



HAL
open science

Validation et extension d'une méthode de mesure embarquée des performances des pompes à chaleur

Derek Noël

► **To cite this version:**

Derek Noël. Validation et extension d'une méthode de mesure embarquée des performances des pompes à chaleur. Thermique [physics.class-ph]. Université Paris sciences et lettres, 2020. Français. NNT : 2020UPSLM038 . tel-03166726

HAL Id: tel-03166726

<https://pastel.hal.science/tel-03166726>

Submitted on 11 Mar 2021

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

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



THÈSE DE DOCTORAT

DE L'UNIVERSITÉ PSL

Préparée à MINES ParisTech

**Validation et extension d'une méthode de mesure
embarquée des performances des pompes à chaleur**

Soutenue par

Derek Noël

Le 9 décembre 2020

Ecole doctorale n° 621

ISMME

Spécialité

**Energétique et génie des
procédés**

Composition du jury :

Vincent LEMORT Professeur, Université de Liège	<i>Rapporteur</i>
Jocelyn BONJOUR Professeur, INSA de Lyon	<i>Rapporteur</i>
Michèle MONDOT Docteure, CETIAT	<i>Examinatrice</i>
Christophe MARVILLET Professeur, CNAM	<i>Président du jury, Examineur</i>
Odile CAURET Docteure, EDF R&D	<i>Examinatrice</i>
Cédric TEUILLIERES Ingénieur, EDF R&D	<i>Examineur</i>
Philippe RIVIERE Docteur, PSL Mines ParisTech	<i>Maître de thèse</i>
Dominique MARCHIO Professeur, PSL Mines ParisTech	<i>Directeur de thèse</i>

Remerciements

Je souhaite sincèrement remercier le Pr. Dominique Marchio pour son implication jusqu'à la fin de la thèse, ainsi que le Dr. Philippe Rivière pour m'avoir apporté un véritable soutien scientifique et méthodologique.

J'aimerais tout autant remercier Odile Cauret de m'avoir fait confiance pour mener ces travaux de thèse et de m'avoir accompagné pleinement, ainsi que Cédric Teuillères, pour son apport technique concernant en particulier les nombreux travaux expérimentaux menés.

Je suis donc reconnaissant envers mes 4 encadrants qui m'ont permis de mener cette thèse à bien malgré les différents challenges scientifiques et techniques rencontrés, dans la bonne humeur, avec un climat de confiance et de convivialité permanent.

Je remercie également le département TREE d'EDF R&D, et en particulier le groupe E37 mené par Emmanuel Chabut, au sein duquel j'ai pu trouver un accueil chaleureux qui s'est maintenu tout au long de cette thèse. Je remercie chacun des membres de ce groupe avec qui j'ai partagé d'excellents moments, professionnels et conviviaux.

Je remercie en particulier les personnes du laboratoire CLIMATRON, sans lesquels je n'aurais pas pu mener la plupart de mes essais, ainsi que le groupe E36 et ses techniciens qui m'ont notamment permis de mener mes suivis sur sites.

Je remercie également le Centre d'Efficacité Énergétique des Systèmes de PSL Mines-ParisTech, et en particulier les professeurs, docteurs, ingénieurs de recherche et doctorants de l'équipe MDE, avec qui j'ai partagé ces trois ans de thèse. Je remercie aussi les doctorants des autres centres des Mines, notamment du site de Fontainebleau.

Je remercie mes amis, du lycée à l'école d'ingénieur en passant par la classe préparatoire, qui ont toujours été là pour me soutenir, dans les meilleurs moments comme les plus difficiles.

Je remercie surtout ma famille, mes sœurs et mes parents, sur qui j'ai toujours pu compter dans tous mes projets, qu'ils soient scolaires, professionnels, sportifs et personnels.

Je remercie enfin Camille, avec qui j'ai partagé ces 8 dernières années, qui a toujours été là quand j'en avais le plus besoin, notamment en cette dernière année particulière d'intensification de la thèse dans un contexte de télétravail imposé.

Sommaire

Nomenclature	v
Table des figures	vii
Liste des tableaux	xii
Introduction	1
Chapitre 1 : Mesure des performances in-situ des pompes à chaleur, validation et limites de la méthode du bilan d'énergie	6
1.1 Principe théorique du fonctionnement des pompes à chaleur	6
1.1.1 Principe thermodynamique et notion de performance	6
1.1.2 Les différentes technologies de pompes à chaleur	8
Les différentes sources et vecteurs	8
Les types de compresseurs	9
Les différents fluides frigorigènes	11
Les cycles à injection	12
1.2 Fonctionnement des pompes à chaleur	13
1.2.1 Régulation des pompes à chaleur	13
Régulation de la puissance calorifique	14
Rôle du détendeur	15
Innovations récentes de la régulation du détendeur liée au type de fluide	15
1.2.2. Fonctionnement en phases transitoires	18
Cycles de dégivrage	19
Cycles d'arrêts/démarrages	20
1.3 Mesure de performance in-situ : méthode initiale, validation, robustesse et limites	20
1.3.1 Contraintes et cahier des charges	20
1.3.2 Méthode du bilan d'énergie au compresseur	21
1.3.3 Validation expérimentale de la méthode de mesure de performances en compression classique	24
Objectifs et description du banc d'essais	24
Validation en régime stationnaire	26
Intégration des phases dynamiques	27
Robustesse de la méthode face aux défauts	29
1.3.4. Mesure embarquée des performances en conditions non standard	32
1.3.5. Limites de l'algorithme de mesure des performances saisonnières	34
1.4 Conclusions	35
Chapitre 2 : Suivis sur sites et fonctionnement des machines in-situ	37

2.1. Installation des suivis sur sites	37
2.1.1. Description des installations suivies.....	37
2.1.2. Instrumentation et système d’acquisition	39
2.1.3. Difficultés d’installation des équipements de mesure.....	42
2.2. Observations du fonctionnement in-situ des PAC	42
2.2.1. Méthodologie et indicateurs d’observation et d’analyse des suivis sur sites.....	42
2.2.2. Conditions de fonctionnement	44
2.2.3. Observations spécifiques aux multi-split.....	45
2.2.4. Modulation de la puissance	49
Observations pour la PAC mono-split à la MME	49
Observations pour la PAC quadri-split à la MCbc.....	51
Observations pour la PAC bi-split à Châtillon.....	53
Synthèse des observations de modulation de la puissance thermique.....	56
Remarques sur le dimensionnement des PAC air/air	57
2.2.5. Séquences de dégivrage.....	57
2.2.6. Observation de l’état du fluide à l’aspiration du compresseur.....	59
PAC bi-split fonctionnant au R32 (Châtillon).....	59
PAC mono-split fonctionnant avec le fluide R410A (MME)	65
PAC quadri-split fonctionnant avec le fluide R410A (MCbc).....	69
2.3. Application de la méthode du bilan d’énergie	74
2.4. Conclusions	81
Chapitre 3 : Mesure du débit en compression avec aspiration de fluide diphasique	83
3.1. Métrologie complémentaire en compression avec aspiration diphasique	83
3.1.1. Mesure du titre en vapeur à l’aspiration.....	84
3.1.2. Utilisation d’un débitmètre	85
3.2 Utilisation d’une corrélation de titre en vapeur	87
3.2.1. Principe de la méthode et évaluation de son impact.....	87
3.2.2. Identification d’une corrélation de titre en vapeur	89
3.3 Méthode du rendement volumétrique	89
3.3.1. Description de la méthode	89
3.3.2. Limites de la méthode et estimation de l’incertitude	90
Connaissance de la cylindrée	90
Incertitude sur la masse volumique	91
Incertitude sur le rendement volumétrique	92
3.3.3. Identification de corrélations de rendement volumétrique	93
3.4 Méthode du rendement global	97

3.4.1. Description de la méthode	97
3.4.2. Incertitude de la méthode du rendement global.....	99
3.4.3. Corrélations de rendement global	100
3.4.4. Résumé de la méthode du bilan global	103
3.5 Conclusions	104
Chapitre 4 : Etude expérimentale d'une PAC air/air au R32	106
4.1. Description du banc d'essais	106
4.1.1. Description de la PAC étudiée	106
4.1.2. Instrumentation et incertitudes de mesure.....	107
4.1.3. Calcul de la puissance calorifique et incertitude de mesure.....	108
4.1.4. Banc d'essai et conditions de fonctionnement	110
4.2 Analyse du fonctionnement de la PAC.....	113
4.2.1. Aspiration diphasique.....	113
4.2.2. Identification des phases transitoires et pseudo-stationnaires.....	116
4.3. Identification du titre en vapeur à l'aspiration et des rendements	121
4.3.1. Titre en vapeur	121
4.3.2. Rendement volumétrique	123
4.3.3. Rendement global	124
4.4 Application des méthodes complémentaires	125
4.4.1. Comparaison des rendements volumétriques	125
4.4.2. Comparaison des rendements globaux.....	126
4.4.3. Résultats sur l'évaluation des performances	128
En phases pseudo-stationnaires.....	128
Sur un essai avec une température extérieure variable	131
4.5. Conclusions	132
Chapitre 5 : Méthode globale de mesure des performances in-situ des PAC air/air	134
5.1 Mesure de la puissance calorifique en phase transitoire.....	134
5.1.1 Distinction des phases de fonctionnement sur une séquence de dégivrage.....	134
5.1.2 Calcul de la puissance calorifique en phase transitoire	139
5.1.3 Etat du fluide et amélioration de la détection de la fin de la phase transitoire	142
5.2 Algorithme de mesure des performances	146
5.2.1 Distinction des phases de fonctionnement.....	146
5.2.2 Calcul des performances	147
5.3 Application aux suivis sur sites.....	148
5.3.1 Distinction des phases de fonctionnement.....	149
5.3.2 Estimation des performances.....	150

5.4 Conclusions	154
Conclusion et perspectives	156
Conclusion	156
Perspectives	157
Bibliographie	159
ANNEXE A : Experimental Characterization of Fault Impacts on the Functioning Variables of an Inverter Driven Heat Pump	163
Annexe B : Etude d'un système de mesure et d'acquisition in-situ de systèmes thermodynamiques (O. Baghedoud, 2019)	181

Nomenclature

A	Surface du compresseur	(m ²)
BP	Basse pression	(bar)
C	Cylindrée	(m ³)
C_{oil}	Taux d'huile	
c_p	Chaleur spécifique	(J/(kg.K))
D	Diamètre	(m)
ε_r	Ecart relatif	
$Freq$	Fréquence compresseur	(Hz)
h	Enthalpie	(J/kg)
HP	Haute pression	(bar)
k	Conductivité thermique	(W/(m.K))
L	Hauteur du compresseur	(m)
\dot{m}	Débit masse	(kg/s)
$N - RMSD$	Ecart quadratique moyen normalisé	
\overline{Nu}	Nombre de Nusselt	
P	Puissance	(W)
\dot{Q}	Puissance thermique	(W)
T	Température	(K ou °C)
\dot{V}	Débit volumique	(m ³ /s)
\dot{W}	Puissance électrique	(W)
x_v	Titre en vapeur	
γ	Coefficient adiabatique	
η	Rendement	
ρ	Masse volumique	(kg/m ³)
σ	Incertitude	
σ_{SB}	Constante de Stefan-Boltzmann	(W/(m ² .K ⁴))
τ_{comp}	Taux de compression	
Indices		
amb	Air ambiant	
asp	aspiration	
aux	Auxiliaires	
avg	Moyen	
cond	Condenseur	
comp	Compresseur	
D,1	Surface supérieure du compresseur	
D,2	Surface inférieure du compresseur	
design	dimensionnement	
evap	Evaporateur	
ext	Extérieur	
g	global	
in	Entrée	
is	isentropique	
L	Face latérale du compresseur	
losses	Pertes compresseur	
map	Cartographie	
nom	Nominal	
out	Sortie	
r	Fluide frigorigène	
ref	Référence	
sat	A saturation	
surf	Surface du compresseur	
th	Thermique	
tot	Total	
vol	volumétrique	
w	Eau	

Abréviations

<i>CFC</i>	Chlorofluorocarbures
<i>CFD</i>	Dynamique des fluides numérique
<i>COP</i>	Coefficient de Performance
<i>DSH</i>	Surchauffe au refoulement du compresseur
<i>EEV</i>	Détendeur électronique
<i>FXO</i>	Détendeur à ouverture fixe
<i>GWP</i>	Potentiel de réchauffement global
<i>HCFC</i>	Hydro chlorofluorocarbures
<i>HFC</i>	Hydrofluorocarbures
<i>HFO</i>	Hydrofluoroléfines
<i>IHX</i>	Echangeur de chaleur interne
<i>PAC</i>	Pompe à chaleur
<i>PLR</i>	Taux de charge partielle
<i>SCOP</i>	Coefficient de performance saisonnier
<i>SC</i>	Sous-refroidissement
<i>SH</i>	Surchauffe
<i>TXV</i>	Détendeur thermostatique
<i>VRF</i>	Débit de réfrigérant variable

Table des figures

Figure I.1.1 : Synthèse finale PPE (23/01/2019), Objectifs chaleur renouvelable (TWh)	1
Figure I.1.2 : Evolution du marché annuel des PAC (hors air/air) pour la production de chaleur (AFPAC, Uniclimate).....	2
Figure I.1.3 : Evolution du marché des PAC air/air et périodes caniculaires (AFPAC, Uniclimate, Santé Publique France).....	3
Figure I.1.4 : Mesure sur l'air des performances d'une PAC.....	4
Figure 1.1 : Diagramme enthalpique du R410A (ASHRAE, Handbook of Fundamentals, 2009)	6
Figure 1.2 : Cycle thermodynamique simple d'une pompe à chaleur.....	7
Figure 1.3 : Schéma d'une pompe à chaleur air/eau	8
Figure 1.4 : Schéma d'une PAC air/air avec une ou plusieurs unités intérieures.....	9
Figure 1.5 : Schéma d'une PAC géothermique.....	9
Figure 1.6 : Schémas de principe (ABC Clim) (a) et en coupe (Niznik, 2017) (b) du compresseur de type rotary.....	10
Figure 1.7 : Schémas de principe (a) et en coupe (b) (Niznik, 2017) du compresseur de type scroll ...	10
Figure 1.8 : Cycle de la pompe à chaleur « Flash Tank » (Niznik, 2017).....	12
Figure 1.9 : Cycle de la pompe à chaleur IHX (Niznik, 2017).....	13
Figure 1.10 : Température de refoulement pour le R410A et le R32 (Xu et al., 2013)	16
Figure 1.11 : Illustration du brevet MHI pour réduire la température de refoulement (Yamada, 2017)	17
Figure 1.12 : Amélioration du cycle thermodynamique par compression diphasique selon Seong et al. (2017)	18
Figure 1.13 : Inversion du cycle lors d'un dégivrage sur une PAC air/eau	19
Figure 1.14 : Instrumentation nécessaire pour la méthode du bilan d'énergie au compresseur.....	23
Figure 1.15 : Banc d'essais pour la validation de la méthode du bilan d'énergie, Noel et al. (2018a) .	25
Figure 1.16 : Comparaison entre les résultats de la méthode et la mesure côté eau encadrée par l'incertitude de mesure	27
Figure 1.17 : Puissance thermique mesurée par la méthode (en rouge) et sur l'eau (en bleu), pendant toute la durée des essais.....	28
Figure 1.18 : COP "glissant", calculé à chaque pas de temps sur toute la période précédente	28
Figure 1.19 : écart relatif selon l'intensité de l'encrassement et le point de fonctionnement.....	30
Figure 1.20 : écart relatif selon l'intensité de défaut de charge et le point de fonctionnement.....	31
Figure 1.21 : Algorithme de correction pour l'évaluation des performances saisonnières (Tran, 2013)	33
Figure 1.22 : Erreur relative uniquement causée par l'hypothèse de fluide saturé à l'aspiration, en fonction du titre en vapeur réel.....	35
Figure 2.1 : Schéma de la PAC bi-split à Châtillon	39
Figure 2.2 : Schéma du système d'acquisition sur un multi-split	41
Figure 2.3 : Aperçu de l'interface d'acquisition lors d'un test de mise en service en laboratoire.....	41
Figure 2.4 : Températures mesurées aux condenseurs dans chaque unité intérieure (Châtillon)	45
Figure 2.5 : Températures mesurées en sorties des condenseurs (Châtillon)	46
Figure 2.6 : Températures mesurées aux condenseurs dans chaque unité intérieure (MCbc)	47
Figure 2.7 : Température en sortie des condenseurs pour chaque unité intérieure (MCbc)	47
Figure 2.8 : Puissance calorifique calculée en prenant les températures de la première unité (noir), et celles de la 4ème (rouge) sur une séquence d'acquisition de la MCbc.	48

