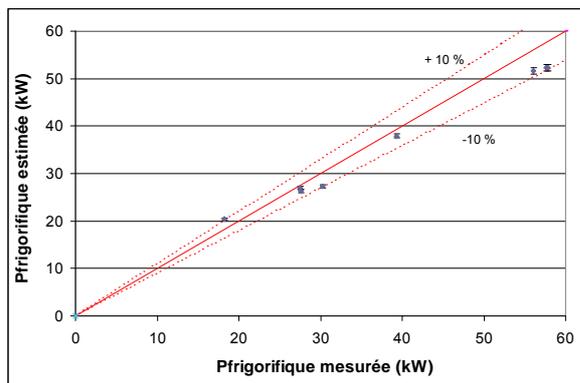


Figure 3-21 : Comparaison des puissances frigorifiques mesurées et obtenues par le modèle global

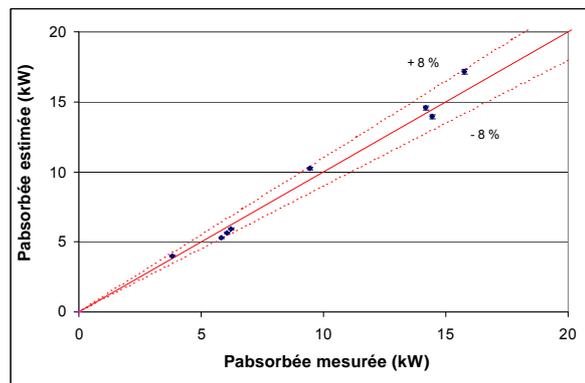


Figure 3-22 : Comparaison des puissances absorbées mesurées et obtenues par le modèle global

Le modèle estime la **puissance frigorifique livrée par la PAC (Figure 3-21)** avec un écart moyen de 7 % et un écart maximal de 10 %, ainsi que la **puissance absorbée avec un écart moyen de 5 % et un écart maximal de 8 % (Figure 3-22)**, quant à l'EER il l'estime avec un écart moyen de 8 % et un écart maximal de 10 % (Figure 3-23).

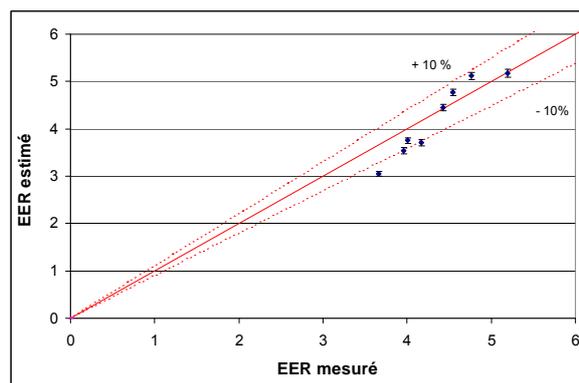


Figure 3-23 : Comparaison des EER mesurés et obtenus par le modèle global

Ces écarts sont liés au sous modèle du compresseur qui néglige les pertes thermiques. Les incertitudes des éléments de mesure aux écarts sont de l'ordre de 1 % pour la puissance frigorifique, de 1 % pour la puissance absorbée et de 2 % pour l'EER.

▪ **En mode chaud**

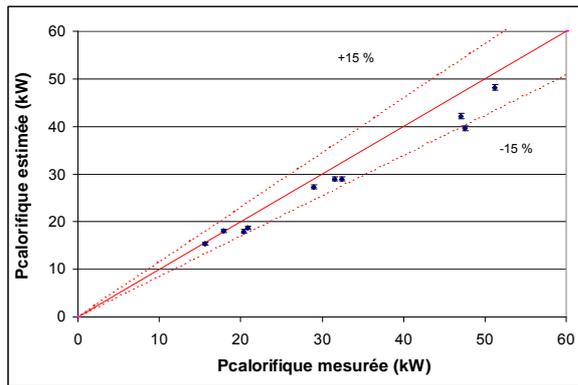


Figure 3-24 : Comparaison des puissances calorifiques mesurées et obtenues par le modèle global

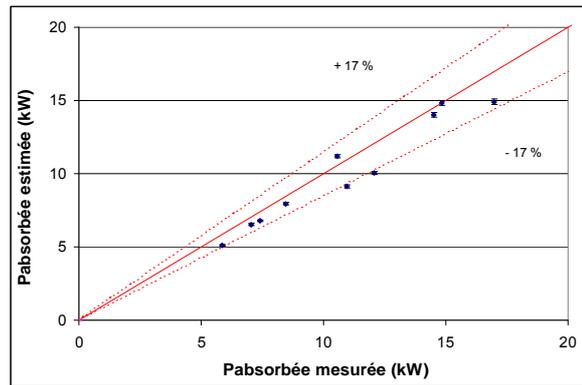


Figure 3-25 : Comparaison des puissances absorbées mesurées et obtenues par le modèle global

Le modèle estime la **puissance calorifique livrée par la PAC** (Figure 3-24) avec un écart moyen de 8 % et un écart maximal de 15 %, ainsi que la **puissance absorbée avec un écart moyen de 8 % et un écart maximal de 17 %** (Figure 3-25), quant au **COP, il est estimé avec un écart moyen de 9 % et un écart maximal de 14 %** (Figure 3-26).

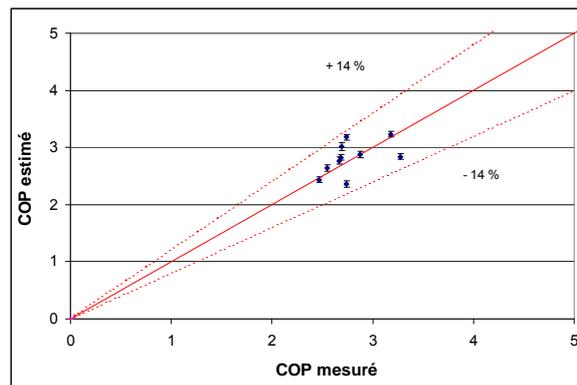


Figure 3-26 : Comparaison des COP mesurés et obtenus par le modèle global

Les incertitudes de mesure en mode chaud sont difficiles à déterminer, elles dépendent du fonctionnement en givrage/dégivrage de la machine à faible température. De plus, une incertitude de 10 % est tolérée dans la déclaration des performances à ces conditions de fonctionnement. Cela amène à dire que le COP est estimé avec un écart de 4 % maximal.

