

RÉSULTATS EXPERIMENTAUX ET MODÉLISATION DYNAMIQUE D'UNE POMPE À CHALEUR AIR-EAU UTILISANT UN COMPRESSEUR SPIRO-ORBITAL À VITESSE VARIABLE ET INJECTION DE VAPEUR

Bertrand **DECHESNE**^{a,*}, Samuel **GENDEBIEN**^a, Vincent **LEMORT**^a, Stéphane
BERTAGNOLIO^b

^a Laboratoire de thermodynamique, Université de Liège, Belgique

^b Emerson Climate Technologies, Aachen, Germany

RÉSUMÉ

Cet article présente les résultats expérimentaux d'une campagne de tests et le modèle de simulation dynamique d'une pompe à chaleur résidentielle air-eau fonctionnant avec un compresseur spiro-orbital (« scroll ») à vitesse variable et injection de vapeur. Il s'agit d'un système résidentiel de 10kW fonctionnant avec du R410a comme fluide de travail, et capable d'alimenter un système de chauffage et de produire de l'eau chaude sanitaire. Les performances du système à charge partielle, le contrôle de la surchauffe ainsi que la validation en régime établi du modèle de simulation sont présentés.

Mots Clés : Pompe à chaleur air-eau, expérimental, modélisation dynamique, Modelica, compresseur spiro-orbital à injection

NOMENCLATURE

Symboles :

N vitesse de rotation, [tour/min]
T température, [K]
P pression, [Pa]
h enthalpie, [J/(kg K)]
r rapport, [-]
 \dot{M} débit massique, [kg/s]

Lettres grecques :

η rendement, [-]
 ε efficacité, [-]

Indices / Exposants :

inj injection

tot total
rot rotation
p pression
su admission, de l'anglais « suction »
ex décharge, de l'anglais « exhaust »
s isentropique
v volumétrique
cp compresseur
eco économiseur
cd condenseur
ev évaporateur
eev vanne d'expansion électronique

1. INTRODUCTION

La part de marché des systèmes de pompes à chaleur a considérablement augmenté en Europe au cours des dernières décennies et, dans les applications résidentielles, les pompes à chaleur air-source sont

généralement préférées en raison de leur coût relativement faible. L'amélioration des performances de ces pompes à chaleur est donc d'actualité et l'utilisation d'un compresseur à vitesse variable et à injection de vapeur est une possibilité. Xu et al. [1] ont présenté une revue de la littérature sur cette dernière option en mettant

* auteur correspondant

Adresse électronique : bdechesne@ulg.ac.be

en avant ses avantages. L'amélioration de la capacité de chauffage ainsi que l'élargissement de la gamme de fonctionnement de la pompe à chaleur ont été clairement démontrés.

Le développement des capacités de calcul ces dernières années ont rendu la modélisation dynamique des systèmes de réfrigération encore plus aisée. La modélisation dynamique permet de développer et de tester de nouvelles stratégies de contrôle afin d'augmenter les performances des systèmes de réfrigération. Dans ce domaine, Rasmussen et al. ont fourni une revue de la littérature détaillée ainsi qu'un tutoriel de simulation complet pour la modélisation dynamique des cycles de compression de vapeur ([2] and [3]).

Les modèles de compresseur à injection de vapeur sont nombreux dans la littérature, mais comme expliqué par Dardenne et al. [4], ceux-ci sont le plus souvent complexe, ce qui rend leur intégration dans un modèle au niveau du système compliqué, et demande une connaissance poussée de la géométrie de la machine. Ce papier présente un modèle empirique afin de faciliter son couplage aux autres modèles du système (échangeurs de chaleur, vannes d'expansion, etc).

2. DESCRIPTION DU SYSTEME

Le système étudié est une pompe à chaleur résidentielle air/eau. Le compresseur est un compresseur spiro-orbital à vitesse variable et utilise l'injection de vapeur. Le système est un cycle d'injection avec échangeur de chaleur interne, i.e. l'économiseur, et se compose de deux unités séparées (intérieure et extérieure). L'unité extérieure est composée de l'évaporateur et de la vanne d'expansion électronique principale. Entre ces deux unités, des lignes de réfrigérant les relient, l'une d'entre elles étant la ligne vapeur, entre l'évaporateur et l'aspiration du compresseur. L'autre est la ligne liquide et se trouve entre la sortie du refroidisseur de l'électronique de puissance et l'entrée de la vanne d'expansion électronique extérieure. Ces lignes de partage peuvent atteindre jusqu'à 20 mètres et ont un impact majeur sur la dynamique du système. Afin de refroidir l'électronique de puissance, un échangeur de chaleur est ajouté (« Drive cooler »). Il est composé d'une plaque d'aluminium en contact avec des tubes de réfrigérant et le circuit électronique d'entraînement du moteur.