Figure 2.9 : Puissance calorifique calculée en prenant les températures de la première unité (noir), et celles de la 4ème éteinte (rouge) sur une séquence d'acquisition de la MCbc	48
Figure 2.10 : Temps de fonctionnement en fonction de la température extérieure (MME).....	50
Figure 2.11 : Fréquence compresseur sur une séquence où le fonctionnement est discontinu (MME)	50
Figure 2.12 : Fréquence compresseur sur une séquence où le fonctionnement est continu (MME) ..	51
Figure 2.13 : Temps de fonctionnement en fonction de la température extérieure (MCbc)	52
Figure 2.14 : Fréquence compresseur sur une heure d'acquisition (MCbc)	52
Figure 2.15 : Fréquence compresseur sur une séquence sans arrêt compresseur (MCbc)	53
Figure 2.16 : Temps de fonctionnement en fonction de la température extérieure (Châtillon)	54
Figure 2.17 : Fréquence compresseur observée sur une durée d'une heure (Châtillon)	55
Figure 2.18 : Fréquence compresseur observée sur une période sans arrêt compresseur (Châtillon)	55
Figure 2.19 : Températures d'évaporation et de condensation lorsque la température extérieure est proche de 0 °C (MME)	57
Figure 2.20 : Températures d'évaporation et de condensation avec des cycles de dégivrages successifs (MCbc)	58
Figure 2.21 : Surchauffe et puissance compresseur sur une séquence d'acquisition (Châtillon).....	59
Figure 2.22 : Surchauffe au refoulement (Désurchauffe) et puissance compresseur sur une séquence de fonctionnement discontinu (Châtillon)	60
Figure 2.23 : Températures de refoulement et de condensation, et taux de compression (Châtillon)	60
Figure 2.24 : Ratio isentropique, rendement global et puissance compresseur sur une séquence d'acquisition (Châtillon)	61
Figure 2.25 : Surchauffe et puissance compresseur sur une séquence d'acquisition sans arrêt du compresseur (Châtillon)	62
Figure 2.26 : surchauffe au refoulement et puissance compresseur sur une séquence d'acquisition sans arrêt du compresseur (Châtillon)	63
Figure 2.27 : Températures de refoulement et de condensation, et taux de compression (Châtillon)	63
Figure 2.28 : Ratio isentropique, rendement global et puissance compresseur (Châtillon).....	64
Figure 2.29 : Rendement global à saturation en fonction de la surchauffe au refoulement (Désurchauffe) (Châtillon)	64
Figure 2.30 : Surchauffe à l'aspiration, au refoulement et fréquence compresseur (MME)	65
Figure 2.31 : Températures de refoulement et de condensation, taux de compression (MME)	66
Figure 2.32 : Ratio isentropique, rendement global et puissance compresseur sur une séquence où les arrêts du compresseur sont fréquents (MME).....	66
Figure 2.33 : Surchauffe à l'aspiration, au refoulement, et fréquence compresseur (MME).....	67
Figure 2.34 : Températures de refoulement et de condensation, taux de compression (MME)	68
Figure 2.35 : Ratio isentropique, rendement global et puissance compresseur sur une de fonctionnement continu (MME)	68
Figure 2.36 : Ratio isentropique en fonction de la surchauffe au refoulement (Désurchauffe) (MME)	69
Figure 2.37 : Température d'évaporation et d'aspiration, et fréquence compresseur (MCbc)	70
Figure 2.38 : Surchauffe au refoulement (Désurchauffe) et fréquence compresseur (MCbc)	70
Figure 2.39 : Températures de refoulement et de condensation, et taux de compression (MCbc).....	71
Figure 2.40 : Ratio isentropique, rendement global et puissance compresseur sur une séquence où les arrêts du compresseur sont fréquents (MCbc)	72
Figure 2.41 : Surchauffe à l'aspiration, au refoulement et fréquence compresseur (MCbc)	72
Figure 2.42 : Températures de refoulement et de condensation, et taux de compression sur une séquence sans arrêt du compresseur (MCbc).....	73

Figure 2.43 : Ratio isentropique, rendement global et puissance compresseur sur une séquence sans arrêt du compresseur (MCbc)	73
Figure 2.44 : Ratio isentropique en fonction de la surchauffe au refoulement (Désurchauffe) (MCbc)	74
Figure 2.45 : Puissance calorifique calculée par la méthode du bilan d'énergie (MME)	75
Figure 2.46 : Coefficient de performance calculé par la méthode du bilan d'énergie (MME)	76
Figure 2.47 : Puissance calorifique calculée par la méthode du bilan d'énergie (MME)	76
Figure 2.48 : Puissance calorifique calculée par la méthode du bilan d'énergie (MCbc)	77
Figure 2.49 : COP calculée par la méthode du bilan d'énergie (MCbc)	78
Figure 2.50 : Puissance calorifique calculée par la méthode du bilan d'énergie (MCbc)	78
Figure 2.51 : COP calculée par la méthode du bilan d'énergie (MCbc).....	79
Figure 2.52 : Puissance calorifique calculée par la méthode du bilan d'énergie (Châtillon)	79
Figure 2.53 : Puissance calorifique calculée par la méthode du bilan d'énergie (Châtillon)	80
Figure 2.54 : COP calculé par la méthode du bilan d'énergie (Châtillon)	80
Figure 3.1 : Erreur sur le débit par la méthode du bilan d'énergie avec un titre en vapeur de 0,91, en fonction du titre en vapeur réel	88
Figure 3.2 : Erreur sur le débit avec l'hypothèse de la masse volumique à saturation pour la méthode du rendement volumétrique, en fonction du titre en vapeur réel	91
Figure 3.3 : Rendement volumétrique en fonction du titre en vapeur dans trois conditions de fonctionnement données (Seong et al., 2017).....	93
Figure 3.4 : Rendement volumétrique selon les différentes corrélations, en fonction du taux de compression, à une fréquence compresseur de 60 Hz	96
Figure 3.5 : Erreur sur le débit en utilisant l'enthalpie d'aspiration à saturation en fonction du titre en vapeur réel pour la méthode utilisant le rendement global (Eq. 3.17).....	98
Figure 3.6 : Rendement global en fonction du titre en vapeur (Seong et al., 2017).....	100
Figure 3.7 : Rendement global en fonction du taux de compression, selon les différentes corrélations	103
Figure 3.8 : Méthodes à employer en compression avec aspiration diphasique en fonction des données disponibles.....	105
Figure 4.1 : Instrumentation de la PAC air/air.....	107
Figure 4.2 : Emplacement du capteur de température de condensation.....	107
Figure 4.3 : Configuration des cellules climatiques dans lesquelles les essais ont été réalisés.....	110
Figure 4.4 : Température extérieure et taux de charge partielle.....	113
Figure 4.5 : Surchauffe moyenne en fonction du taux de charge partielle.....	114
Figure 4.6 : Evolution des paramètres de fonctionnement sur le point d'essai n°20.....	115
Figure 4.7 : Evolution des paramètres de fonctionnement sur le point d'essai n°21.....	116
Figure 4.8 : Puissance calorifique calculée par la méthode du bilan d'énergie sur une phase transitoire du point d'essai n°31	117
Figure 4.9 : Puissance compresseur sur le point d'essai n°31, comprenant une séquence de dégivrage.	118
Figure 4.10 : Evolution de la surchauffe au refoulement (Désurchauffe) sur le point d'essai n°31. ..	118
Figure 4.11 : Ecart-type glissant de la surchauffe au refoulement (Désurchauffe) sur le point d'essai n°31	119
Figure 4.12 : Evolution du sous-refroidissement et mesure du débit sur le point d'essai n°31	120
Figure 4.13 : Titre en vapeur moyen à l'aspiration du compresseur en fonction du taux de compression	121
Figure 4.14 : Erreur moyenne de la méthode du bilan d'énergie en fonction du titre en vapeur.....	122

Figure 4.15 : Titre en vapeur calculé par les corrélations proposées comparé au titre en vapeur mesuré.....	123
Figure 4.16 : Rendement volumétrique moyen en fonction du taux de compression	124
Figure 4.17 : Rendement global moyen en fonction du taux de compression	124
Figure 4.18 : rendement volumétrique moyen sur les phases pseudo-stationnaires	125
Figure 4.19 : Rendement volumétrique selon les différentes corrélations	126
Figure 4.20 : Rendement global selon les différentes corrélations	126
Figure 4.21 : Rendement global selon les différentes corrélations	127
Figure 4.22 : Rendement global calculé selon différentes températures ambiantes pour le calcul des pertes thermiques du compresseur	128
Figure 4.23 : Méthode du rendement volumétrique selon différentes corrélations comparée à la méthode du bilan d'énergie et à la valeur de référence.....	129
Figure 4.24 : Méthode du rendement global selon différentes corrélations comparée à la méthode du bilan d'énergie et à la valeur de référence	129
Figure 4.25: Erreur de la méthode du rendement volumétrique en fonction de l'erreur sur le rendement des différentes corrélations	130
Figure 4.26 : Erreur de la méthode du rendement global en fonction de l'erreur sur le rendement des différentes corrélations.....	131
Figure 4.27 : erreur moyenne des différentes méthodes sur un essai avec scénario de température extérieure	132
Figure 5.1 : Puissance du compresseur sur une séquence comprenant une séquence de dégivrage	135
Figure 5.2 : Sous-refroidissement sur une séquence comprenant une séquence de dégivrage	136
Figure 5.3 : Températures de part et d'autre du détendeur.....	137
Figure 5.4 : Evolution de la surchauffe au refoulement (Désurchauffe) et écart-type glissant sur 10 minutes.....	138
Figure 5.5 : Puissance calorifique mesurée et calculée selon la méthode du bilan d'énergie sur une séquence comprenant une séquence de dégivrage	139
Figure 5.6 : Principe de la méthode du rendement global.....	140
Figure 5.7 : Puissance calorifique selon la méthode du rendement global, du bilan d'énergie et mesure de référence	140
Figure 5.8 : Principe de la méthode du rendement volumétrique.....	141
Figure 5.9 : Puissance calorifique selon la méthode du rendement volumétrique, du bilan d'énergie et mesure de référence	141
Figure 5.10 : Titre en vapeur à l'aspiration du compresseur estimé selon deux méthodes différentes	143
Figure 5.11 : Estimation du titre vapeur par les méthodes complémentaires (corrélations de Deutz, 2018).....	144
Figure 5.12 : Distinction des phases de fonctionnement selon le critère obtenu par la méthode du rendement global.....	145
Figure 5.13 : Algorithme permettant de distinguer les différentes phases de fonctionnement.....	146
Figure 5.14 : Méthode de calcul du débit dans le cas d'une compression classique avec surchauffe à l'aspiration du compresseur.....	147
Figure 5.15 : Méthode de calcul du débit dans le cas d'une compression avec aspiration diphasique au compresseur	148
Figure 5.16 : COP selon la méthode du bilan d'énergie et selon la méthode du rendement global sur une séquence d'acquisition du suivi MME.....	151
Figure 5.17 : COP selon la méthode du bilan d'énergie et selon la méthode du rendement global sur une séquence d'acquisition du suivi MCbc	151

Figure 5.18 : Puissance calorifique selon la méthode du bilan d'énergie et selon la méthode du rendement global sur une séquence d'acquisition du suivi à Châtillon..... 152

Liste des tableaux

Tableau 1.1 : Fluides actuels et leurs potentiels remplaçants	12
Tableau 1.2 : Conditions de fonctionnement testées pour la validation en régime stationnaire	26
Tableau 1.3 : Intensités de défauts dans lesquelles la méthode a été testée	29
Tableau 1.4 : Conditions de fonctionnement testées en condition de défaut	30
Tableau 2.1 : Données sur les pompes à chaleur suivies	38
Tableau 2.2 : Description de l'instrumentation.....	40
Tableau 2.3 : Observations générales sur la fréquence de fonctionnement des PAC suivies	56
Tableau 3.1 : Caractéristiques des compresseurs et conditions d'obtention des corrélations	95
Tableau 3.2 : Caractéristiques des compresseurs et conditions d'obtention des corrélations	102
Tableau 4.1 : Caractéristiques techniques de la PAC étudiée	106
Tableau 4.2 : Types de capteurs et incertitudes de mesure associées	109
Tableau 4.3 : Conditions d'essais	113
Tableau 5.1 : Résultats des différentes méthodes de mesure de la puissance calorifique en phase transitoire après une séquence de dégivrage	142
Tableau 5.2 : Résultats des différentes méthodes en phase transitoire selon les nouveaux critères	145
Tableau 5.3 : Durée des différentes phases de fonctionnement des suivis sur sites	150
Tableau 5.4 : COP moyens sur chaque suivi sur site selon les phases de fonctionnement	153
Tableau 5.5 : COP global calculé sur l'ensemble des phases de fonctionnement des suivis sur sites	154

Introduction

Selon le rapport du GIEC (2018), en raison des émissions de gaz à effet de serre liées aux activités humaines, le climat se réchaufferait d'environ 3 °C d'ici 2100, en supposant la mise en œuvre de l'intégralité des mesures de l'Accord de Paris. Pour contenir le réchauffement à 1,5 °C, il faudrait réduire les émissions de CO₂ de 45 % d'ici 2030 et atteindre la neutralité carbone en 2050.

En France, le secteur des bâtiments résidentiels et tertiaires représente 46% des consommations d'énergie finale et 25% des émissions de CO₂. Les bâtiments résidentiels représentent à eux seuls 30% des consommations et 18% des émissions de CO₂ au niveau national (Datalab 2020).

Dans ces bâtiments, les usages thermiques ont une part prépondérante dans la consommation énergétique. Ainsi, le chauffage représente 65% du total, la production d'eau chaude sanitaire (ECS) 11% (CEREN 2018).

Par conséquent, la réduction de l'impact des usages thermiques, en termes de consommation énergétique et d'émissions de CO₂, fait partie intégrante des objectifs énergétiques et climatiques et des réglementations qui en découlent, que ce soit à l'échelle nationale ou européenne.

Ainsi, les objectifs européens du paquet Energie Climat restent très généraux et indiquent une trajectoire globale de réduction des consommations énergétiques, de réduction des émissions de CO₂ et d'accroissement de la part des énergies renouvelables (EnR) à l'échelle européenne. Cependant, plusieurs Directives les déclinent pour les bâtiments, en particulier la Directive sur les Performances Énergétiques des Bâtiments, dont les différentes réglementations thermiques (RT) et la future réglementation environnementale RE2020 sont les transpositions françaises.