3.7 Validation du modèle par expérimentation in situ

L'expérimentation in-situ présentée a pour but de valider le modèle thermodynamique développé d'un point de vue saisonnier et d'observer le fonctionnement réel de la PAC couplée au bâtiment, cela peut donc se résumer par :

- évaluation des performances saisonnières ;
- validation du modèle thermodynamique (incluant cyclage givrage) ;
- validation de la chaîne de calcul globale ;

Dans cette partie, le bâtiment retenu est décrit ainsi que l'estimation des besoins de chauffage et de refroidissement, les détails de la campagne d'essais qui a duré de février à août 2008 y sont aussi présentés.

3.7.1 Description conditions climatiques

Le bâtiment est situé à Culoz au Centre de Recherche et Innovation CIAT. Culoz, à 240 m d'altitude, est situé au pied du Grand Colombier (1534 m) dans le département de l'Ain en Rhône Alpes. De par sa situation géographique, le climat de cette région est un mélange d'un climat continental tempéré influencé par le climat océanique de l'ouest, le climat méditerranéen du sud et la proximité des montagnes. Le climat est froid, rigoureux en hiver, doux en été, et la température moyenne annuelle est de 11 °C.

3.7.2 Bâtiment retenu

Le bâtiment est constitué d'une chambre climatique, d'un bureau du personnel, d'une salle de réunion, et d'une zone climatisée tout autour de la chambre. Cette dernière zone et les bureaux du personnel ainsi que la salle de réunion sont climatisés et chauffés par la PAC.



Figure 3-27 : Installation de la pompe à chaleur

La PAC est instrumentée pour permettre un bon suivi de son fonctionnement comme décrit au paragraphe 3.5.3.

Le programme d'acquisition génère quotidiennement des fichiers d'enregistrement de mesures selon un pas de temps d'acquisition de 10 s. Ces fichiers permettront l'exploitation du fonctionnement de la pompe à chaleur sur une année.

Les besoins du bâtiment considéré sont difficiles à modéliser, étant donné que le bâtiment a des usages variés, avec une porte fréquemment ouverte. On utilise par la suite l'énergie fournie par la PAC comme « charge » du bâtiment en moyenne horaire. D'autre part, s'agissant d'essais in-situ on ne dispose que des mesures sur des périodes de charge partielle.

L'évaluation ultérieure des performances annuelles typiques sera faite sur des besoins correspondant à un bâtiment fictif bien dimensionné et avec une occupation de type « bureaux ».

3.7.3 Campagne d'essais hiver

La campagne d'essais in-situ hiver pour la validation du fonctionnement en mode chauffage a été menée pendant les mois de février, mars, avril, mai, de l'année 2008 sur la machine couplée au bâtiment décrit ci-dessus.

La température d'air dans cette saison varie entre $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ comme le montre la Figure 3-28,

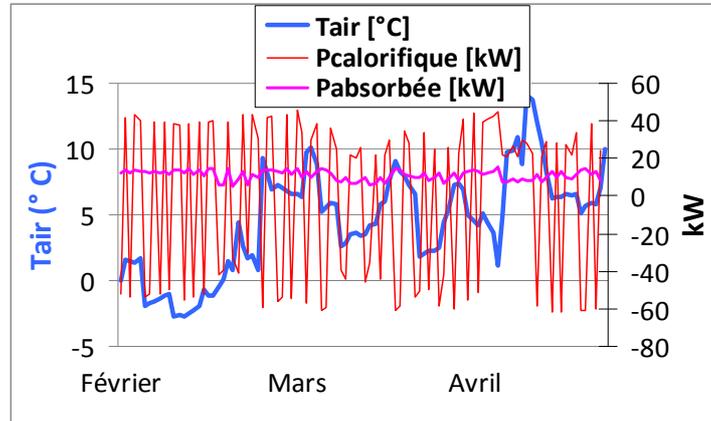


Figure 3-28 : Puissance calorifique et puissance absorbée de la PAC en fonction de la température moyenne journalière d'air ($^{\circ}\text{C}$) pendant les mois de février, mars, et avril

La saison de chauffe comporte des fonctionnements en régime pseudo-stationnaire et des fonctionnements en régime dynamique instationnaire.

3.7.3.1 Régime pseudo-stationnaire

Le fonctionnement en régime pseudo-stationnaire de la PAC correspond à un fonctionnement stable du compresseur qu'on repère à partir de sa vitesse de rotation. En effet, un régime pseudo-stationnaire est marqué par une rotation du compresseur à une fréquence constante. Ce régime est considéré loin des périodes de faible température extérieure $T_{\text{air}} > 6\text{ }^{\circ}\text{C}$ afin d'éviter le phénomène de givrage.

La Figure 3-30 extraite des mesures effectuées au cours de la journée du 7 février 2008 (température extérieure donnée en Figure 3-29), montre un fonctionnement pseudo-stationnaire à 90 Hz, 80 Hz, 60 Hz et 50 Hz. Les intervalles transitoires intermédiaires correspondent à un fonctionnement en régime instationnaire.

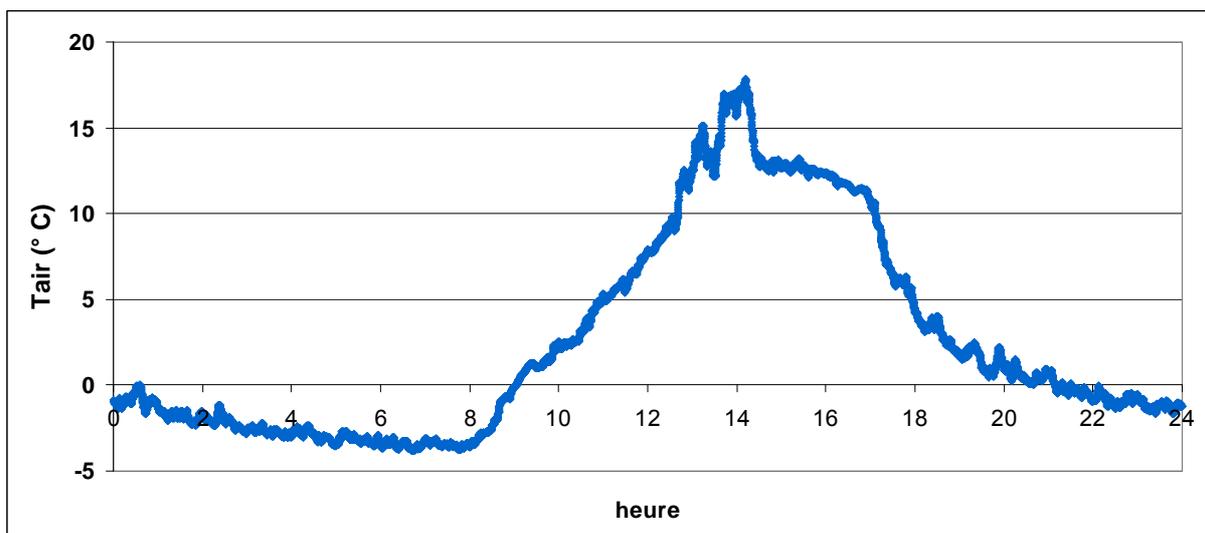


Figure 3-29: Température d'air extérieure ($^{\circ}\text{C}$) saisie le 7 février 2008 (au pas de temps de 10 s)