Une représentation schématique du banc d'essais est donnée à la Fig. 1. Les conduites de réfrigérant bleu et rouge ne sont respectivement utilisées qu'en mode de refroidissement, lors de cycle de dégivrage, ou de chauffage. Cependant, dans la suite de ce papier, la pompe à chaleur réversible est supposée fonctionner uniquement en mode chauffage.

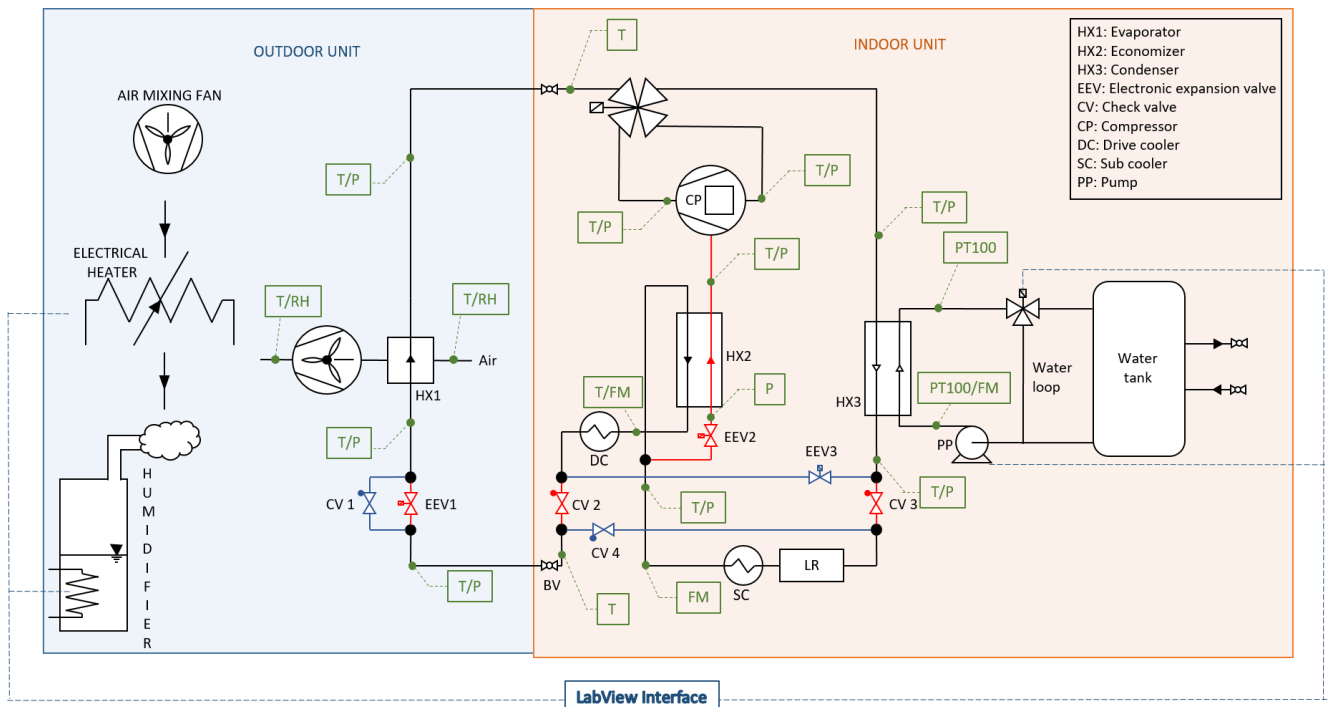


Figure 1 : Présentation du système et du banc d'essais

2.1. Chambre « climat extérieur »

L'unité extérieure est installée dans une pièce où les conditions en termes d'humidité et de température sont contrôlées. L'humidité relative est contrôlée via l'utilisation de générateurs de vapeur électriques. Il est également possible de contrôler avec précision la température de l'air extérieur au moyen d'un ensemble de résistances électriques variables. Ces conditions sont contrôlées au moyen d'un régulateur PID intégré dans le programme Labview de gestion du banc d'essais afin de les maintenir constante. Un ventilateur de mélange d'air est utilisé pour assurer l'homogénéité des conditions dans toute la pièce simulant le climat extérieure. Les humidités relatives à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur sont mesurées au moyen de capteurs présentant une précision de $\pm 1,5$ pourcent d'humidité.