Par ailleurs, au niveau national, la Stratégie Nationale Bas Carbone (SNBC) et la Programmation Pluriannuelle de l'Énergie (PPE) ont notamment fixé des objectifs de développement de la chaleur renouvelable et la disparition des chaudières fioul dans les bâtiments français à l'horizon 2028. Ce dernier objectif s'est directement traduit par une augmentation des aides à la rénovation et au remplacement des chaudières à combustibles fossiles en résidentiel.

La pompe à chaleur (PAC), par ses performances et la part importante d'énergie renouvelable dans la chaleur qu'elle produit, est une brique importante pour l'atteinte des objectifs énergétiques et environnementaux. En effet, pour une production thermique équivalente, une PAC émet environ 4,5 fois moins de gaz à effet de serre qu'une chaudière gaz (Carbone 4, 2019). La figure I.1 illustre les objectifs de chaleur renouvelable assignés, notamment aux PAC, dans la PPE.

	2016	2023	2028 bas	2028 haut
Biomasse	123	145	157	169
PAC aérothermiques	22	35	39	45
PAC géothermiques	3	4	5	7
Géothermie profonde	2	3	4	5
Solaire thermique	1	2	2	3
Biogaz (dont biogaz injecté)	3	7	12	18
Total	154	196	218	247

Figure I.1.1 : Synthèse finale PPE (23/01/2019), Objectifs chaleur renouvelable (TWh)

La PAC est ainsi incluse dans l'ensemble des dispositifs réglementaires et incitatifs qui découlent de ces grands objectifs. Ceux-ci ont eu et continuent d'avoir un impact direct et essentiel sur le marché

des PAC. Il est ainsi possible de positionner dans le temps ces dispositifs sur le graphe des flux de vente de PAC pour le chauffage et la production d'ECS (figure I.2, source AFPAC/Uniclimate¹).

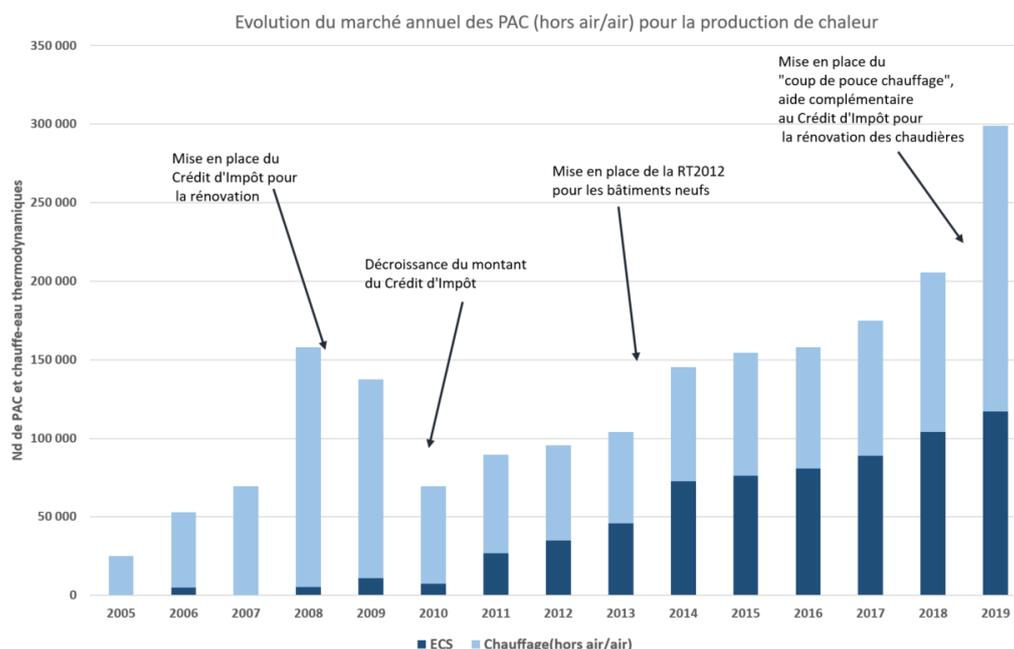


Figure I.1.2 : Evolution du marché annuel des PAC (hors air/air) pour la production de chaleur (AFPAC, Uniclimate)

On peut noter le cas particulier des PAC dites air/air², beaucoup utilisées pour la climatisation et dont le marché est plus sensible aux épisodes de canicule qu'aux dispositifs règlementaires et surtout incitatifs (figure I.3, AFPAC/Uniclimate, Santé Publique France). En effet, les pouvoirs publics ne souhaitant pas subventionner la fonction climatisation, les PAC air/air sont exclues de la plupart des dispositifs d'aide destinés aux équipements de chauffage. Pour autant, selon les chiffres des fabricants (Delta EE, 2020), entre 25 et 40% des PAC air/air vendues en France assurent le chauffage principal du logement équipé.

¹ AFPAC : Association Française des Pompes à Chaleur
Uniclimate : Syndicat des Industries thermiques, aérauliques et frigorifiques
² Décrites dans le chapitre 1

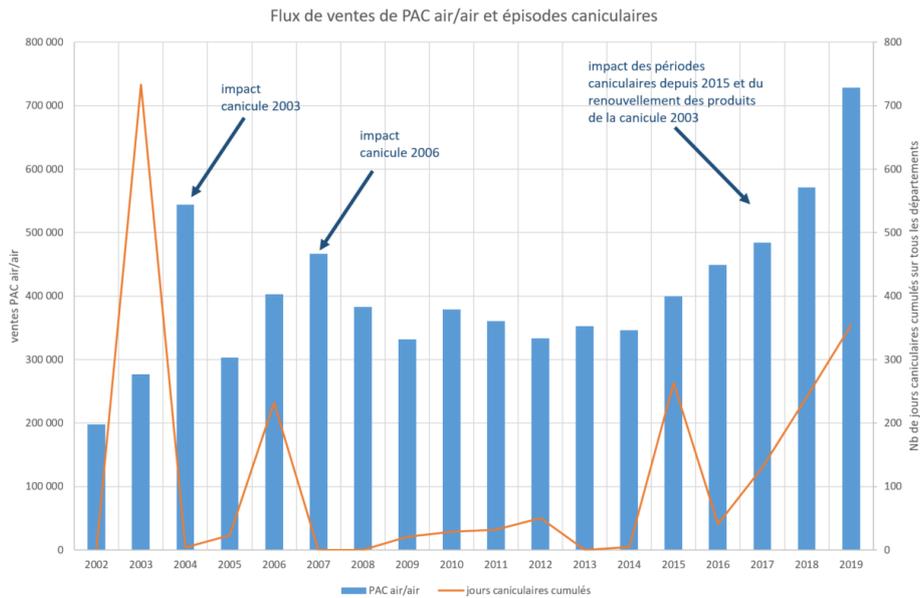


Figure I.1.3 : Evolution du marché des PAC air/air et périodes caniculaires (AFPAC, Uniclimate, Santé Publique France)

Quoi qu'il en soit, le marché des PAC est en pleine expansion et, malgré le contexte Covid-19, tous les signaux semblent au vert puisque les ventes de PAC ont globalement continué de progresser sur les huit premiers mois de l'année 2020 (+9% sur l'ensemble des technologies par rapport aux huit premiers mois de 2019).

Cependant, cette accélération brutale du marché depuis quelques années met clairement la filière en tension. Ainsi, si les fabricants parviennent à suivre le rythme et augmenter leur production pour fournir le marché sans rupture de stock majeure, la situation est beaucoup plus tendue pour les installateurs-mainteneurs.

Ceux-ci sont en effet peu nombreux, même si leur nombre croît très rapidement : entre 12000 et 13000 professionnels répartis dans environ 8000 entreprises sont agréés QualiPAC, agrément nécessaire pour l'obtention des aides, alors qu'ils étaient 11200 dans 6272 entreprises fin 2018 (Qualit'EnR, 2020). Comme nous l'avons vu, ces professionnels doivent faire face à une demande d'installation croissante mais vont devoir également répondre à un afflux de demandes liées à l'entrée en vigueur en juillet 2020 de l'entretien obligatoire des PAC, tous les 2 ans (décret 2020-0912 du 28/07/2020).

Par ailleurs, ces professionnels doivent faire face aux aspects très variés de leur mission. La mise en service est notamment un point critique dans la mesure où elle peut être très chronophage et très complexe. Tejada (2016) a ainsi mis en évidence la grande quantité de paramètres à régler sur une PAC nouvellement installée, 50 en moyenne pour une PAC assurant les deux fonctions chauffage et production d'ECS. Ce paramétrage, très différent d'une PAC à l'autre, ne constitue pas le cœur de métier des installateurs qui peuvent parfois être démunis face à la machine. Il peut nécessiter un déplacement supplémentaire après la mise en service pour être ajusté. Ceci accroît le coût d'installation des PAC, dont le coût d'investissement est déjà élevé par rapport à une solution de référence au gaz³.

³ Pour une maison individuelle, une chaudière gaz coûte de 3 à 5 k€ alors qu'une PAC coûte 7 à 22 k€ selon les technologies et le niveau d'isolation de la maison (TTC, fourni/posé, hors aides éventuelles), Observ'ER 2018.

Dans ce contexte, et afin de pérenniser le déploiement des PAC, il devient essentiel d'accompagner la filière, et les clients, en développant des PAC « intelligentes », c'est-à-dire aux fonctions avancées notamment en termes d'auto-paramétrage, d'affichage des performances et de maintenance préventive. Les fonctions avancées ont pour objectif d'obtenir un produit « plug & heat », capable entre autres de s'auto-paramétrer, de communiquer avec différents intervenants (client, installateur, fabricant) sur ses performances et la détection de défauts de fonctionnement éventuels par comparaison entre les performances réelles et attendues.

Dans ce processus, la connaissance des performances de la PAC est donc essentielle. Il s'agit de la première brique indispensable à la construction de ces fonctions avancées. Or, ces performances dépendent de nombreux paramètres, notamment des températures extérieure et intérieure ainsi que des caractéristiques et de la qualité de l'installation. Par conséquent, des performances déterminées a priori en laboratoire, avec des températures fixées et des conditions d'installation particulières, ne peuvent pas être utilisées car elles ne sont pas représentatives de la diversité des situations rencontrées sur le terrain. La réalisation des fonctions avancées de la PAC nécessite bien la connaissance en temps réel de ses performances in-situ.

Cependant, la mesure de performances sur le terrain est difficile à mettre en œuvre de manière discrète, fiable, précise et peu coûteuse. Le défi est d'autant plus important si l'on souhaite mesurer les performances sur une PAC déjà installée et/ou sur une PAC utilisant l'air comme vecteur de distribution de la chaleur. Le matériel de laboratoire, s'il répond aux contraintes de fiabilité et précision, n'est absolument pas adapté en termes de discrétion et de coût (figure ci-contre, field-test réalisé en Suède par SP (RISE)).



Figure I.1.4 : Mesure sur l'air des performances d'une PAC

Tran (2013) a ainsi développé une méthode embarquée de mesure des performances basée sur le bilan d'énergie au compresseur et faisant appel à des mesures non-intrusives de température du fluide frigorigène en différents points de son cycle. Cette méthode a pu être validée pour un fonctionnement pseudo-stationnaire mais nécessite une adaptation pour les phases de fonctionnement transitoire. Tran (2013) a par ailleurs mis en évidence le fait que le calcul des pertes thermiques au compresseur constitue la principale source d'incertitude de la méthode et mérite donc d'être détaillé.

A partir de ces résultats, Niznik (2017) a modélisé finement les deux technologies de compresseur utilisées dans les PAC résidentielles pour en déduire une méthode simple de calcul des pertes thermiques du compresseur, à partir d'une ou deux mesures de température selon le type de compresseur. Ce calcul a été introduit dans la méthode de mesures des performances et celle-ci a pu être validée sur quelques points d'essais stationnaires en laboratoire.

L'objectif des travaux de thèse présentés ici se situe dans la continuité de ces travaux. Il s'agit de valider de manière approfondie la méthode de mesure par bilan d'énergie précédemment développée et complétée, à l'implémenter sur des installations réelles afin de l'évaluer dans des conditions non contrôlées, puis d'utiliser les enseignements tirés de ces études expérimentales pour adapter la méthode afin d'étendre son domaine de validité, notamment lors des phases de fonctionnement transitoire ou pour des PAC utilisant des nouvelles logiques de régulation.

La structure du document découle directement de l'énoncé des objectifs.

Le chapitre 1 présente en premier lieu le principe théorique, et les technologies des PAC. Leur fonctionnement est explicité, au travers de l'évolution des logiques de régulation induites par l'utilisation de nouveaux fluides frigorigènes et des phases de fonctionnement transitoires. Le chapitre 1 est ensuite consacré à la description et la validation de la méthode embarquée de mesure de performances en régulation classique. Ce chapitre expose également les limites de cette méthode dans des conditions de fonctionnement non-standard décrites précédemment.

Le chapitre 2 est consacré à trois suivis sur site réalisés sur des PAC équipées de la méthode embarquée de mesure de performances. Les contraintes et difficultés liées à l'instrumentation d'une PAC existante sont mises en évidence. Ces suivis sur site permettent également d'appréhender les modes de fonctionnement réels des PAC de nouvelle génération, et confirment la nécessité d'adapter la méthode embarquée à tous ces modes pour évaluer les performances in-situ de manière précise.

Le chapitre 3 aborde les différentes possibilités d'adaptation de la méthode embarquée. Dans un premier temps, l'utilisation d'une instrumentation complémentaire, mesurant directement ou indirectement le débit de fluide frigorigène est évaluée. Ensuite, trois méthodes basées sur la modélisation de la régulation ou du compresseur sont étudiées et comparées en fonction des données disponibles a priori.

Le chapitre 4 présente une étude expérimentale réalisée en laboratoire sur une PAC dont la logique de régulation est adaptée à un nouveau fluide frigorigène. Cette étude permet de tester les méthodes complémentaires identifiées dans le chapitre 3 pour l'évaluation des performances en régime pseudo-stationnaire pour ce nouveau type de régulation.

Le chapitre 5 présente tout d'abord l'étude d'une phase transitoire pour y tester les méthodes identifiées au chapitre 3. Un algorithme permettant de distinguer les différentes phases de fonctionnement est ensuite proposé, ainsi que le choix des méthodes à employer selon les cas et les données disponibles. Les différentes méthodes sont combinées afin de faire toujours appel à la plus précise selon la phase de fonctionnement. Enchaînées, elles conduisent à une évaluation saisonnière du COP. L'algorithme faisant appel aux différentes méthodes est appliqué aux suivis sur sites présentés au chapitre 2 pour évaluer l'amélioration de la méthode sur l'estimation des performances.

Chapitre 1 : Mesure des performances in-situ des pompes à chaleur, validation et limites de la méthode du bilan d'énergie

Le chapitre 1 présente le principe de la pompe à chaleur et les technologies associées. Les différentes logiques de régulation sont présentées ainsi qu'une nouvelle technologie associée au type de fluide, qui permet au compresseur d'aspirer du fluide diphasique. Les spécificités du fonctionnement des PAC in-situ sont expliquées puis une méthode embarquée de mesure des performances en compression classique est présentée et validée. Enfin, les limites de cette méthode en phases de fonctionnement non-standard sont exposées.