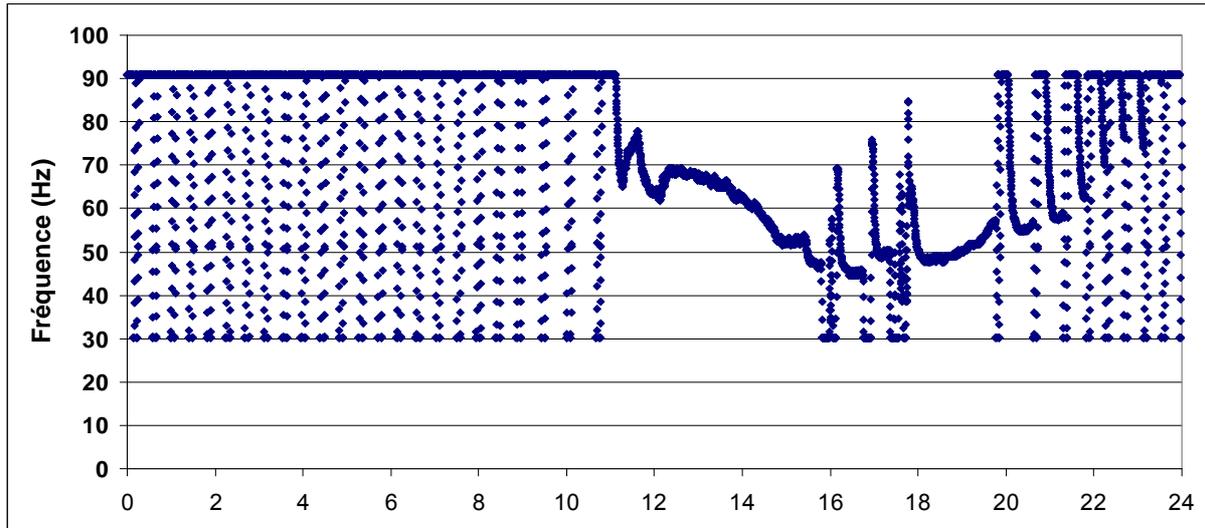


Figure 3-30 : Fréquence de rotation du compresseur lors des mesures saisies le 7 février 2008 (au pas de temps de 10 s)

3.7.3.2 Régime instationnaire

(i) Givrage/Dégivrage

La pompe à chaleur fonctionne en mode de givrage/dégivrage pour des températures extérieures inférieures à 6 °C (Figure 3-29), pénalisant ainsi les performances de la machine. En effet, en dégivrage le cycle est inversé, et l'échangeur à air change de rôle d'évaporateur en condenseur et l'échangeur à plaques initialement condenseur devient évaporateur, ce phénomène est bien visible sur la Figure 3-31 qui présente des mesures de la puissance thermique échangée au niveau de l'échangeur à plaques en fonction de la température extérieure. Les puissances négatives observées correspondent aux inversions de cycle.

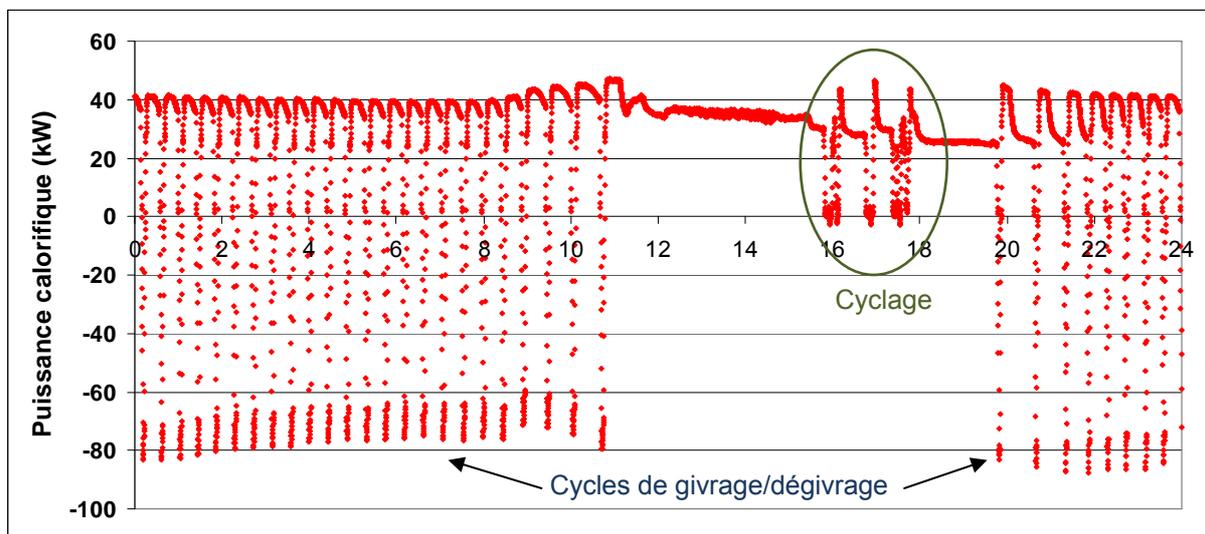


Figure 3-31: Puissance calorifique délivrée par la PAC (kW) le 7 février 2008 (au pas de temps de 10 s)

(ii) Démarrage et cyclage (On/Off)

Le démarrage et le cyclage marche arrêt (On/Off) du système sont des phénomènes transitoires repérés à travers la puissance absorbée par le compresseur et sa fréquence, ainsi que la puissance calorifique délivrée par l'échangeur à plaques.