2.2. Boucle de réfrigérant

La boucle de réfrigérant est contrôlée au moyen d'une interface ModBus permettant le réglage de la vitesse du ventilateur de l'évaporateur extérieur, de la vitesse de rotation du compresseur, de l'ouverture des vannes de détente ainsi que la vanne quatre voies en cas de changement de mode.

Les conditions en termes de température et de pression absolue sont mesurées à l'entrée et la sortie de chaque composant de la boucle de réfrigérant. Les températures sont mesurées au moyen de thermocouples de type T placés dans le flux de réfrigérant grâce à des doigts de gants avec une précision de $\pm 0,3$ K. Les capteurs de pression absolue utilisés sur le banc présentent les caractéristiques suivantes:

- Gamme de 0-20 bar pour le capteur utilisé à l'entrée du compresseur avec une précision de 1% du fond d'échelle ;

- Gamme de 0-30 bar pour les capteurs utilisés pour mesurer le niveau de pression bas (i.e. évaporateur, etc) et intermédiaire (i.e. économiseur) avec une précision de $\pm 1\%$ du fond d'échelle ;

- Gamme de 0-50 bar pour les capteurs utilisés pour mesurer la haute pression avec une précision de $\pm 0,5\%$ du fond d'échelle.

Les débits sont mesurés en phase liquide à la sortie du réservoir liquide et à la sortie de l'économiseur, du côté haute pression. Ces débits sont mesurés grâce à des débitmètres à effet Coriolis avec une précision de 1% de la valeur mesurée.

2.3. Boucle d'eau

Le débit d'eau traversant le condenseur est contrôlé en ajustant la vitesse de la pompe. La température de l'eau en entrée du condenseur est ajustée par un régulateur PID contrôlant l'ouverture d'une vanne trois voies. Cette dernière permet de mélanger un débit provenant directement de la sortie du condenseur et un autre provenant du réservoir d'eau. Ce réservoir est utilisé comme un puit thermique doté d'une grande inertie et qui

peut être refroidi en permanence au moyen de l'eau du réseau ou chauffé par des résistances électriques variables. Compte tenu de la faible différence de température entre l'entrée et la sortie du condenseur sôté eau (entre 3 et 10K), des résistances de platine PT100 avec une précision de $\pm 0,1$ K ont été préférées aux thermocouples de type T. Le débit d'eau est mesuré au moyen d'un compteur d'eau à impulsion délivrant 4 impulsions par litre.

3. MODELISATION

Cette section présente les modèles des principaux composants de la pompe à chaleur. Ceux-ci sont développés sous le langage Modelica.

3.1. Compressor

Le modèle proposé utilise un ensemble de cinq polynômes adimensionnels pour prédire le comportement du compresseur. Le modèle de compresseur est traité comme quasi stationnaire, en effet, les constantes de temps associées à la dynamique du compresseur sont très petites comparées à celles associées aux échangeurs de chaleur et à la distribution de la charge de réfrigérant dans les différents composants. Les entrées du modèle du compresseur sont la vitesse de rotation et les trois niveaux de pression, c'est-à-dire la pression d'aspiration, la pression d'injection et la pression de refoulement ou des combinaisons de ces pressions, c'est-à-dire le rapport de pressions total et d'injection.