1.1 Principe théorique du fonctionnement des pompes à chaleur

1.1.1 Principe thermodynamique et notion de performance

Une pompe à chaleur (PAC) est une machine thermodynamique permettant de transférer l'énergie d'une source froide extérieure vers un puits chaud, à l'inverse du flux de chaleur naturel. Ce transfert d'énergie est permis par le cycle thermodynamique fermé d'un fluide dit frigorigène, grâce à des échangeurs thermiques appelés évaporateur et condenseur, un compresseur, et un détendeur qui sont les principaux composants de la PAC. Le fluide frigorigène est choisi selon de nombreux critères techniques, environnementaux et de sécurité. Les caractéristiques thermodynamiques (pression, température, enthalpie) d'un fluide ainsi que ses différents états (liquide ou vapeur) peuvent être représentés sur son diagramme pression-enthalpie. La figure 1.1 donne l'exemple du diagramme enthalpique d'un fluide frigorigène, le R410A.

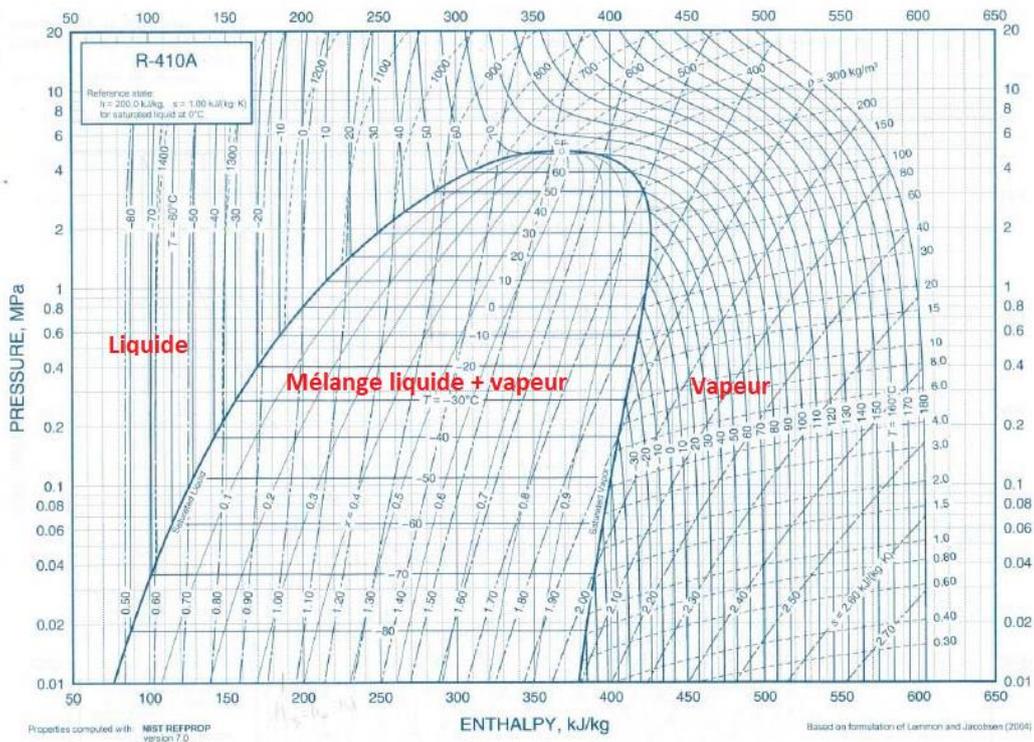


Figure 1.1 : Diagramme enthalpique du R410A (ASHRAE, Handbook of Fundamentals, 2009)

L'utilisation de ce diagramme permet de représenter simplement l'évolution du fluide frigorigène au cours de son cycle thermodynamique, comme le montre la figure 1.2.

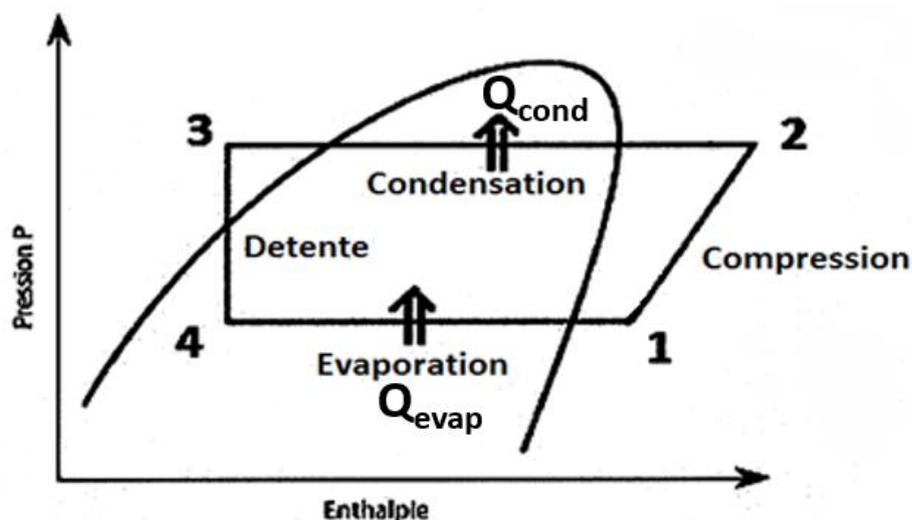


Figure 1.2 : Cycle thermodynamique simple d'une pompe à chaleur

Le fluide au point 1 (figure 1.2) est sous forme vapeur à basse température et basse pression. Le compresseur permet de le passer à haute pression et haute température au point 2, et le fluide peut alors transmettre la chaleur au milieu à chauffer via un condenseur où la vapeur se refroidit et se condense. Le fluide est alors sous forme liquide au point 3 puis passe à travers un détendeur qui abaisse sa pression et sa température. Au point 4, le fluide est à l'état de mélange liquide-vapeur, avant de passer par un évaporateur pour capter la chaleur de la source froide en se vaporisant, et retourne au point 1. Il subit ainsi un cycle thermodynamique.

À l'évaporateur, le fluide frigorigène extrait une énergie Q_{evap} à la source froide. Au compresseur, ce fluide absorbe une énergie W_{comp} , correspondant à l'énergie électrique fournie au moteur du compresseur, diminuée des pertes thermiques à l'environnement ambiant. Au condenseur, une énergie Q_{cond} est transférée vers le puits chaud. D'après le premier principe de la thermodynamique appliquée au système fluide frigorigène, on peut vérifier l'équation (1.1) :

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{evap} + \dot{W}_{comp} \quad (\text{Eq. 1.1})$$

Les performances d'une pompe à chaleur sont caractérisées par son coefficient de performance (COP), qui compare la puissance thermique récupérée par la source chaude à la puissance électrique nécessaire au fonctionnement de la PAC (compresseur principalement, mais aussi ventilateurs, pompes de circulation, régulation,...) à un instant donné. Le COP est défini par l'équation suivante (Eq. 1.2) :

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{P_{tot}} \quad (\text{Eq. 1.2})$$

Avec \dot{Q}_{cond} la puissance calorifique récupérée au condenseur, et P_{tot} la puissance (électrique) totale consommée par la PAC. Etant donné qu'une part de la chaleur produite provient de la source froide, qui est une source d'énergie gratuite, le COP est supérieur à 1. Selon le second principe de la

thermodynamique, le COP ne peut être supérieur au facteur de Carnot, traduisant les performances d'un cycle thermodynamique idéal sans irréversibilité et défini par l'équation 1.3 :

$$facteur_{carnot} = \frac{T_c}{T_c - T_f} \quad (\text{Eq. 1.3})$$

Avec T_c la température de la source chaude, et T_f la température de la source froide.

Ces deux définitions montrent que le COP est principalement dépendant des températures de fonctionnement, mais également de nombreux autres paramètres, comme les caractéristiques intrinsèques des composants et du fluide frigorigène, les contraintes et la qualité de l'installation, ou l'optimisation de la régulation par exemple. De plus, il peut évoluer avec le temps et se dégrader du fait de l'apparition de défauts de fonctionnement.

Pour comparer les performances de plusieurs machines, il est alors nécessaire de se placer dans les mêmes conditions. Pour cela, les essais définis selon la norme NF EN 14511 (AFNOR, 2018a) permettent d'obtenir le COP de la pompe à chaleur dans plusieurs conditions de fonctionnement déterminées. Afin de mieux représenter les performances d'une pompe à chaleur au cours d'une saison, on détermine le COP saisonnier, ou SCOP (ou encore SPF pour Seasonal Performance Factor), qui est le rapport entre l'énergie thermique totale produite sur une saison et l'énergie totale consommée par la PAC. Il permet de prendre en compte les performances dans des conditions de charge partielle, c'est-à-dire lorsque le besoin de chaleur est inférieur à la puissance maximale de la PAC, et pour des conditions de température des sources variables sur la saison. Les conditions d'essais définies selon la norme NF EN 14825 (AFNOR, 2018b) et la méthode de calcul associée permettent d'obtenir le SCOP normatif d'une machine, ce qui permet de comparer deux modèles du marché. En revanche, cet indicateur calculé à partir de mesures en laboratoire n'est pas une estimation de ce que seront les performances réelles d'une PAC sur le terrain.

Ainsi, les performances réelles d'une PAC dépendent de nombreux paramètres, dont certains sont impossibles à prédire, et sont susceptibles d'évoluer dans le temps. Pour avoir une évaluation précise de celles-ci, il est donc impératif de les mesurer in-situ, une fois la PAC installée. Ceci suppose donc une méthode de mesure des performances, embarquée dans la PAC et donc adaptée à toutes les technologies.

1.1.2 Les différentes technologies de pompes à chaleur

Les différentes sources et vecteurs

Le type de pompe à chaleur est généralement défini en fonction des types de sources ou de vecteurs exploités.

Une PAC est dite air/ eau lorsque sa source froide est l'air extérieur et le vecteur de transmission de la chaleur est l'eau, à travers un circuit de chauffage ou pour produire de l'eau chaude sanitaire par exemple. 90% des PAC air/eau vendues aujourd'hui en France et en Europe sont dites bibloc ou split, c'est-à-dire qu'elles comportent deux unités : une unité extérieure incluant l'évaporateur, le

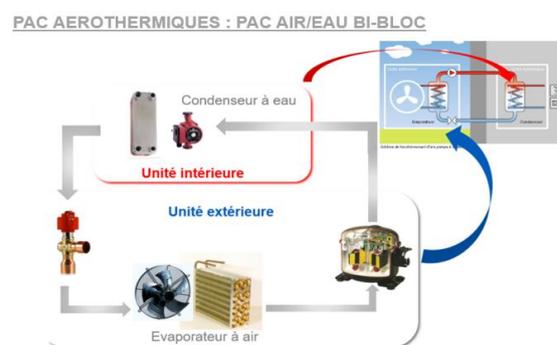


Figure 1.3 : Schéma d'une pompe à chaleur air/eau

compresseur et le détendeur, et l'unité intérieure comportant le condenseur (Figure 1.3).

Une PAC air/air récupère la chaleur de l'air extérieur pour la restituer à l'air intérieur, qui est alors à la fois la source chaude et le vecteur. Pour les PAC air/air, on parle de PAC monosplit lorsqu'il n'y a qu'une seule unité intérieure, et de PAC multi-split (figure 1.4) lorsqu'il y a plusieurs unités intérieures, qui disposent chacune de leur condenseur. Dans l'unité extérieure, il y a généralement un détendeur par unité intérieure.

PAC AÉROTHERMIQUES : PAC AIR/AIR SPLIT ET MULTISPLIT

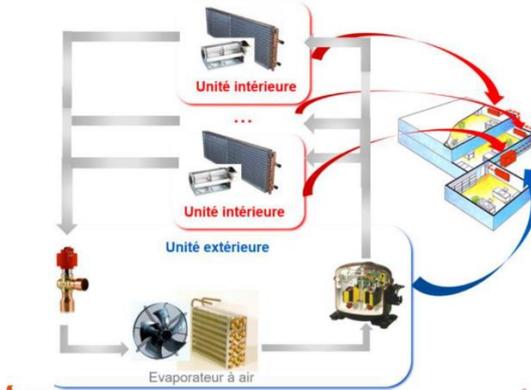


Figure 1.4 : Schéma d'une PAC air/air avec une ou plusieurs unités intérieures

Les pompes à chaleur géothermiques, de type eau/eau ou eau glycolée/eau, exploitent la chaleur issue du sol ou des nappes phréatiques pour chauffer l'eau d'un plancher chauffant, d'un circuit de chauffage et éventuellement de l'eau chaude sanitaire. Les pompes à chaleur exploitant la chaleur du sol sont dites à capteurs enterrés. Ces capteurs connectés à l'évaporateur permettent la circulation d'une eau additionnée d'antigel. Ils peuvent être positionnés de manière horizontale (Figure 1.5) ou verticale.

PAC GEOTHERMIQUES : PAC EAU GLYCOLÉE / EAU

CAPTEURS ENTERRES HORIZONTAUX

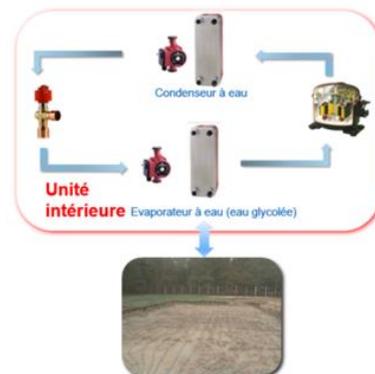


Figure 1.5 : Schéma d'une PAC géothermique

Les types de compresseurs

Le compresseur étant le principal composant moteur de la PAC, sa technologie et sa régulation sont des éléments essentiels dans l'étude des performances de ce système.

Pour les pompes à chaleur résidentielles, deux technologies principales de compresseur sont utilisées. Il s'agit de compresseurs volumétriques hermétiques, c'est-à-dire que l'augmentation de pression est obtenue par réduction du volume, et que le moteur électrique et la chambre de compression sont enfermés dans une même enveloppe métallique. La technologie de compresseur n'est pas dépendante de la technologie de la PAC, aérothermique ou géothermique, mais principalement de la gamme de puissance qu'elle va délivrer.

Pour les plus faibles puissances (inférieures à 10 kW), qui représentent la majorité du marché pour les pompes à chaleurs résidentielles, il s'agit de compresseurs de type rotary, ou compresseur à piston rotatif. Dans ce cas, le rotor est un cylindre désaxé. Lorsque celui-ci tourne, le volume de la chambre de compression disponible pour le fluide frigorigène diminue, augmentant ainsi sa pression (figure 1.6a). Pour un compresseur rotary classique, la palette qui sert à mettre en mouvement le rotor est dissociée de celui-ci. La technologie Swing Rotary (Masuda et al., 1996) dispose d'un rotor et d'une

palette qui ne forment qu'une seule pièce, et la palette se balance pour mettre en mouvement le rotor. Cela permet d'éviter d'éventuels problèmes de lubrification entre la palette et le rotor, et d'empêcher les fuites entre les parties basse et haute pression. Il existe également la technologie Twin Rotary, avec deux chambres de compression à piston rotatif généralement en parallèle (Okoma et al., 1990). La figure 1.6 montre le schéma de principe du compresseur rotary (a) ainsi qu'un schéma en coupe (b) où l'on identifie le positionnement de la chambre de compression en bas du compresseur, en-dessous du moteur.