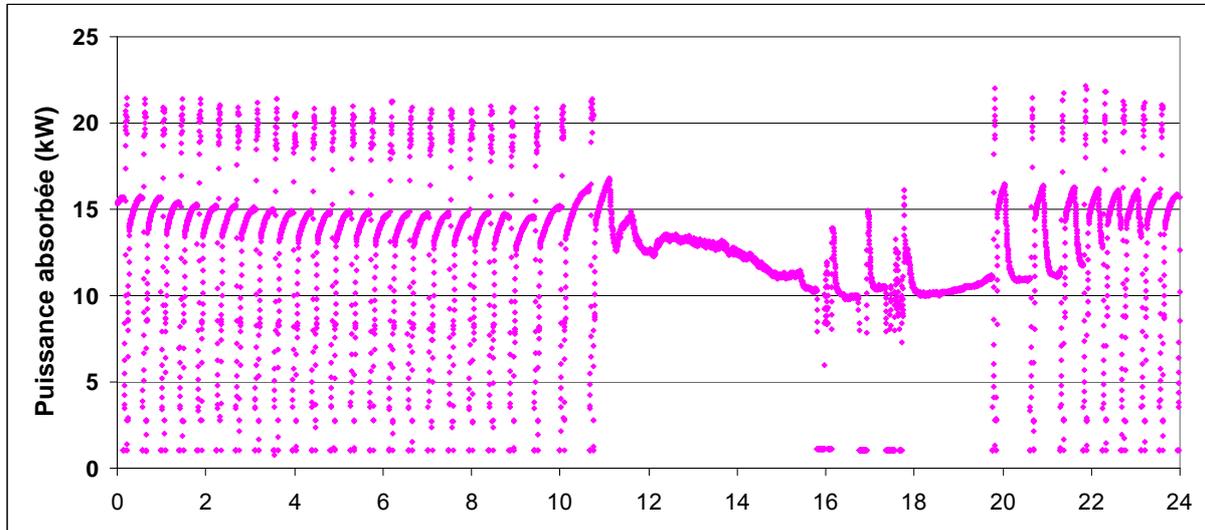


Figure 3-32 : Puissance électrique absorbée par la PAC le 7 février 2008 (au pas de temps de 10 s)

La puissance absorbée par le compresseur varie de la puissance minimale à la puissance maximale au cours de ces phénomènes (Figure 3-32), ainsi que la fréquence croît de 30 Hz à 90 Hz au démarrage.

On note qu'à l'arrêt de la PAC, l'affichage du compresseur marque 30 Hz mais la fréquence réelle est nulle, et au démarrage on passe de 0 à 90 Hz avant de revenir à la fréquence requise.

3.7.3.3 Performances de la PAC en mode chaud

Les performances de la PAC en mode chaud sont calculées à partir de la puissance calorifique et la puissance absorbée mesurées au pas de temps de 10 s (Figure 3-33) :

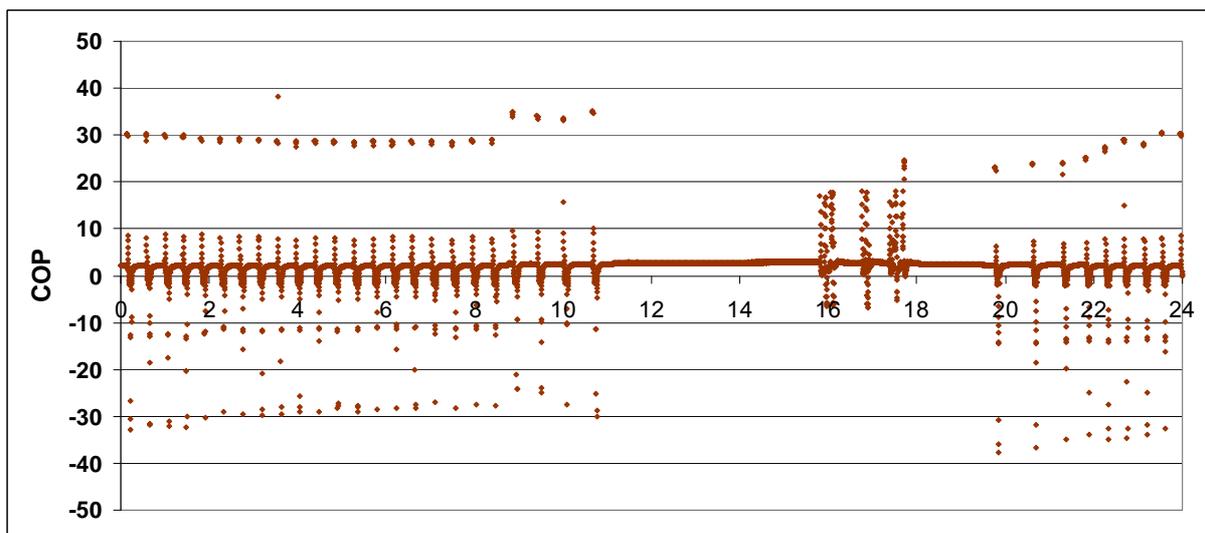


Figure 3-33 : COP horaire de la PAC (kW) le 7 février 2008 (au pas de temps de 10 s)

Le COP varie entre 0 et 5, les valeurs « apparentes » du COP qui dépassent 5 correspondent aux périodes où il y a de la puissance calorifique produite à l'arrêt du compresseur suite à un cycle de fonctionnement normal. Les valeurs négatives du COP correspondent aux inversions du cycle lié au dégivrage de la batterie à air.

3.7.4 Campagne d'essais été

La campagne d'essais in-situ été pour la validation du fonctionnement en mode rafraîchissement s'est déroulée pendant les mois de mai, juin juillet, et août de l'année 2008 sur la machine couplée au bâtiment décrit au § 3.7.2.