$$\Gamma_{p,tot} = \frac{P_{ex}}{P_{su}} \quad (1)$$

$$\Gamma_{p,inj} = \frac{P_{inj}}{P_{su}} \quad (2)$$

Les débits d'entrée et d'injection, l'état de sortie ainsi que la consommation du compresseur peuvent être calculés grâce au cinq polynomes permettant de déterminer les efficacités volumétrique et isentropique (ε_v and ε_s), le rendement du variateur de fréquence (η_{drive}), le rapport d'injection (X_{inj}) et le rapport de perte à l'ambiance (X_{loss}). En conclusion, le modèle de compresseur peut être écrit comme suit:

$$\dot{M}_{r,su} = \varepsilon_v(rpm, P_{su}, P_{inj}, P_{ex}) \cdot \rho_{r,su} \cdot V_s \cdot N_{rot} \quad (3)$$

$$\dot{M}_{r,inj} = X_{inj}(rpm, P_{su}, P_{inj}, P_{ex}) \cdot \dot{M}_{r,su} \quad (4)$$

$$\dot{W}_{in} = \frac{\dot{W}_s}{\varepsilon_s(rpm, P_{su}, P_{inj}, P_{ex})} \quad (5)$$

$$\dot{W}_s = \dot{M}_{r,su} \cdot (h_{r,ex,s} - h_{r,su}) + \dot{M}_{r,inj} \cdot (h_{r,ex,inj,s} - h_{r,inj}) \quad (6)$$

$$\dot{W}_{el} = \frac{\dot{W}_{in}}{\eta_{drive}(rpm, P_{su}, P_{inj}, P_{ex})} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{W}_{el} \cdot X_{loss}(rpm, P_{su}, P_{inj}, P_{ex}) \quad (8)$$

Où W_{in} est la puissance électrique délivrée au compresseur et W_s la puissance de compression pour un processus isentropique. Ce dernier est composé de deux termes, un premier représentant la compression du débit à l'entrée de la pression d'entrée jusqu'à la pression de sortie et le deuxième représentant la compression du débit d'injection à partir de la pression d'injection jusqu'à la pression de sortie. Ce modèle a été calibré grâce à des données du constructeur et a montré de bons résultats en termes de prédiction des performances, des débits d'entrée et d'injection ainsi que de l'état de sortie. Plus de détails peuvent être trouvés dans [5].

3.2. Echangeurs de chaleur

Les modèles d'échangeurs de chaleur sont basés sur la méthode des volumes finis où les équations de conservation de l'énergie et de la masse sont appliquées dans chaque cellule connectée en série, plus d'informations peuvent être trouvées dans [6]. La dynamique prise en compte dans ce modèle provient de la paroi métallique et le volume de fluide enfermé dans l'échangeur de chaleur.

Les cellules de fluide sont reliées à une paroi métallique, avec laquelle de la chaleur est échangée. Cependant, aucune conduction longitudinale n'est prise en compte. Les principaux paramètres des modèles d'échangeurs de chaleur sont le nombre de cellules de chaque côté de la paroi, les caractéristiques géométriques comme l'aire de transfert de chaleur et le volume de fluide. Les coefficients de transfert de chaleur (CTC) entre les deux fluides et la paroi métallique sont également des paramètres du modèle. Un CTC constant dans chaque zone (sous-refroidie - diphasique - surchauffée) a été choisi. En fait, il a été montré dans [10], qu'en raison des valeurs de point de pincement faible, les variations de coefficient de transfert de chaleur ne modifient pas considérablement les puissances thermiques échangées, ce qui justifie cette simplification. Ce modèle d'échangeur de chaleur est utilisé pour le condenseur et l'économiseur.

Les lignes de réfrigérant entre les deux unités sont modélisées à partir du même principe. Des cellules en série sont connectées à une masse métallique. Cependant, ces lignes sont enterrées dans le sol et isolées thermiquement, elles sont donc considérées comme n'échangeant aucune chaleur avec l'ambiance.

En ce qui concerne l'évaporateur, de même que pour les modèles de condenseur et d'économiseur, le débit de fluide frigorigène est divisé en n cellules connectées en série. Pour modéliser l'échangeur de chaleur en courant croisé, le débit d'air est divisé en n cellules en parallèle. Dans cette configuration, l'échange thermique n'est plus discrétisé dans le sens de l'écoulement côté air. La méthode ϵ -NTU est donc utilisée pour déterminer la puissance sensible échangée entre la cellule côté air et la

paroi métallique. La puissance latente échangée est déterminée par l'analogie de Lewis. Un modèle de givre est également pris en compte. Ce modèle est basé sur les travaux de Hermes et al. [7] et Lee et al. [8]. La plupart des modèles dans la littérature sont basés sur la série d'hypothèses suivante:

- Tous les processus (transfert de masse et de chaleur) sont traités comme étant quasi-statiques et unidimensionnels;
- La densité de givre est constante sur l'épaisseur de la couche;
- La pression du flux d'air est uniforme;
- La conductivité thermique du givre est fonction de la densité;
- L'épaisseur du givre a été supposé uniforme le long de la paroi;
- L'analogie de Lewis (analogie entre transfert de chaleur et de masse) est applicable.