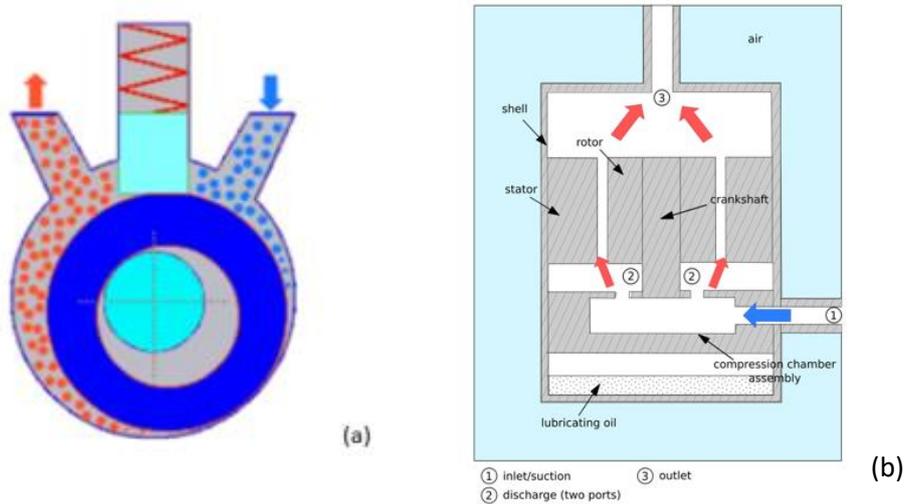


Figure 1.6 : Schémas de principe (ABC Clim) (a) et en coupe (Niznik, 2017) (b) du compresseur de type rotary

Pour les puissances un peu plus importantes (> 10-12 kW), c'est la technologie scroll, ou compresseur spiro-orbital, qui est privilégiée. La compression s'effectue au moyen de deux spirales imbriquées l'une dans l'autre, une fixe et l'autre mobile, qui piègent le fluide aspiré et augmentent sa pression en diminuant son volume. La figure 1.7 montre les schémas de principe et en coupe du compresseur scroll. On constate sur le schéma en coupe que, contrairement au cas du compresseur rotatif, la chambre de compression se situe en haut du compresseur, au-dessus du moteur.

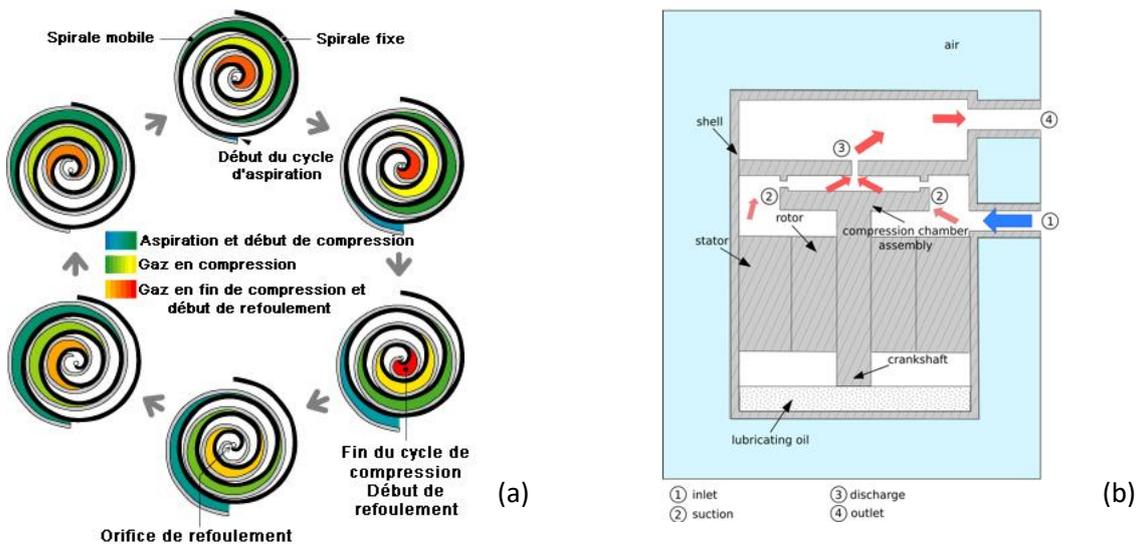


Figure 1.7 : Schémas de principe (a) et en coupe (b) (Niznik, 2017) du compresseur de type scroll

Les différents fluides frigorigènes

Selon les températures de fonctionnement, la gamme de puissance et le type de pompe à chaleur (air/air, air/eau ou géothermique), différents fluides frigorigènes sont utilisés. Leurs caractéristiques thermodynamiques et techniques sont primordiales pour le choix du fluide, cependant, ce ne sont pas les seules à considérer aujourd'hui. Les fluides frigorigènes sont le plus souvent des composés chimiques synthétisés et ont un impact environnemental non négligeable en cas de fuite dans l'atmosphère. De plus, certains peuvent être toxiques ou inflammables.

Ils sont classés par famille chimique, et ont des impacts différents sur l'environnement. Les premiers fluides utilisés étaient des chlorofluorocarbures (CFC), comme par exemple le R12, mais ceux-ci ont un effet néfaste sur la couche d'ozone. Ils ont alors été interdits par le protocole de Montréal en 1989 et ont été remplacés par les hydro chlorofluorocarbures (HCFC), notamment le R22, ayant un impact sur la couche d'ozone plus faible mais non nul. Ceux-ci ont également été interdits plus récemment (le R22 n'est plus commercialisé depuis 2015 en Europe), et les fluides qui les ont remplacés sont les hydrofluorocarbures (HFC). Les principaux fluides utilisés aujourd'hui dans les PAC résidentielles sont le R407C et le R410A pour les PACs air/eau, et le R410A pour les PACs air/air. Ils n'ont aucun impact sur la couche d'ozone, mais sont des gaz à effet de serre ayant des pouvoirs de réchauffement global (PRG ou GWP pour Global Warming Potential) importants, de l'ordre de 2000⁴.

Le règlement européen 517/2014 (UE, 2014) vise à réduire puis à progressivement interdire l'utilisation des fluides frigorigènes à fort potentiel de réchauffement global (GWP). L'objectif est de réduire de deux tiers les émissions de gaz à effet de serre fluorés en 2030. En 2025, l'utilisation des fluides ayant un GWP supérieur à 750 sera interdite pour les systèmes de conditionnement d'air, dont les PAC, de moins de 12 kW (dont la charge en fluide est inférieure à 3kg équivalent CO₂). Cela entrainera le remplacement des HFC par des fluides naturels, des hydrocarbures ou des fluides hydrofluoroléfinés (HFO), qui ont des GWP de 1 à 6. Cependant, l'utilisation des hydrocarbures et des fluides HFO ne peut être immédiate, ces fluides nécessitant beaucoup d'adaptations techniques et posant notamment des problèmes d'inflammabilité et/ou de toxicité. Des solutions transitoires sont ainsi déjà utilisées ou envisagées, sous forme de fluide HFC au GWP moindre que ceux historiquement employés ou de mélanges de HFC et de HFO.

Le tableau 1.1 décrit les fluides HFC encore utilisés sur le parc actuel et les fluides progressivement déployés ou envisagés. Concernant les PAC résidentielles, le fluide de transition aujourd'hui largement déployé est le HFC R32 au GWP de 675, en remplacement du R410A au GWP de 2088.

Fluides actuels et leurs applications	Remplaçants potentiels
R404A : froid commercial	Mélanges de HFC et HFO, R32
R407C : PAC et climatisation secteur résidentiel	Mélanges de HFC et HFO, R32
R410A : PAC et climatisation secteur résidentiel	Mélanges de HFC et HFO, R32

⁴ Le GWP est défini avec le CO₂ comme référence : un fluide frigorigène ayant un GWP de 2000 signifie qu'un kg de ce fluide relâché dans l'atmosphère aura le même impact que 2000 kg de CO₂. Cette action est généralement évaluée sur 100 ans. (AR4 : 4^{ème} rapport du GIEC, 2007)

R134a : PAC haute température et ECS	HFO purs
CO ₂ : PAC pour l'ECS	

Tableau 1.1 : Fluides actuels et leurs potentiels remplaçants

En 2019, le fluide R32 représente 61 % des PAC air/air mises sur le marché, contre 24 % en 2018. (Uniclimate, 2020). Pour les PAC air/eau, l'évolution vers de nouveaux fluides est plus lente et se traduit principalement par l'utilisation de R32, mais aussi d'autres fluides comme des mélanges de HFC et HFO.

Les cycles à injection

Les pompes à chaleur utilisant un cycle thermodynamique simple sont les plus représentées dans le secteur résidentiel. Cependant, pour de grands écarts de température entre source et puits, par exemple avec une haute température de chauffage ou pour des régions où les températures extérieures sont très faibles, ces cycles simples sont moins performants voire peuvent être inopérants. Il existe alors des cycles thermodynamiques plus complexes, adaptés à ces conditions de fonctionnement plus drastiques et dont les performances sont meilleures dans ces conditions que celles des cycles simples (Heo *et al.*, 2011). Il s'agit des cycles à injection, dont il existe plusieurs technologies. La complexité de ces cycles augmente nécessairement le coût de la machine.

Une de ces technologies, appelée *Flash Tank* (réservoir de détente), consiste à séparer le liquide de la vapeur après un premier détendeur, et à injecter la vapeur au compresseur afin de refroidir la compression. Le liquide passe à travers un deuxième détendeur pour atteindre un état diphasique à basse pression et basse température avant d'entrer dans l'évaporateur.

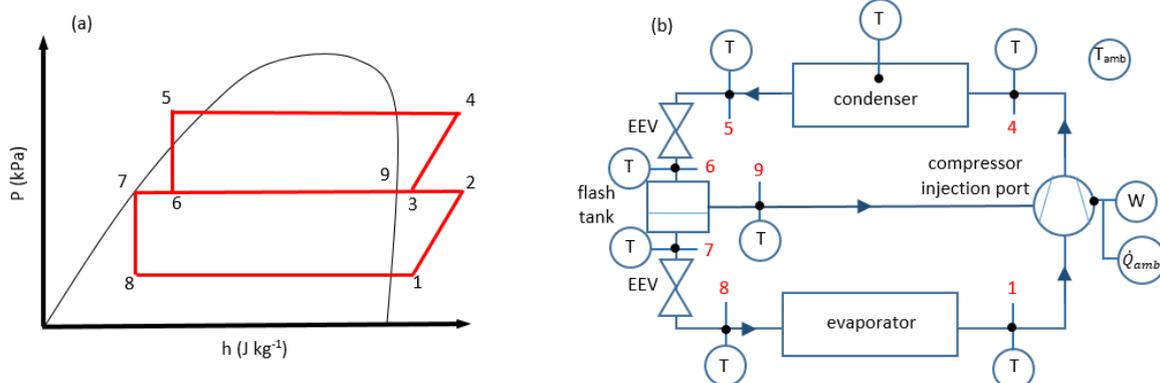


Figure 1.8 : Cycle de la pompe à chaleur « Flash Tank » (Niznik, 2017)

Une autre technologie de cycle à injection consiste à ne détendre qu'une partie du fluide en sortie de condenseur, puis à l'aide d'un échangeur de chaleur intermédiaire, ce fluide partiellement détendu est évaporé en sous-refroidissant la partie du fluide non détendue. Il est ensuite injecté au compresseur sous forme de vapeur pour refroidir la compression. L'autre partie du fluide passe ensuite à travers un deuxième détendeur puis par l'évaporateur pour compléter le cycle. Cette technologie est appelée pompe à chaleur à injection à échangeur de chaleur interne, ou IHX pour *Internal Heat Exchanger*.

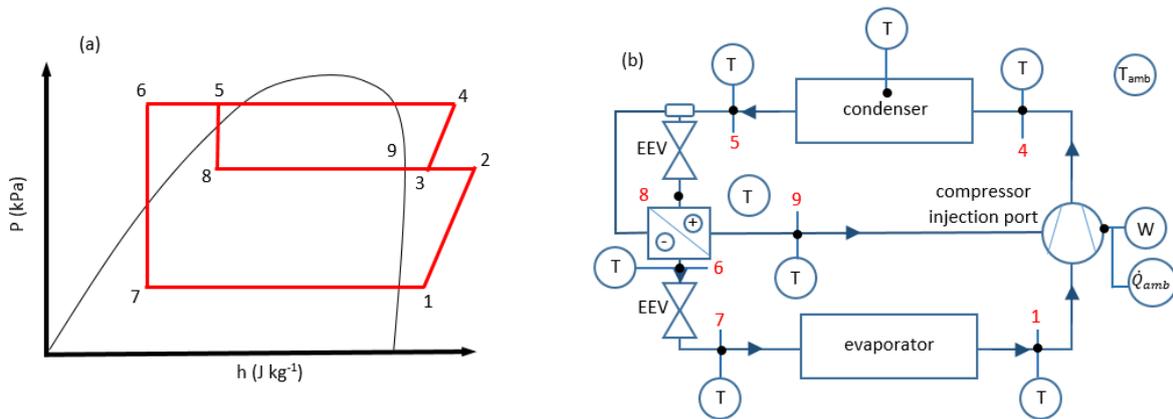


Figure 1.9 : Cycle de la pompe à chaleur IHX (Niznik, 2017)

1.2 Fonctionnement des pompes à chaleur

Au-delà de ces aspects purement technologiques, l'installation d'une PAC au sein d'un système de chauffage complet d'un bâtiment nécessite un système de régulation et se traduit par des phases de fonctionnement particulières. L'ensemble de ces éléments doit être précisément identifié si l'on souhaite mesurer les performances réelles d'une pompe à chaleur.

1.2.1 Régulation des pompes à chaleur

La pompe à chaleur produit une puissance thermique variable. Si une puissance nominale est définie dans des conditions de fonctionnement précises, sa puissance thermique instantanée dépend de nombreux paramètres. La puissance thermique qu'elle peut délivrer dépend des températures et débits des fluides des sources, ainsi que de la fréquence de rotation du compresseur lorsque celui-ci est à vitesse variable.

De plus, les besoins de chauffage d'un logement donné sont variables au cours d'une saison, puisque la température extérieure varie. On parle alors de charge thermique pour définir la puissance thermique nécessaire pour maintenir une température donnée dans le logement en fonction de différents paramètres dont les conditions extérieures. Or, la pompe à chaleur est dimensionnée selon la charge thermique maximale qu'elle va devoir fournir, calculée en fonction des déperditions du logement pour la température de base du lieu d'installation, définie selon plusieurs paramètres géographiques par la norme NF EN 12831 (AFNOR, 2017).

On peut alors définir un taux de charge de la PAC, ratio entre la puissance thermique à apporter (P_{th}) et la puissance de dimensionnement $P_{PAC,max,design}$ (Eq. 1.4).

$$Taux. Charge = \frac{P_{th}}{P_{PAC,max,design}} \quad (Eq. 1.4)$$

On peut noter que pour le calcul du SCOP normalisé, la norme NF EN 14825 (AFNOR, 2018b) définit un taux de charge partielle (Part Load Ratio, Eq. 1.5) basé sur un rapport entre deux écarts de température, au numérateur l'écart entre la températures extérieure (T_i) et la température de non chauffage ($16\text{ }^\circ\text{C}$), et au dénominateur l'écart de température entre la température de dimensionnement ($T_{designh}$, $-10\text{ }^\circ\text{C}$ pour le climat de référence « moyen ») et de non chauffage ($16\text{ }^\circ\text{C}$).

$$PLR = \frac{(T_i - 16)}{(T_{designh} - 16)} \quad (\text{Eq. 1.5})$$

L'objectif de la régulation est donc de faire varier la puissance thermique produite de façon à ce que l'énergie fournie par la pompe à chaleur corresponde à celle dont le logement a besoin à un instant donné. Il s'agit de réaliser cette adaptation dans un temps raisonnable pour assurer le confort thermique des utilisateurs tout en optimisant le fonctionnement et en respectant les contraintes de sécurité.

Régulation de la puissance calorifique

Pour les PAC air/air, la régulation de la puissance thermique revient à réguler directement la température de l'air intérieur à la consigne souhaitée. Pour les PAC air/eau, la régulation est souvent faite sur la consigne de température de l'eau sortante de la PAC pour aller vers le circuit de chauffage. De façon à faire correspondre la puissance thermique produite et les déperditions du bâtiment, la cible de température de départ varie. La correspondance entre température de départ d'eau et température extérieure est appelée loi d'eau, et elle est généralement paramétrée à l'installation de chaque machine.