La température d'air durant cette saison varie entre 15 ° C et 35 ° C comme le montre la Figure 3-34,

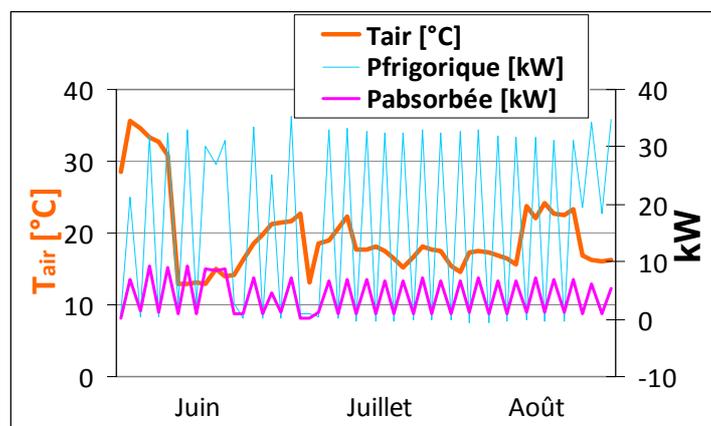


Figure 3-34 : Puissance frigorifique et puissance absorbée de la PAC en fonction de la température moyenne journalière d'air (°C) pendant les mois de juin, juillet, et août

A part le fonctionnement pseudo-stationnaire, on illustre les fonctionnements à puissance réduite qui correspondent à des démarrages ou des cyclage (On/Off) du système pour une journée type. La Figure 3-36 extraite des mesures effectuées au cours de la journée du 4 août 2008 (température extérieure donnée en Figure 3-35), montre ce fonctionnement On/Off pour des intervalles de fréquences entre 30 Hz et 48 Hz ou 60 Hz.

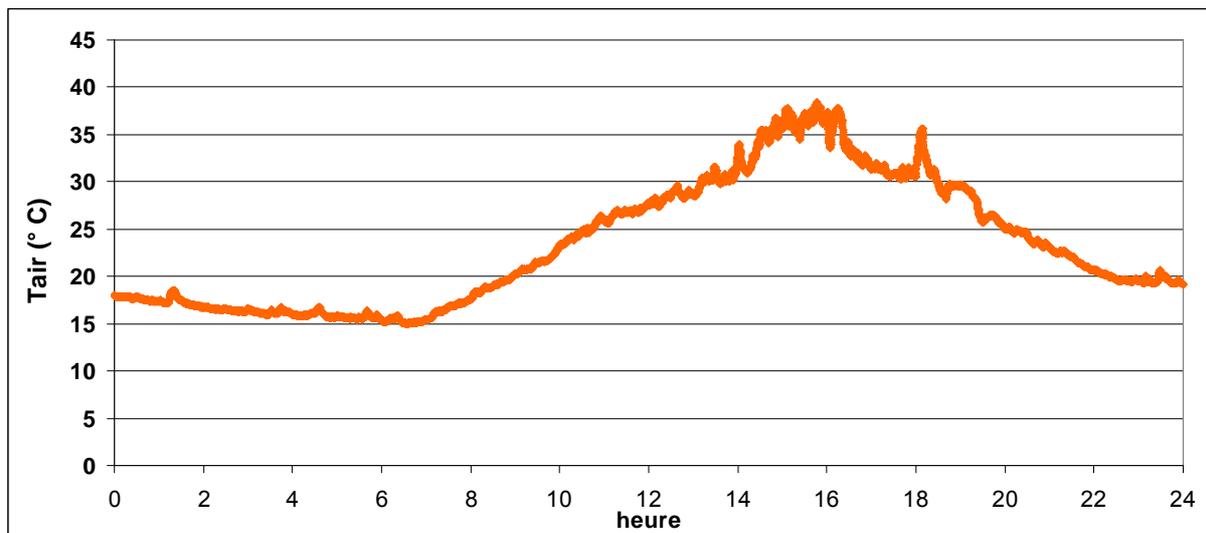


Figure 3-35 : Température d'air extérieure (°C) saisie le 4 août 2008 (au pas de temps de 10 s)

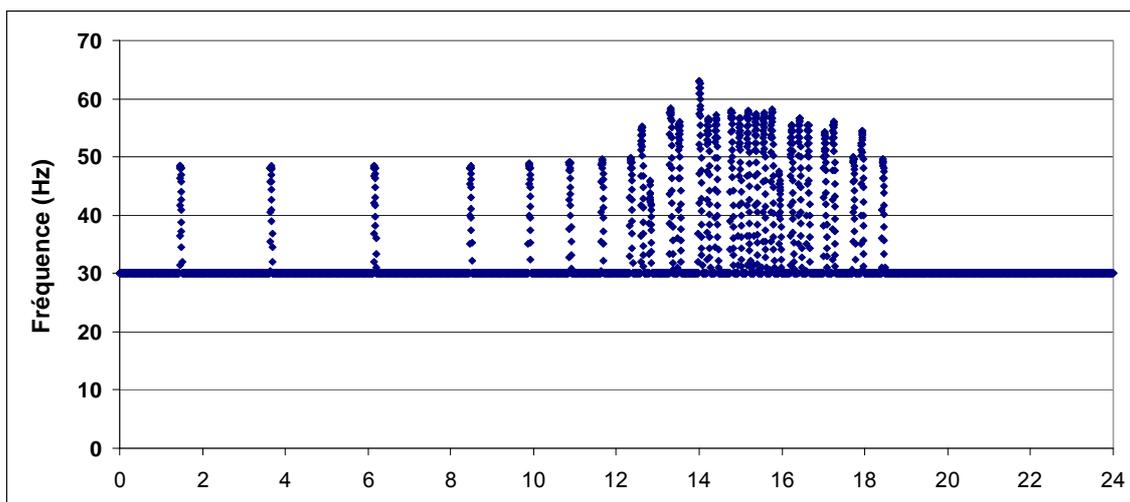


Figure 3-36 : Fréquence de rotation du compresseur lors des mesures saisies le 4 août 2008 (au pas de temps de 10 s)

De même, à l'arrêt de la PAC, l'affichage du compresseur marque 30 Hz mais la fréquence réelle est nulle, et au démarrage on passe de 0 à une fréquence de fonctionnement du compresseur qui répond à la consigne de température de départ d'eau. Le temps de marche du compresseur est relativement faible vu les besoins faibles de refroidissement du bâtiment.