Le modèle divise le flux global de masse en deux parties, contribuant respectivement à la densification et à la croissance de la couche de givre.

3.3. Vannes d'expansion

De nombreux modèles de vannes d'expansion électronique (EEV) sont disponibles dans la littérature. La plupart du temps, un coefficient de correction est appliqué à l'équation du débit massique d'un écoulement incompressible dans une tuyère. Ce coefficient de correction est une fonction des conditions de travail de la vanne. Bach et al [9] ont développé une loi adimensionnelle valable pour des conditions d'admission biphasiques pour deux réfrigérants distincts (R410a et R404a). Park et al. [10] ont également présenté des lois empiriques pour un modèle de EEV travaillant avec du R22 et du R410a. La corrélation a donné des prévisions satisfaisantes dans un écart relatif de 15%. Dans le cadre de ce travail, une nouvelle corrélation pour le coefficient de correction a été développée dans le but de simplifier ces modèles afin de l'intégrer dans le modèle global de la pompe à chaleur. Le débit massique passant à travers la vanne est calculée comme suit:

$$\dot{m}_{EEV} = C_d \cdot A_e \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{su,EEV} \cdot \Delta P_{EEV}} \quad (9)$$

$$C_d = a_0 \cdot X_{open}^{a_1} \quad (10)$$

où

- A_e est l'aire de passage équivalente au travers de la vanne, c'est à dire l'ouverture maximale multipliée par l'ouverture de la vanne X_{open} . L'ouverture maximale de la vanne a été mesurée grâce à une coupe au laser des différentes vannes d'expansion ;
- $\rho_{su,EEV}$ est la densité en entrée de la vanne;
- ΔP_{EEV} est la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la vanne ;

Grâce aux données expérimentales, les coefficients suivants ont pu être déterminés. Les erreurs moyennes relatives sont respectivement de 4.4 et 5.7% pour les débits au travers des vannes extérieure et d'injection.

Tableau 1 : paramètres des vannes d'expansion

Parameters	IEEV	OEEV
A_{full} [m ²]	1.227E-6	4.524E-6
a_0 [m ⁻¹]	0.918	0.2882
a_1 [-]	0.224	-0.638

3.4. Réservoir liquide

Ce réservoir est placé à la sortie du condenseur et est rempli d'un mélange de liquide et de vapeur saturé. Le réservoir liquide est modélisé comme un seul volume de contrôle dans lequel sont appliqués les principes de conservation de l'énergie et de la masse en supposant l'équilibre thermodynamique en tout temps à l'intérieur du volume de contrôle. Les pertes à l'ambiance sont négligées. La charge de fluide frigorigène dans le système est imposé par les conditions initiales dans les échangeurs de chaleur, les lignes de séparation entre les unités intérieure et extérieure, ainsi que le réservoir. Par conséquent, en faisant varier le niveau initial de liquide dans le récepteur, il est possible d'ajuster la charge totale du réfrigérant dans le cycle, sans modifier les conditions de travail. Cette charge a un impact élevé sur le comportement dynamique du système (Rasmussen et al. [2]).

4. RESULTATS

Cette section présente quelques résultats expérimentaux ainsi que la validation en régime établi du modèle de la pompe à chaleur. La pompe à chaleur a été testée dans une grande variété de conditions opératoires présentées dans le Tab. 3. Les températures de condensation et d'évaporation sont définies pour une qualité de 1 et respectivement une pression à l'entrée du condenseur et à la sortie de l'évaporateur.