Lorsque la PAC dispose d'un compresseur à vitesse fixe, la régulation du chauffage est assurée par le déclenchement ou l'arrêt du compresseur de la PAC en fonction des conditions intérieures du milieu à chauffer par rapport à la consigne de température. Ce type de régulation n'est pas idéal d'une part pour le confort car la température du milieu à chauffer oscille au gré des cycles marche/arrêt, et d'autre part pour la durée de vie du compresseur, souvent définie selon un nombre maximal de démarrages.

Désormais, l'immense majorité des pompes à chaleur résidentielles, et la totalité des pompes à chaleur air/air, utilisent une technologie permettant de faire varier la fréquence du compresseur pour pouvoir réguler la puissance thermique, grâce à un variateur de fréquence électrique appelé inverter. La fréquence nominale du compresseur est généralement de 50 ou 60 Hz, mais grâce à l'inverter, la fréquence de rotation du compresseur peut aller de 15 ou 30 Hz jusqu'à 100 ou 120 Hz selon les modèles. Ainsi, en remplacement des cycles de marche/arrêt, la fréquence du compresseur augmente ou diminue de façon à moduler le débit de fluide frigorigène et donc la puissance calorifique délivrée. Dans des conditions de fonctionnement stables, le compresseur va alors stabiliser sa fréquence permettant d'obtenir une puissance thermique égale aux déperditions de la pièce et fonctionnera en continu. Si le temps de fonctionnement global est sans doute plus important, le nombre de démarrages est bien plus faible et les performances sont accrues sur les plages de fonctionnement à charge partielle. Ce type de régulation permet d'allonger la durée de vie du compresseur et d'améliorer les performances saisonnières de la pompe à chaleur. Par exemple, Dongellini & Morini (2019) ont modélisé une PAC air/eau à vitesse fixe, et une PAC air/eau à vitesse variable, chacune de puissance maximale de 12 kW à -7 °C, dans un bâtiment construit dans les années 90 avec un climat correspondant au nord de l'Italie. Ils montrent que pour ce cas d'étude le SCOP de la PAC à vitesse fixe est plus faible de 12 % par rapport à la PAC pouvant moduler sa puissance. Cela est dû notamment aux performances plus faibles lors des phases transitoires qui sont plus fréquentes. Ils montrent également que le nombre de démarrages de la pompe à chaleur à vitesse variable est environ 3 fois plus faible dans le cas étudié.

Rôle du détendeur

Théoriquement, dans le cycle de la pompe à chaleur, le fluide frigorigène entre dans le compresseur sous forme de vapeur surchauffée. En effet, pour certains types de compresseurs, la présence de gouttelettes liquides au sein de la chambre de compression pourrait les détériorer de manière irréversible, notamment en entraînant l'huile et en empêchant une bonne lubrification. De plus, une surchauffe trop faible peut entraîner une instabilité de fonctionnement de la pompe à chaleur (Chen et al., 2002). Cependant, une surchauffe trop importante en sortie d'évaporateur a un impact négatif sur les performances de la pompe à chaleur car elle implique une baisse de la pression d'évaporation et donc une consommation électrique du compresseur accrue (Janković et al., 2018). Le détendeur a pour rôle d'abaisser la pression et la température du fluide, mais aussi de réguler le débit de fluide entrant dans l'évaporateur afin de contrôler l'état du fluide en sortie d'évaporateur. Ainsi, le détendeur doit avoir une ouverture qui permette d'obtenir une valeur de surchauffe en sortie d'évaporateur qui soit un juste compromis entre performances et stabilité du système. Il existe alors différents types de détendeurs :

- Les détendeurs à ouverture fixe ou tubes capillaires. Incapables de s'adapter à des conditions de fonctionnement variables, ils ne sont plus utilisés que dans les réfrigérateurs domestiques.
- Les détendeurs thermostatiques. Ils utilisent un bulbe thermostatique qui permet de convertir la mesure de température de sortie d'évaporateur en pression. L'ouverture est alors mécaniquement contrôlée par égalisation de pression entre la sortie du détendeur (c'est-à-dire la pression d'évaporation), et la sortie de l'évaporateur. Un ressort permet d'ajuster via une vis de réglage le niveau de surchauffe désiré.
- Les détendeurs électroniques. Désormais, la plupart des pompes à chaleur résidentielles en est équipée, car ils permettent une régulation plus précise. Ils sont en particulier systématiquement utilisés pour les pompes à chaleur à vitesse variable, permettant alors d'adapter l'ouverture lorsque la fréquence du compresseur varie. L'ouverture du détendeur peut être programmée en fonction d'autres variables en plus d'une image de la surchauffe, ce qui permet de corriger les dérives que peuvent présenter les détendeurs thermostatiques. L'ouverture du détendeur est contrôlée de façon à réguler le débit traversant l'évaporateur quelles que soient les conditions de fonctionnement.

Innovations récentes de la régulation du détendeur liée au type de fluide

La pompe à chaleur utilise un fluide frigorigène à des pressions et températures variées. Des questions de sécurité, notamment matérielles, peuvent alors se poser lorsque le fluide atteint des pressions et températures élevées. Les températures et pressions de fonctionnement dépendent notamment du fluide utilisé.

Le remplacement du R410A par le R32 lié à la réglementation 517/2014 [3] nécessite d'adapter le cycle thermodynamique des pompes à chaleur concernées. Le R32 permet le remplacement du R410A sans modification profonde de la machine. De plus, à puissance thermique équivalente, l'utilisation du R32 nécessite une quantité de fluide et un débit massique moindres ce qui permet de réduire la taille des composants de la machine, et permet également d'obtenir de meilleurs COP que le R410A, d'après l'étude expérimentale menée par Xu et al. (2013). Cependant, à régulation égale, la température de refoulement peut atteindre des valeurs élevées, qui peuvent dépasser les limites de fonctionnement. En effet, une température de refoulement trop importante peut avoir des conséquences irréversibles

pour le compresseur, comme par exemple la démagnétisation de son moteur ou la dégradation de l'huile de lubrification qui augmenterait significativement son usure (Taira & Tanaka, 2017). La figure 10 montre la température de refoulement sur une PAC utilisant soit du R410A, soit du R32, en compression classique et pour différentes conditions de température extérieure, en mode chauffage et en mode climatisation, obtenue expérimentalement par Xu et al. (2013).

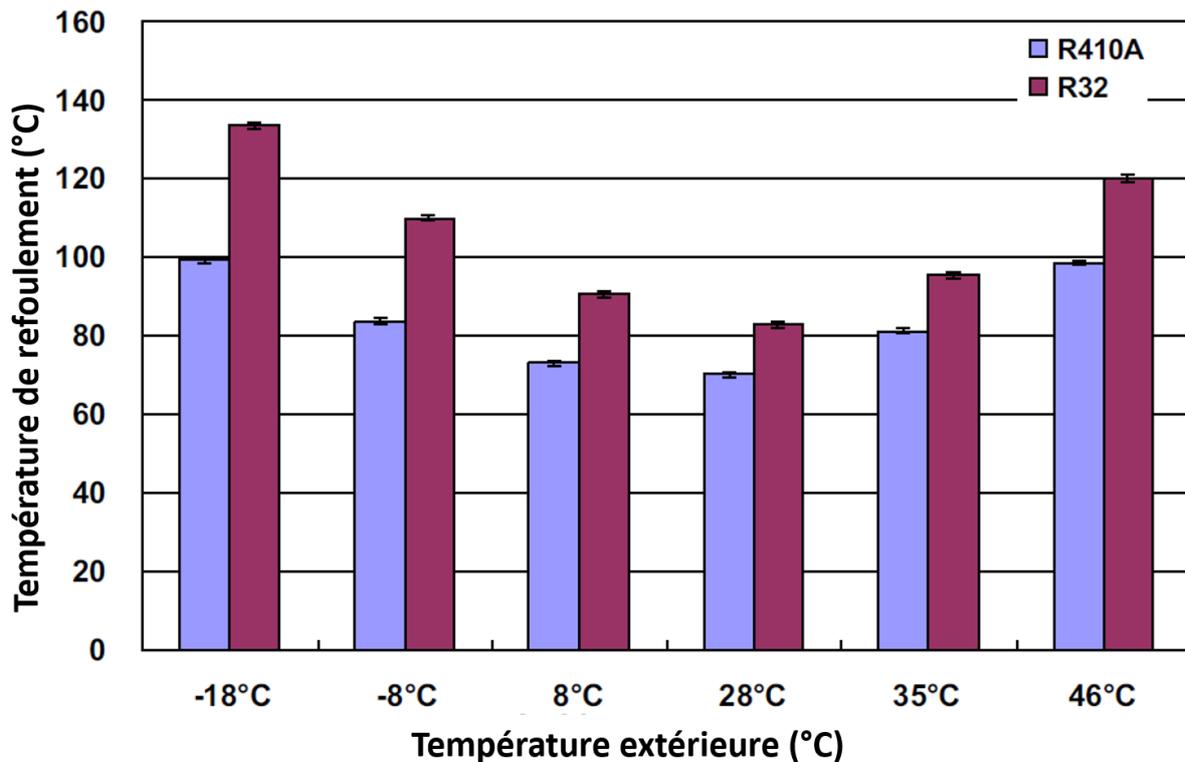


Figure 1.10 : Température de refoulement pour le R410A et le R32 (Xu et al., 2013)

Ainsi, les compressoristes ont proposé des solutions pour réduire cette température de refoulement. Daikin, qui a développé l'utilisation du fluide R32, a notamment publié un brevet (Taira et al., 2003) présentant plusieurs solutions dont les deux principales sont :

- La première est d'utiliser un cycle à injection de liquide issu de la sortie du condenseur. Cette solution est efficace mais le cycle est plus complexe et augmente significativement le coût de la machine.
- La deuxième solution consiste à modifier la régulation du détendeur afin de réguler directement la température ou la surchauffe au refoulement du compresseur, quitte à ce que le fluide soit diphasique à la sortie de l'évaporateur. Lorsque c'est le cas, l'évaporation du liquide à l'entrée du compresseur et jusque dans la chambre de compression entraîne une baisse très significative de la température de refoulement. Dans ce brevet, la consigne de température ou de surchauffe au refoulement dépend du niveau de pression de condensation et de la fréquence du compresseur. Taira et al. (2003) affirme également que l'aspiration de fluide R32 diphasique ne présente absolument aucun risque de défaillance pour les compresseurs de type rotary tant que le titre en vapeur ne descend pas en dessous de 0,75. Toujours d'après ce même brevet, il serait même possible d'aspirer du fluide R32 ayant un titre en vapeur de seulement 0,65.

MHI a également publié un brevet (Yamada, 2017) qui propose une logique de régulation visant à réduire la température de refoulement du compresseur. Celle-ci se fait également par aspiration

diphase mais avec une régulation très légèrement différente : l'ouverture du détendeur est encore régulée sur une consigne de surchauffe au refoulement (discharge superheat temperature, TdSH figure 1.11), mais qui dépend aussi du taux de compression, et non pas de la seule pression de condensation, et du régime de rotation du compresseur. La figure 1.11 est une illustration de cette régulation.

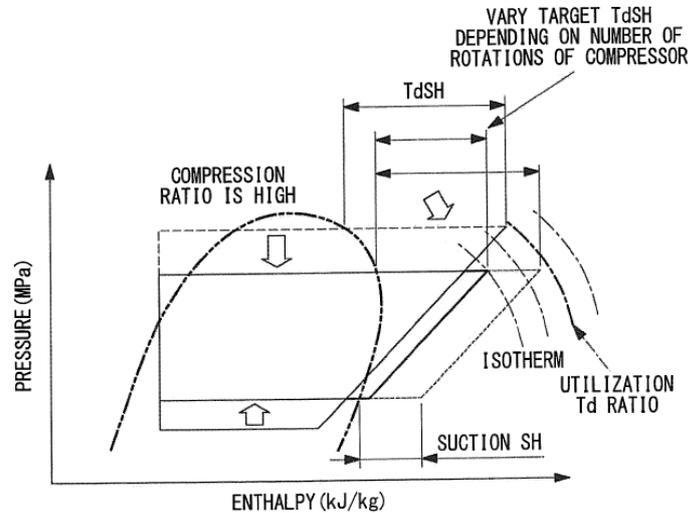


Figure 1.11 : Illustration du brevet MHI pour réduire la température de refoulement (Yamada, 2017)

Les conséquences de ce type de fonctionnement sur les performances de la pompe à chaleur ont notamment été étudiées par Seong et al. (2017). Tout d'abord, les auteurs confirment que l'aspiration de R32 à l'état diphasique ne peut pas endommager le compresseur, tant que le titre en vapeur est supérieur à 0,4 dans leur cas. L'étude expérimentale montre que ce type de compression peut améliorer les rendements isentropique et volumétrique, ainsi que réduire légèrement le taux de compression (l'absence de surchauffe à la sortie de l'évaporateur et la plus faible surchauffe au refoulement impliquent des écarts moyens de température entre l'air et le fluide frigorigène plus faibles à puissance échangée égale), comme on peut le voir sur la figure 1.12. Ainsi, les performances globales de la pompe à chaleur peuvent être améliorées, à condition de rester dans des valeurs de titre en vapeur à l'aspiration suffisamment élevées pour que toute la partie liquide du fluide soit vaporisée à l'entrée de la chambre de compression. En effet, à partir d'un certain seuil, il peut y avoir une accumulation de liquide dans la chambre de compression, auquel cas, d'après Seong et al. (2017), le débit et le rendement volumétrique s'effondrent. La valeur optimale de titre en vapeur a été évaluée à 0,94 pour le système testé. Afin d'optimiser l'utilisation de la compression diphasique, il faudrait donc être en mesure de connaître à chaque instant la valeur du titre en vapeur à l'aspiration du compresseur. Une étude de Huang et al. (2019) propose une logique de régulation du débit en compression diphasique, appelée compression isentropique à quasi-saturation (Quasi Saturation Isentropic Compression) qui permettrait d'optimiser ce type de fonctionnement. Les auteurs proposent une régulation basée sur une valeur cible de température de refoulement. A partir d'un état de vapeur saturée à la pression d'aspiration, une température de refoulement est calculée en considérant une compression isentropique. Le détendeur règle alors son ouverture de façon à ce que la température mesurée au refoulement soit égale à cette valeur cible. Lorsque cette égalité est vérifiée, l'aspiration réelle est alors nécessairement diphasique, et les performances de la PAC sont améliorées de 5 % pour un titre en vapeur à l'aspiration optimal de 0,91 pour cette étude.