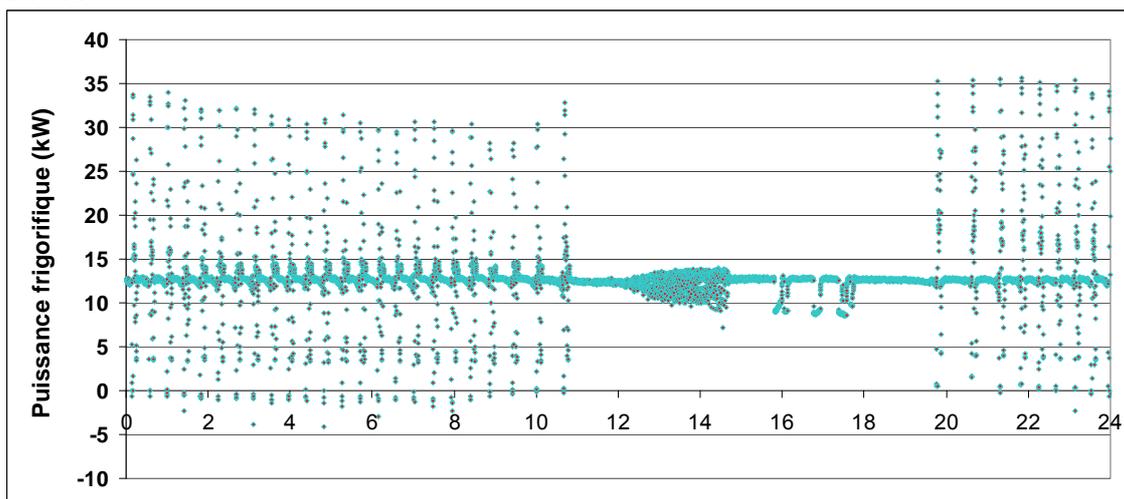


Figure 3-37 : Puissance frigorifique délivrée par la PAC (kW) le 4 août 2008 (au pas de temps de 10 s)

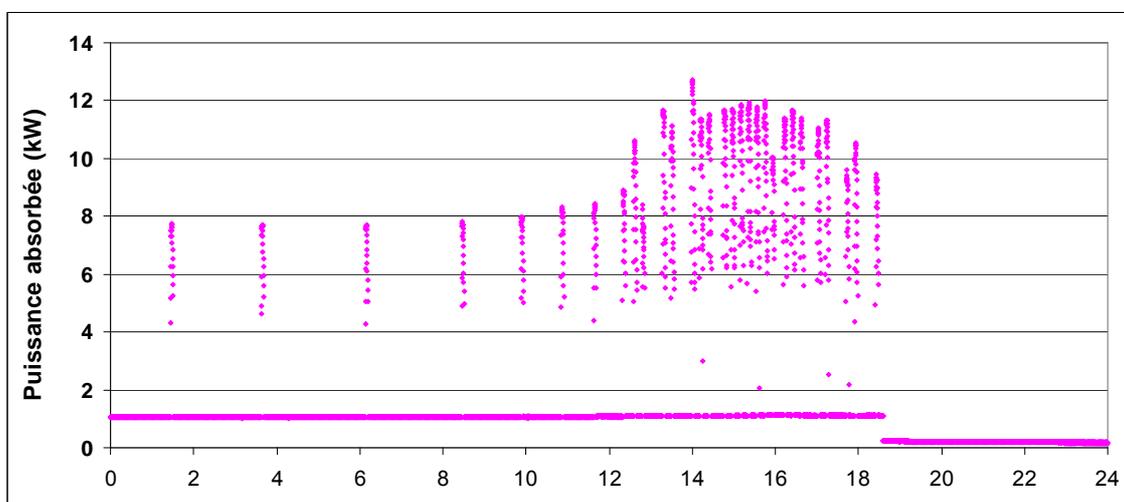


Figure 3-38 : Puissance électrique absorbée par la PAC le 4 août 2008 (au pas de temps de 10 s)

La puissance délivrée par la PAC sur la Figure 3-37 varie selon la fréquence du compresseur, de même que la puissance absorbée par le compresseur (Figure 3-38).

3.7.4.1 Performances de la PAC en mode froid

Les performances de la PAC en mode froid sont calculées à partir de la puissance frigorifique et la puissance absorbée mesurées au pas de temps horaire (Figure 3-39) :

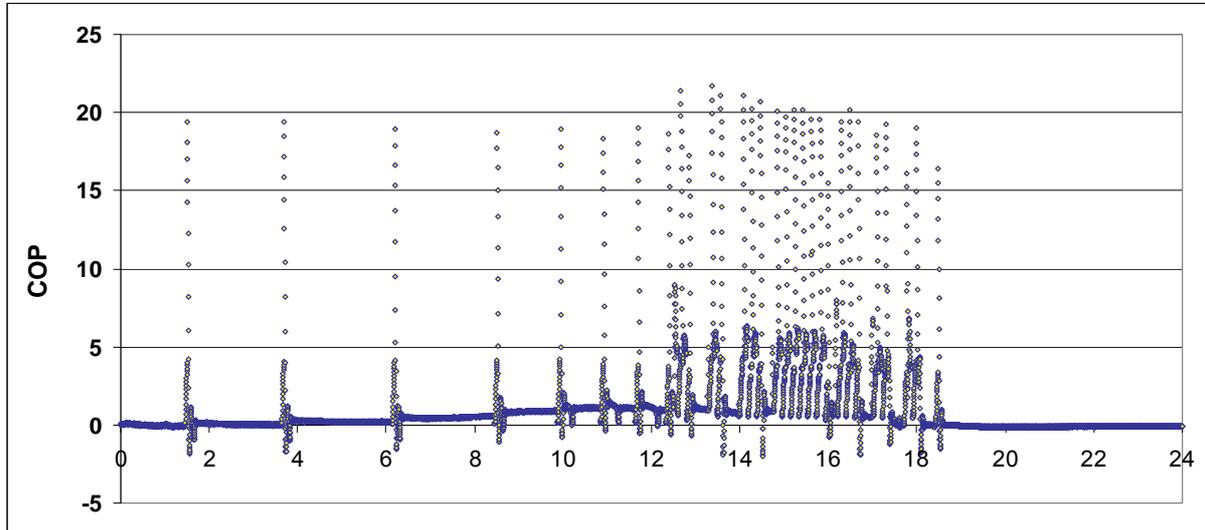


Figure 3-39 : EER horaire de la PAC le 4 août 2008 (au pas de temps de 10 s)

L'EER « apparent » varie entre 0 et 20, les valeurs qui dépassent 5 correspondent aux périodes où il y a de la puissance frigorifique produite à l'arrêt du compresseur suite à un cycle de fonctionnement normal.