Tableau 2 : Conditions de fonctionnement

Variables	Min.	Max.
Vitesse de rotation [tour/min]	3000	7000
Température d'entrée d'eau au condenseur [°C]	30.6	56.2
Différence de température entrée/sortie de l'eau au condenseur [K]	4.3	9.5
Température de l'air extérieur [°C]	-3	35
Température de condensation [°C]	38	62
Capacité de chauffage [W]	6200	12100
Température d'évaporation [°C]	-15.4	16.8

4.1. Charge partielle

La vitesse variable du compresseur permet de faire varier la capacité de chauffage et est supposé maintenir constante la performance du système en charge partielle. La figure 2 montre la variation du coefficient de performance de seconde espèce (COP_{II}) en fonction de la vitesse de rotation du compresseur. Le COP_{II} est le rapport du COP réel du système au COP de Carnot défini dans les mêmes conditions de travail que le système étudié. Les températures de la source de chaude et froide pour le calcul du COP de Carnot ont été choisies comme étant les températures de condensation et d'évaporation du système telles que définies dans la section précédente.

Il peut être conclu que pour une vitesse de rotation variant entre 3500 et 7000 tr / min, la performance du système n'est pas affectée significativement.

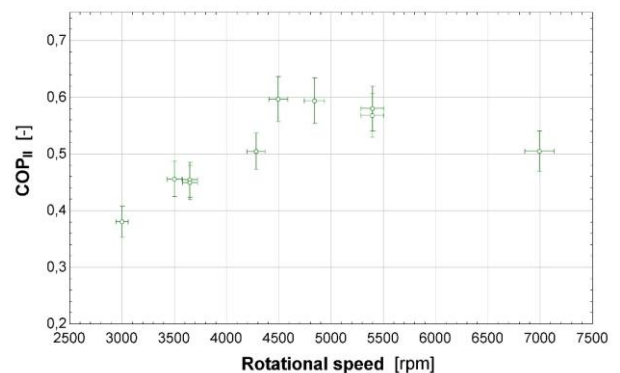
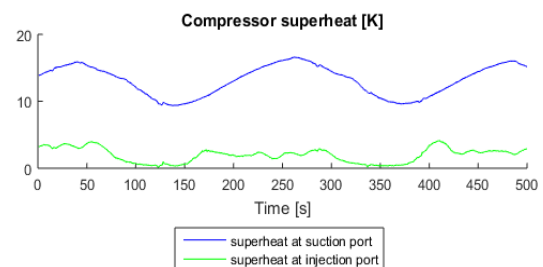


Figure 2 : COP_{II} en fonction de la vitesse de rotation

4.2. Contrôle de la surchauffe

La figure 3 présente le fonctionnement de la pompe à chaleur lors d'un test en régime établi pour lequel l'ouverture des vannes d'expansion extérieure et d'injection est contrôlée séparément grâce à un contrôleur PID adaptatif. Il est montré que malgré des conditions extérieures de fonctionnement stables (température de l'air et de l'eau ainsi que la vitesse de rotation du compresseur), le contrôle des deux niveaux de surchauffe n'est pas optimal. Ce comportement est dû à la nature hautement non linéaire et couplée du système contrôlé. Le contrôleur présenté pourrait donc être amélioré et le modèle dynamique présenté dans ce papier permettrait le développement de stratégies de contrôle avancées.



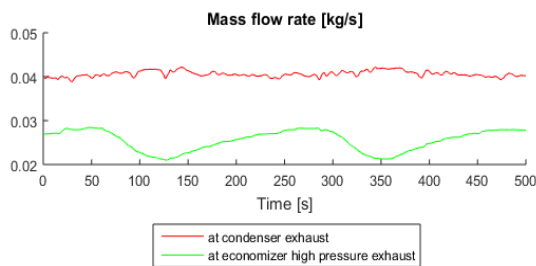


Figure 3 : Contrôle des deux niveaux de surchauffe pour des conditions de fonctionnement stables

4.3. Validation en régime établi

Le modèle présenté à été validé en régime établi composant par composant. Les résultats en termes d'erreurs relatives ou absolues moyennes sont donnés dans le Tab. 3.

Pour les différents échangeurs de chaleurs, les conditions d'entrée (pression et enthalpie) étaient fixées de part et d'autre de l'échangeur. Les deux débits étaient également fixés. Les prédictions des modèles étaient donc la puissance échangée ainsi que l'état de sortie des deux côtés.

Pour ce qui est du compresseur, les trois niveaux de pressions ont été fixés ainsi que la vitesse de rotation dans le but de prédire les débits, la consommation et l'état de sortie du réfrigérant.