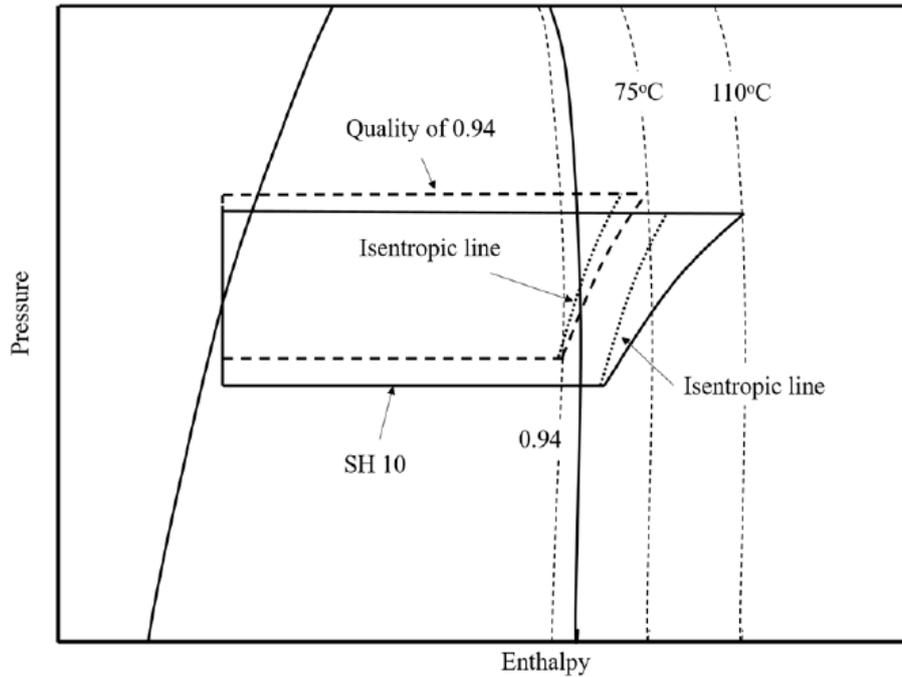


Figure 1.12 : Amélioration du cycle thermodynamique par compression diphasique selon Seong et al. (2017)

1.2.2. Fonctionnement en phases transitoires

Lorsque les températures des sources sont contrôlées de façon à être constantes et que tous les paramètres de fonctionnement de la PAC sont fixes, le régime stationnaire est établi. Concrètement, ce mode de fonctionnement n'existe rigoureusement qu'en laboratoire, pour des essais normatifs par exemple. Sur le terrain, les températures de fonctionnement ne sont pas contrôlées : la température extérieure varie de manière continue au cours d'une journée et la température intérieure peut être soumise à des perturbations ou des changements de besoin de l'utilisateur. Si ces variations sont suffisamment lentes et que les paramètres de la PAC ont atteint une valeur proche de ce qu'elles seraient en régime stationnaire dans les mêmes conditions de fonctionnement, on parle alors de phases pseudo-stationnaires, ou de régime permanent glissant, ou encore de régime quasi-statique. Lors de ces phases, les performances de la machine sont les mêmes qu'en régime stationnaire dans les mêmes conditions, et la variation d'énergie interne des composants de la PAC peut être négligée (Tran, 2013). Ces phases stationnaires et pseudo-stationnaires représentent les phases de chauffage standard. En dehors de ces phases, les pompes à chaleur présentent plusieurs phases de fonctionnement pendant lesquelles le régime stationnaire n'est pas atteint ou approché. Des effets dynamiques caractérisent ces phases, pendant lesquelles les variations d'énergie interne des composants de la PAC ne sont pas négligeables.

Cycles de dégivrage

Dans le cas des PAC aérothermiques, l'évaporateur est directement balayé par l'air extérieur. Lorsque l'humidité relative est assez élevée et que la température des parois de l'évaporateur est inférieure à la température de rosée, la vapeur d'eau présente dans l'air se condense. Lorsque la température de ces parois au contact de l'air est inférieure à 0 °C, du givre apparaît. Celui-ci diminue le débit d'air et l'échange thermique à l'évaporateur, ce qui fait baisser la température d'évaporation et impacte de manière importante les performances.

Il est donc nécessaire d'éliminer régulièrement ce givre. La méthode la plus couramment utilisée est basée sur l'inversion du cycle thermodynamique (Tran, 2012), qui est réalisée au moyen d'une vanne 4 voies. Cette vanne permet d'inverser les rôles des échangeurs sans modifier le sens de circulation du fluide frigorigène dans le compresseur. Un détendeur spécifique peut parfois être nécessaire.

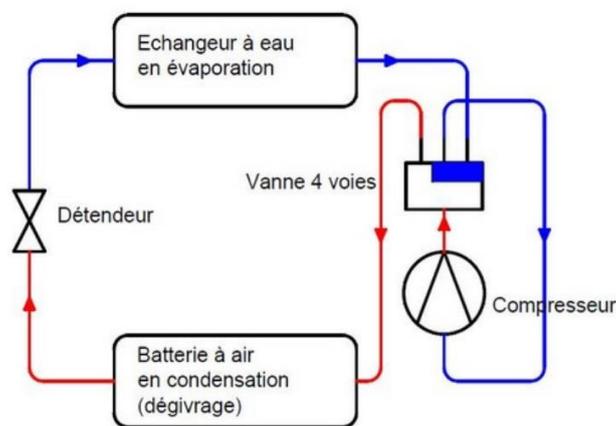


Figure 1.13 : Inversion du cycle lors d'un dégivrage sur une PAC air/eau

Le dégivrage suivant cette méthode est en général composé des étapes suivantes :

- Le compresseur s'arrête
- La vanne 4 voies est actionnée pour inverser le cycle
- Le compresseur redémarre et du fluide chaud circule dans l'échangeur extérieur, faisant ainsi fondre le givre.
- Le ventilateur de l'unité extérieure fonctionne quelques secondes à pleine puissance pour éjecter les gouttelettes d'eau.
- Le compresseur s'arrête et la vanne 4 voies remet le cycle en mode chauffage.
- La pompe à chaleur redémarre normalement.

Pour une PAC air/air, lorsque le cycle est inversé, le ventilateur intérieur est arrêté pour éviter de refroidir la pièce à chauffer. Cette phase dure entre 1 et 2 minutes, et le cycle complet de dégivrage environ 3 minutes. Il faut ensuite attendre encore plusieurs minutes pour atteindre de nouveau un régime pseudo-stationnaire.

Cycles d'arrêts/démarrages

La technologie inverter permet de limiter le nombre d'arrêts/démarrages au cours de la durée de vie de la machine. Cependant, au cours d'une saison de chauffage, les conditions de fonctionnement varient grandement et la PAC est soumise à de faibles taux de charge partielle pendant une grande partie de la saison. Lorsque la PAC est le seul moyen de chauffage, elle doit être souvent dimensionnée pour les températures extérieures les plus faibles, qui ne représentent qu'une petite partie du temps de fonctionnement. Ainsi, en particulier au début et à la fin de la saison de chauffage, la puissance nominale de la PAC peut être bien plus grande que les besoins de chauffage, et sa capacité de modulation de la puissance thermique est limitée par la fréquence minimale du compresseur, qui est généralement de 15 à 30 Hz selon les modèles. Dans ces conditions, la PAC doit régulièrement s'arrêter pour assurer l'adéquation entre la puissance thermique moyenne fournie et les besoins de chauffage. Tout comme après un cycle de dégivrage, la PAC met ensuite un certain temps à atteindre un régime pseudo-stationnaire. Ces phases transitoires ne durent généralement que quelques minutes, mais elles peuvent être fréquentes. Pour le secteur tertiaire, Vandaele & Aihara (2016) ont montré que 80 % des PAC air/air à débit de réfrigérant variable (VRF pour Variable Refrigerant Flow) suivies fonctionnent 95 % du temps à des taux de charge partielle inférieurs à 50 %, ce qui cause une augmentation de la fréquence des cycles d'arrêts/démarrages de la PAC. Il est alors également possible que le surdimensionnement des PAC du parc résidentiel soit relativement fréquent, et qu'elles fonctionnent la plupart du temps à de faibles taux de charge partielle (ce qu'il faudrait vérifier par une étude à grande échelle des PAC résidentielles). De plus, si le surdimensionnement est important, le temps de fonctionnement est parfois plus faible que le temps nécessaire pour atteindre un régime pseudo-stationnaire et la PAC peut alors fonctionner comme une PAC à vitesse fixe. Le nombre de cycles d'arrêts/démarrages au cours d'une saison dépend principalement du dimensionnement de la PAC et de sa fréquence minimale de fonctionnement.

Ainsi, selon le dimensionnement effectué, le temps de fonctionnement en phases transitoires peut être plus ou moins important au cours d'une saison et n'est pas forcément négligeable, même pour une PAC à vitesse variable.

1.3 Mesure de performance in-situ : méthode initiale, validation, robustesse et limites

La présentation des différentes technologies et du fonctionnement des PAC a mis en évidence un certain nombre de caractéristiques qui sont des contraintes à prendre en compte pour la mesure in-situ des performances des PAC. Cette partie présente une méthode remplissant le cahier des charges issu de ces contraintes, qui a été développée et améliorée dans le cadre de précédents travaux de thèse (Tran 2012, Niznik 2017). Puis, sa validation expérimentale exhaustive en compression avec surchauffe et sa robustesse face aux défauts est décrite. Enfin, les limites de cette méthode dans des conditions de fonctionnement non-standard, notamment en raison de nouvelles technologies de régulation liées au type de fluide, sont exposées.

1.3.1 Contraintes et cahier des charges

La problématique de la mesure embarquée des performances des PAC a été largement étudiée dans les travaux de thèse de C.T. Tran (2012). En plus des contraintes évidentes de précision, de fiabilité et d'adaptation à tous types de technologies de PAC, les contraintes du terrain sont nombreuses, puisque contrairement à des mesures en laboratoire, l'instrumentation utilisée doit être discrète, n'avoir

aucune incidence pour le confort de l'utilisateur, et la solution de mesure doit être peu coûteuse pour éviter d'augmenter le coût d'investissement de la PAC, qui est déjà un des principaux freins à son développement. Différentes méthodes ont été envisagées afin de répondre au mieux à l'ensemble de ces critères qui sont résumés ci-après :

- Instrumentation intégrable chez le client, sur une PAC déjà en service,
- Méthode fiable, avec une incertitude faible et quantifiée,
- Instrumentation simple et rapide à installer,
- Méthode et instrumentation adaptables aux différents types de PAC, y compris air/air, et aux différents modes de fonctionnement,
- Méthode indépendante des données issues des constructeurs.

Les méthodes dites intrusives, utilisant des capteurs directs de température, de pression et de débit de fluide sont certainement les plus précises, mais elles sont inenvisageables du point de vue de l'encombrement, de la difficulté d'installation et surtout du coût. Les méthodes faisant une mesure directe de la chaleur produite sur l'air présentent des difficultés d'installation et un encombrement très important, ce qui est rédhibitoire pour une installation à long terme. Il est donc apparu nécessaire d'avoir une mesure indirecte du débit de fluide frigorigène.

1.3.2 Méthode du bilan d'énergie au compresseur

Afin de mesurer les performances des PAC en phases standard de fonctionnement, c'est-à-dire en régime pseudo-stationnaire, la méthode qui semble répondre au mieux aux contraintes in-situ et qui a été développée par Tran (2012) est une méthode qualifiée d'interne non-intrusive. Interne car elle s'intéresse aux caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène en différents points du cycle, mais non-intrusive car aucun capteur intrusif (notamment débitmètre), n'est utilisé. Seules des mesures de températures via des capteurs de surface et des mesures de puissances électriques sont faites. Selon la configuration de la machine, il peut être possible d'utiliser un capteur de pression au niveau de la prise de chargement en fluide. Le cœur de la méthode repose sur l'évaluation du débit masse de fluide frigorigène faite à partir du bilan énergétique du compresseur.

L'indicateur principal de performance d'une PAC est le coefficient de performance (COP), qui est défini à chaque instant comme :

$$COP_{HP} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{P_{tot}} \quad (Eq. 1.6)$$

P_{tot} est la puissance électrique totale consommée par la PAC et \dot{Q}_{cond} est la puissance calorifique produite, définies comme :

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}\Delta h_{cond,in\rightarrow out} \quad (Eq. 1.7)$$

$$P_{tot} = \dot{W}_{comp} + \dot{W}_{aux} \quad (Eq. 1.8)$$

\dot{W}_{aux} représente l'ensemble des consommations électriques auxiliaires (ventilateurs, régulation, électronique de puissance), \dot{W}_{comp} est la puissance électrique consommée par le compresseur, \dot{m} est le débit masse du fluide et $\Delta h_{cond,in \rightarrow out}$ est la variation d'enthalpie entre l'entrée et la sortie du condenseur.

Le fluide de travail est majoritairement composé de fluide frigorigène, mais il y a aussi une partie de l'huile nécessaire au bon fonctionnement du compresseur qui migre dans tout le cycle. La variation d'enthalpie au condenseur est donc exprimée par :

$$\Delta h_{cond,in \rightarrow out} = (1 - C_{oil})(h_{r,cond,in} - h_{r,cond,out}) + C_{oil} \cdot c_{p,oil}(T_{cond,in} - T_{cond,out}) \quad (Eq. 1.9)$$

Avec $c_{p,oil}$ la capacité thermique massique de l'huile en kJ/kg.K, l'indice r est pour fluide frigorigène. La concentration d'huile, C_{oil} , est estimée par Tran (2012) à 2 % du total du fluide circulant dans la PAC suite à une étude bibliographique. Goossens (2017) a estimé qu'une valeur de 0,5 % est plus proche de la réalité, c'est donc celle-ci qui est utilisée ici. Les effets de la miscibilité entre l'huile et le fluide sont négligés.

Le débit masse de fluide est calculé à partir du bilan énergétique au compresseur en régime stationnaire, qui s'exprime ainsi :

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}[(1 - C_{oil})(h_{r,comp,out} - h_{r,comp,in}) + C_{oil} \cdot c_{p,oil}(T_{comp,out} - T_{comp,in})] + \dot{Q}_{losses} \quad (Eq. 1.10)$$

Où \dot{Q}_{losses} représente les pertes thermiques du compresseur. On a donc :

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{comp} - \dot{Q}_{losses}}{(1 - C_{oil})(h_{r,comp,out} - h_{r,comp,in}) + C_{oil} \cdot c_{p,oil}(T_{comp,out} - T_{comp,in})} \quad (Eq. 1.11)$$

Pour obtenir les différentes valeurs d'enthalpie nécessaires au calcul, les températures sont mesurées via des capteurs de contact. En cas d'absence de capteur de pression, les valeurs de haute et basse pression peuvent être mesurées à partir de mesures de températures en des endroits où le fluide est diphasique : en entrée d'évaporateur pour la basse pression et à mi-longueur du condenseur pour la haute pression. Pour les principaux fluides utilisés dans les PAC résidentielles (R410A, R407C), l'erreur sur la mesure de pression pouvant être causée par le glissement de température d'un fluide non-azéotropique est très limitée d'après Tran (2012), de l'ordre de 0,2 bar maximum pour le R407C. Elle est nulle pour le fluide pur R32.

Le fluide étant soit sous forme de vapeur surchauffée en entrée et en sortie de compresseur, soit liquide sous-refroidi en sortie de condenseur, les données de pression et température suffisent à obtenir l'enthalpie. Cependant, il peut arriver ponctuellement que le fluide soit diphasique en sortie de condenseur. Dans ce cas, on suppose alors que le fluide est à saturation liquide pour obtenir une valeur d'enthalpie en ce point. Cela entraîne une légère surestimation de la puissance calorifique mais qui reste négligeable tant que ce phénomène est ponctuel.

Tran (2012) a identifié comme principale source d'incertitude de la méthode l'évaluation des pertes thermiques du compresseur. Pour diminuer cette incertitude, Niznik (2017), a mis au point une méthode plus précise d'évaluation de ces pertes thermiques, à partir d'une modélisation CFD de

compresseurs de types scroll et rotary ainsi que d'études expérimentales. Elle en déduit les meilleurs emplacements possibles des capteurs nécessaires ainsi que les corrélations les mieux adaptées au calcul de ces pertes. Celles-ci étant fonction de la température de surface de la cloche du compresseur et de la température ambiante autour de celui-ci, il a ainsi été identifié que la mesure de température ambiante, T_{amb} , est à effectuer au niveau de l'entrée d'air de l'unité extérieure. De plus, pour un compresseur de type rotary où la chambre de compression positionnée en bas permet d'avoir une température de cloche homogène, un seul capteur de température en surface du compresseur est nécessaire, T_{surf} . Pour un compresseur de type scroll, deux capteurs sont nécessaires, l'un d'entre eux servant à vérifier le domaine de validité des corrélations de transfert thermique utilisées.