3.7.5 Carte de performances en mode chaud de la PAC étudiée

Les performances mesurées de la PAC testée in-situ en mode chaud pour différentes conditions stabilisées, sont données dans le Tableau 3-5 en fonction de la température d'air ambiant, de la température de départ d'eau, de l'humidité relative et de la fréquence du compresseur :

Tair (°C)	Fréquence (Hz)	Humidité (%)	Teau (°C)		
			30	35	40
0	30	50	x	x	x
		75	x	x	x
		90	x	x	x
	50	50	3,09	2,91	2,65
		75	3,10	2,92	2,67
		90	x	x	x
	90	50	x	x	x
		75	x	x	x
		90	x	x	x
5	30	50	x	x	x
		75	x	x	x
		90	x	x	x
	50	50	3,40	3,12	2,80
		75	3,50	3,15	2,82
		90	x	x	x
	90	50	x	x	x

10	30	75	x	x	x
		90	x	x	x
		50	x	x	x
	50	75	x	x	x
		90	x	x	2,83
		50	3,79	3,40	2,90
	90	75	3,80	3,40	2,92
		90	x	x	2,98
		50	x	x	x
15	30	75	x	x	x
		90	x	x	x
		50	x	x	x
	50	75	x	x	x
		90	x	x	x
		50	4,09	3,68	3,08
	90	75	4,18	3,69	3,10
		90	x	x	x
		50	x	x	x
90	75	x	x	x	
	90	x	x	x	
	50	x	x	x	

Tableau 3-5 : Carte de performance de la PAC testée in-situ en fonction de la température d'eau, de la température d'air, la fréquence et la l'humidité en mode chaud (Sans givrage)

La carte présentée est le résultat du traitement des données mesurées au cours de l'hiver 2008. Les points manquants sont dus au fait que les conditions climatiques (hiver moyennement doux) et que la méthode de traitement n'ont pas permis d'avoir tous les régimes de fonctionnement. La méthode de traitement consiste à identifier les différents cycles de fonctionnement de la PAC, et puis en déduire les caractéristiques moyennes en fonction de la température d'air ambiant, de la température de départ d'eau, de l'humidité relative et de la fréquence du compresseur. Les différents cycles de fonctionnement (pleine charge, charge partielle, givrage, dégivrage, et cyclage) sont identifiés en filtrant la puissance calorifique et la puissance absorbée. Ensuite, les moyennes de la puissance calorifique et la puissance absorbée sont calculées en périodes de givrage et hors givrage, ce qui a permis d'estimer l'impact du givrage sur le coefficient de performance (Figure 3-40).

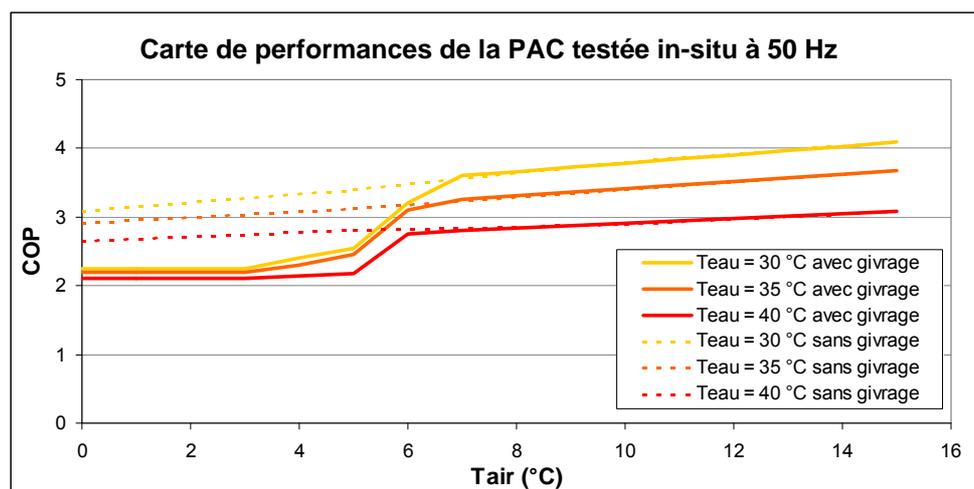


Figure 3-40: Carte de performance de la PAC testée in-situ en fonction de la température d'eau et de la température d'air à une fréquence de 50 Hz en prenant compte les points en givrage et hors givrage

Les données disponibles ne nous ont pas permis de calculer l'impact de givrage/dégivrage pour une température négative et pour une autre fréquence que 50 Hz, pour cela les résultats expérimentaux de [Flach 2004] décrits au § 3.3.2.3 sont conservés pour prendre en compte l'impact des cycles de givrage/dégivrage dans la modélisation.

La carte de performance en mode froid de la PAC étudiée n'est pas donnée car la plupart du fonctionnement de la machine était sur des faibles charges partielles comme mentionné plus tard, non suffisant pour construire la carte.

3.7.6 Interprétation et discussion des résultats de mesure

La logique de régulation de la PAC est basée sur une consigne de température de départ d'eau. Cette régulation est différente de celle des machines standards qui adoptent une régulation basée sur une consigne de température de retour d'eau. Cette différence de régulation est due au variateur de vitesse qui peut assurer un ajustement fin en adaptant la fréquence du compresseur rapidement.

La puissance absorbée mesurée de la PAC comprend les puissances du compresseur, du variateur de fréquence, de sa résistance de carter, de la carte de régulation, des ventilateurs à vitesse variable et de la pompe de circulation d'eau à vitesse variable.

La consommation de l'ensemble des composants électriques de commande et contrôle (variateur de fréquence + résistance de carter + carte de régulation) lorsque tous les autres composants sont à l'arrêt est de 140 Watts.

La puissance absorbée de la pompe en fonction du débit et de sa vitesse de rotation est résumée dans le tableau suivant :

Vitesse (tr/min)	Débit (m ³ /h)	P _{absorbée} (kW)
1500	5,4	0,36
2400	8,6	1,10
2830	10,1	1,65

Bien qu'à vitesse variable, la pompe fonctionne toujours avec le même débit pour les essais de la PAC dans notre étude, par ailleurs, on constate qu'elle fonctionne même s'il n'y a pas de production de chaud ou de froid.

3.7.7 Validation du modèle global en mode chaud

Les essais in-situ effectués en saison de chauffe ont servi pour valider le modèle thermodynamique global en sa configuration mode chaud. La puissance absorbée par la PAC est estimée avec un écart moyen de 3 % (Figure 3-41), quant à la puissance calorifique elle est surestimée en moyenne de 8 % (Figure 3-42).