En ce qui concerne les vannes d'expansion, les niveaux de pressions en entrée et sortie ont été fixés avec également l'ouverture de la vanne. Les modèles ont donc été utilisés afin de prédire le débit massique traversant les deux vannes d'expansion.

Tableau 3 : Erreur des prédictions pour des variables clés par rapport aux mesures expérimentales

Prédictions	Erreur
Consommation électrique du compresseur	6.8%
Température de sortie du compresseur	2.7 K
Débit d'entrée du compresseur	1.8%
Débit d'injection du compresseur	17.8%
Capacité de chauffage	2.6%
Capacité de refroidissement	2.5%
Température de sortie de l'évaporation	2.6 K
Puissance échangée à l'économiseur	2.0%
Température de sortie côté pression intermédiaire à l'économiseur	2.3 K
Débit traversant la EEV extérieure	4.4%
Débit traversant la EEV d'injection	5.7%

5. CONCLUSION

Cet article présente les résultats expérimentaux ainsi qu'un modèle de simulation d'une pompe à chaleur résidentielle utilisant la vitesse variable et l'injection de vapeur.

La pompe à chaleur a montré de bonnes performances à charge partielle grâce à l'utilisation de la vitesse variable.

Le contrôle des niveaux de surchauffe grâce à un contrôleur PID a montré quelques limitations dues à la nature hautement non linéaire du système contrôlé ainsi que le couplage entre le contrôle de la vanne d'expansion extérieure et d'injection. Un modèle dynamique a été présenté dans l'optique de développer des stratégies de contrôle plus élaborées. Des modèles de compresseur et de vanne d'expansion simples ont été présentés afin d'être intégrés dans le modèle global du système.

Pour des travaux futurs, ce modèle doit encore être validé avec des données dynamiques et de nouvelles stratégies de contrôle doivent être développées.

RÉFÉRENCES

- [1] Xu, Xing, Yunho Hwang, and Reinhard Radermacher. "Refrigerant injection for heat pumping/air conditioning systems: literature review and challenges discussions." *International Journal of Refrigeration* 34.2 (2011): 402-415.
- [2] Rasmussen, Bryan P. "Dynamic modeling for vapor compression systems - Part I: Literature review." *HVAC&R Research* 18, no. 5 (2012): 934-955.
- [3] Rasmussen, Bryan P., and Bhaskar Shenoy. "Dynamic modeling for vapor compression systems - Part II: Simulation tutorial." *HVAC&R Research* 18.5 (2012): 956-973.
- [4] Dardenne, L., Fraccari, E., Maggioni, A., Molinaroli, L., Proserpio, L., & Winandy, E. (2015). Semi-empirical modelling of a variable speed scroll compressor with vapour injection. *International Journal of Refrigeration*, 54, 76-87.
- [5] Dechesne, Bertrand; Bertagnolio Stéphane; and Vincent Lemort. "Empirical model of a variable speed vapor injection compressor for air source heat pump dynamic modeling." *International conference on compressors and their systems*. 2015.
- [6] Quoilin, Sylvain; Desideri, Adriano; Wronski, Jorrit; Bell, Ian; and Lemort, Vincent. "ThermoCycle: Modelica library for the simulation of thermodynamic systems" (2014). *Proceedings - 10th International Modelica Conference*; doi:10.3384/ECP14096683
- [7] Christian JL Hermes, Robson O Piucco, Jader R Barbosa, and Claudio Melo. A study of frost growth and densification on surfaces. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33(2):371-379, 2009.
- [8] Li, Bin, Ste_en Peuker, Predrag S. Hrnjak, and Andrew G. Alleyne. "Refrigerant mass migration modeling and simulation for air conditioning systems." *Applied Thermal Engineering* 31, no. 10 (2011): 1770-1779.
- [9] Bach, Christian K.; Braun, James E.; and Groll, Eckhard A., "A Virtual EXV Mass Flow Sensor for Applications With Two-Phase Flow Inlet Conditions" (2012). *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Paper 2122.
- [10] Park, Chasik, Honghyun Cho, Yongtaek Lee, and Yongchan Kim. "Mass flow characteristics and empirical modeling of R22 and R410A owing through electronic expansion valves." *International Journal of Refrigeration* 30, no. 8 (2007): 1401-1407.