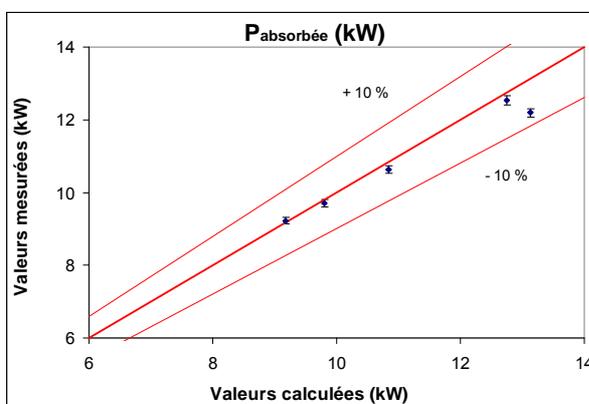


Figure 3-41: Comparaison des puissances absorbées mesurées in-situ et calculées par le modèle de simulation

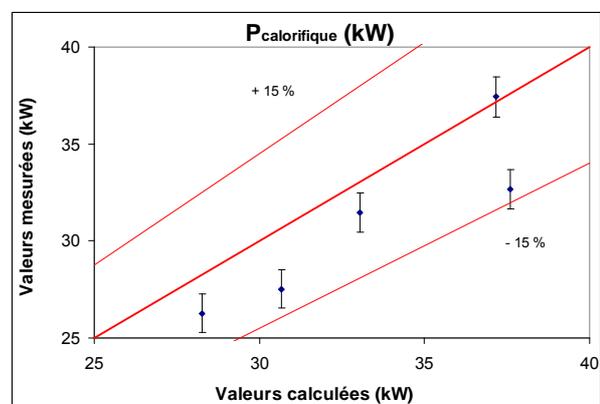


Figure 3-42: Comparaison des puissances calorifiques mesurées in-situ et calculées par le modèle de simulation

La principale raison des écarts est la température du fluide frigorigène à la sortie du compresseur qui est surestimée dans le modèle de compresseur vu qu'on néglige les pertes thermiques vers les parois. A cela s'ajoute les incertitudes expérimentales (développé plus bas), et l'erreur de déclaration du compressoriste sur la valeur de rendement communiquée (la norme EN12900 donne 5 % de tolérance). En effet, la température de sortie de compresseur T_2 calculée est plus élevée environ de 10 à 20 K que la température réelle $T_{2réel}$.

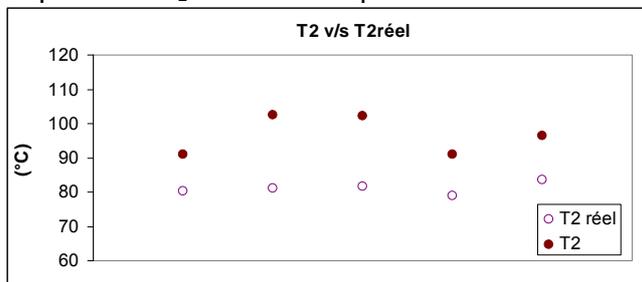


Figure 3-43 : Comparaison des températures à la sortie de compresseur (T₂réel) réelles et calculées par le modèle de simulation (T₂)

On ajoute à cela les incertitudes de mesure, par exemple pour le calibrage des PT100 utilisées pour la mesure de la température sur le circuit d'eau, peut se faire jusqu'à 0,02 ou 0,03 °C en bain d'huile homogène, mais il y a derrière toute une chaîne d'incertitudes : positionnement de la PT 100, homogénéité des fluides en conduite, matériau de contact entre sonde et fluide, incertitude de la chaîne d'acquisition du signal électrique, entraînant des corrections éventuelles en fonction de la température, au total prendre 0,1 K sur la différence (en prenant comme hypothèse que le calibrage a été réalisé dans le même bain d'huile on parle de sondes appariées).

3.7.8 Validation du modèle global en mode froid

Les essais in-situ effectués en saison de rafraîchissement en été ont servi pour valider le modèle thermodynamique global en sa configuration mode froid. La puissance absorbée par la PAC est estimée avec un écart moyen de 4 % (Figure 3-44), quant à la puissance frigorifique elle est estimée avec un écart moyen de 11 % et un écart maximal de 15 % comme le montre la Figure 3-45.

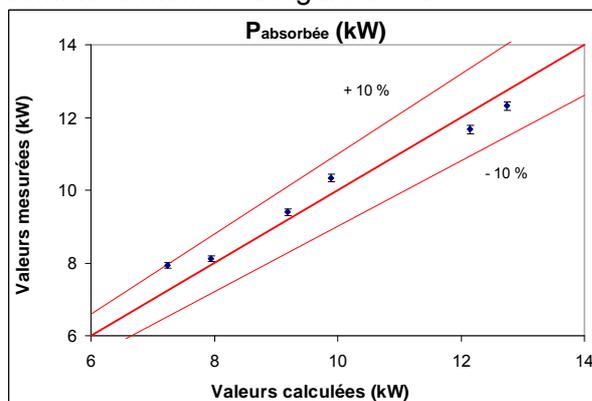


Figure 3-44 : Comparaison des puissances absorbées mesurées in-situ et obtenues par le modèle de simulation

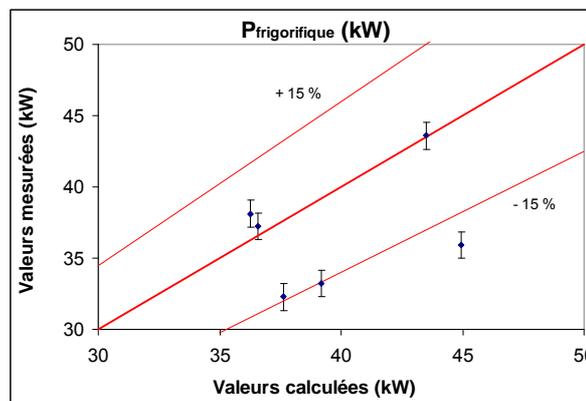


Figure 3-45: Comparaison des puissances frigorifiques mesurées in-situ et obtenues par le modèle de simulation

3.8 Conclusion

Les résultats du modèle thermodynamique de la pompe à chaleur ont été comparés à des mesures réalisées en laboratoire et in-situ. Les écarts entre résultats de simulation et mesures expérimentales sont dus principalement à la surestimation de la température de refoulement du compresseur et aux incertitudes de mesure.

Le modèle est utilisé au chapitre 5 pour évaluer les performances saisonnières de la pompe à chaleur réversible couplée à un bâtiment.