Pour un compresseur de type rotary, le calcul des pertes thermiques est fait comme suit :

$$\dot{Q}_{losses} = k \left(\frac{\overline{Nu}_L}{L} A_L + \frac{\overline{Nu}_{D,1}}{D} A_D + \frac{\overline{Nu}_{D,2}}{D} A_D \right) (T_{surf} - T_{amb}) + \sigma_{SB} A_{tot} (T_{surf}^4 - T_{amb}^4) \quad (Eq. 1.12)$$

Où \overline{Nu}_L , $\overline{Nu}_{D,1}$, et $\overline{Nu}_{D,2}$ les nombres de Nusselt respectivement au niveau de la paroi latérale, de la paroi supérieure et de la paroi inférieure du compresseur, k la conductivité thermique de l'air, L , D , A_L , A_D et A_{tot} respectivement la hauteur, le diamètre, la surface latérale, la surface supérieure ou inférieure et la surface totale du compresseur, et σ_{SB} la constante de Stefan-Boltzmann. Les propriétés thermodynamiques de l'air sont calculées à la température de film entre la paroi du compresseur et l'air extérieur. L'émissivité de la surface du compresseur est supposée égale à un et l'environnement radiatif du compresseur est supposé être à la température ambiante.

Ainsi, l'instrumentation nécessaire pour la méthode embarquée de mesure des performances est représentée sur la figure 1.14 :

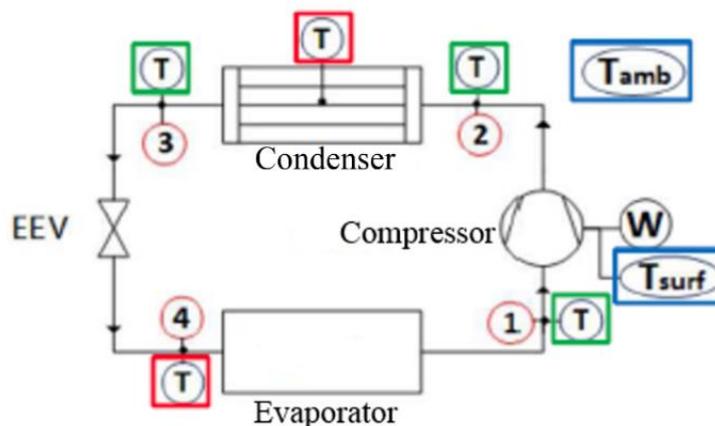


Figure 1.14 : Instrumentation nécessaire pour la méthode du bilan d'énergie au compresseur

Les mesures encadrées en vert sont celles nécessaires pour la mesure des enthalpies, celles en rouge sont celles nécessaires pour déterminer les valeurs de pression, et celles en bleu sont celles nécessaires pour calculer les pertes thermiques du compresseur. Il faut en plus les mesures de puissance électrique totale et spécifique au compresseur.

1.3.3 Validation expérimentale de la méthode de mesure de performances en compression classique

La méthode du bilan d'énergie a été testée en laboratoire à plusieurs reprises sur des PAC air/eau pour lesquelles une mesure de la puissance calorifique côté eau était également effectuée (méthode de référence). Goossens et al. (2016) a étendu la méthode du bilan d'énergie aux cycles à injection avec échangeur de chaleur interne (IHX) et a montré que l'écart moyen avec la méthode de référence était inférieur à 8 %.

Niznik (2017) a par ailleurs montré que l'écart quadratique moyen entre la méthode du bilan d'énergie utilisant l'évaluation améliorée des pertes thermiques et la méthode de référence était de l'ordre de 2,5 % sur 6 points d'essais en régime stationnaire sur un cycle simple.

Avant de développer une méthode globale et universelle permettant de mesurer les performances des PACs résidentielles quel que soit le fluide utilisé et les phases de fonctionnement, une validation expérimentale exhaustive de la méthode a été réalisée et les résultats ont été publiés (Noel et al., 2018a). Les essais ont été réalisés dans le laboratoire CLIMATRON d'EDF R&D. Cette partie décrit les essais menés et en résumé les principaux résultats.

Objectifs et description du banc d'essais

La méthode de mesure des performances des PAC développée par Tran (2012), avec amélioration de l'estimation des pertes thermiques du compresseur apportée par Niznik (2017) devait être validée dans une gamme exhaustive de conditions de fonctionnement, en régime stationnaire mais aussi en intégrant des phases dynamiques. De plus, des défauts ont été provoqués sur la machine pour vérifier que la méthode est toujours capable de mesurer les performances dans ces conditions.

Le banc d'essai est constitué d'une PAC air/eau en cycle simple fonctionnant avec un compresseur rotary avec le fluide R134a. Cette pompe à chaleur est composée d'une unité intérieure, avec un condenseur pour transférer la chaleur vers un circuit d'eau, et d'une unité extérieure. Cette dernière, est constituée d'un compresseur à vitesse variable de type rotary, d'un détendeur électronique (EEV), d'un ventilateur et d'un évaporateur. L'unité extérieure est située dans une cellule climatique où la température (T) et l'humidité relative (HR) sont contrôlées. Une unité de contrôle de température de l'eau (Vulcatherm) sert à fixer la température de retour d'eau vers le condenseur (et indirectement la température de condensation) et est située dans une troisième cellule. Les températures du fluide sont mesurées par des sondes PT100 de surface, des capteurs de pression servent à mesurer la basse pression et la haute pression du fluide, et des wattmètres sont utilisés pour mesurer la consommation totale de la PAC et celle du compresseur. L'acquisition a été réalisée grâce à un système d'acquisition National Instruments (NI) utilisant le logiciel LabView.

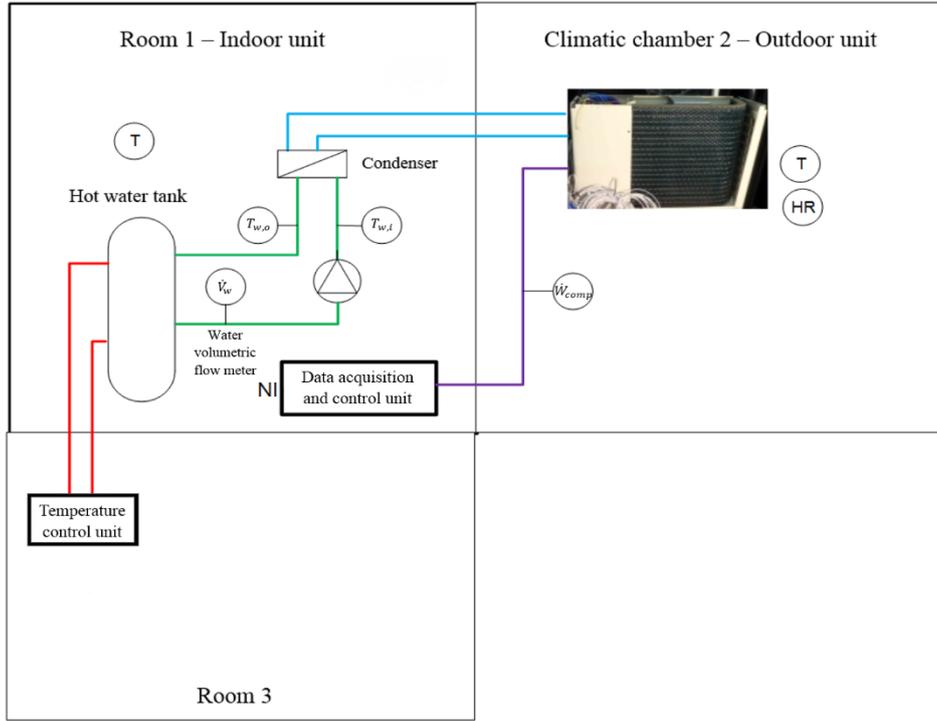


Figure 1.15 : Banc d'essais pour la validation de la méthode du bilan d'énergie, Noel et al. (2018a)

La validation a été faite en comparant la puissance calorifique calculée par la méthode $\dot{Q}_{cond,m}$ et celle mesurée au condenseur du côté du circuit d'eau, $\dot{Q}_{cond,w}$:

$$\dot{Q}_{cond,w} = \rho_w \cdot \dot{V}_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (Eq. 1.13)$$

Avec ρ_w la masse volumique de l'eau (considérée constante à 987 kg/m^3), \dot{V}_w le débit volumique de l'eau au condenseur, $c_{p,w}$ la capacité thermique massique de l'eau au condenseur (considérée constante à 4176 J/kg.K), et $T_{w,in}$ et $T_{w,out}$ respectivement les températures de l'eau en entrée et sortie de condenseur, mesurées par des sondes Pt100 intrusives.

L'incertitude absolue de mesure sur l'eau a été calculée à partir de la formule de propagation des incertitudes :

$$\sigma_{\dot{Q}_{cond,w}} = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial \dot{Q}_{cond,w}}{\partial x_i} \right)^2 \sigma_{x_i}^2} \quad (Eq. 1.14)$$

Avec σ_{x_i} l'incertitude absolue de chaque mesure faite.

Puisque les incertitudes absolues des mesures de températures sont égales, en appliquant cette formule à l'équation 1.13, on obtient :

$$\sigma_{\dot{Q}_{cond,w}} = \rho_w \cdot c_{p,w} \cdot \sqrt{(T_{w,out} - T_{w,in})^2 \sigma_{\dot{V}}^2 + 2 \cdot \dot{V}_w^2 \cdot \sigma_T^2} \quad (Eq. 1.15)$$

Avec $\sigma_{\dot{V}}$ l'incertitude absolue de la mesure du débit d'eau, sachant que son incertitude relative est de 0,5%, et σ_T l'incertitude absolue des mesures de température de 0,2 K. L'incertitude absolue $\sigma_{\dot{Q}_{cond,w}}$ est quasiment constante, d'environ 123 W, quelles que soient les conditions de fonctionnement, car le débit d'eau est constant donc le seul terme significatif de l'équation 1.14 est constant.

Validation en régime stationnaire

De façon à tester la méthode dans une gamme complète de conditions de fonctionnement, 6 températures extérieures ont été fixées, de 15°C à -10°C. Pour chacune d'entre elles, 4 températures de condensation ont été fixées et pour chaque température de condensation 3 fréquences de compresseur sont testées.

	Min	Max	Par pas de
T_{ext}	-10° C	15° C	5° C
T_{cond}	30° C	60° C	10° C
Freq	30 Hz	90 Hz	30 Hz

Tableau 1.2 : Conditions de fonctionnement testées pour la validation en régime stationnaire

L'ensemble correspond à 72 points de fonctionnement. Pour chacun d'entre eux, au moins 1h30 d'acquisition a été faite de façon à atteindre un état stationnaire pendant au moins 30 minutes. Les régulations du climat de l'enceinte, ainsi que de la température d'arrivée d'eau et de la fréquence du compresseur ont été automatisées.

Sur les 72 conditions de fonctionnement envisagées, 58 phases stationnaires, c'est-à-dire des périodes de 1h30 sans changement des conditions de fonctionnement, ont pu être réellement identifiées et étudiées, car certaines de ces 72 séquences de fonctionnement ont été interrompues par des phases de dégivrage ou d'autres problèmes imprévus.

Sur les 58 phases analysées, la puissance calorifique calculée selon la méthode et celle mesurée sur l'eau ont été comparées, en prenant les moyennes sur les 30 dernières minutes de chaque phase. Cela a permis de n'étudier ici que les parties réellement stabilisées. Les indicateurs utilisés pour la comparaison sont l'écart relatif ε_r et l'écart quadratique moyen normalisé (Normalised - Root Mean Squared Deviation) N-RMSD :

$$\varepsilon_r = \frac{|\dot{Q}_{cond,m,avg} - \dot{Q}_{cond,w,avg}|}{\dot{Q}_{cond,w,avg}}, \quad N - RMSD = \frac{1}{\dot{Q}_{cond,w,avg}} \sqrt{\frac{\sum (\dot{Q}_{cond,m} - \dot{Q}_{cond,w})^2}{n}} \quad (Eq. 1.16)$$

L'écart relatif est calculé sur les moyennes sur 30 minutes, et la N-RMSD est calculée sur ces 30 minutes. La figure 1.16 montre que la méthode donne un ordre de grandeur très proche de la mesure faite sur l'eau.

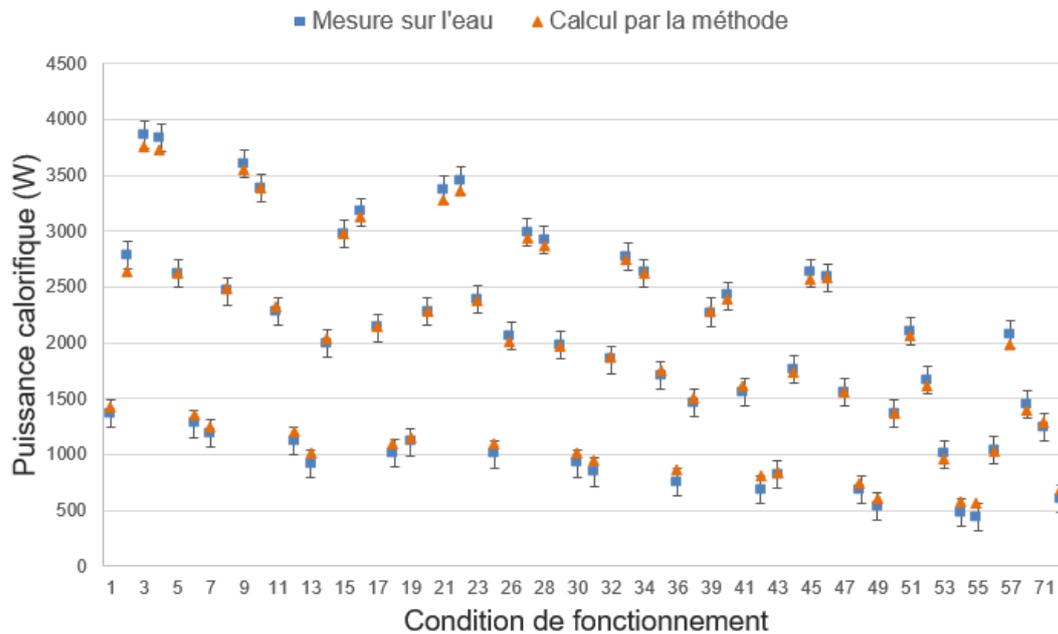


Figure 1.16 : Comparaison entre les résultats de la méthode et la mesure côté eau encadrée par l'incertitude de mesure

L'écart relatif moyen est de 4.4 %, le minimum est de 0,04 % pour la condition de fonctionnement n°11 ($T_{\text{ext}} = 15 \text{ °C}$, $T_{\text{cond}} = 60 \text{ °C}$ et $\text{Freq} = 60 \text{ Hz}$), et le maximum est de 22,6 % pour le point de fonctionnement n°55 ($T_{\text{ext}} = -5 \text{ °C}$, $T_{\text{cond}} = 50 \text{ °C}$ et $\text{Freq} = 30 \text{ Hz}$).

Dans 90 % des cas, l'écart relatif est inférieur à 10 %, dans 71 % des cas il est inférieur à 5 % et dans 47 % des cas il est inférieur à 2.5 %. L'écart relatif est supérieure à l'incertitude de mesure sur l'eau dans seulement 3 conditions de fonctionnement, à $T_{\text{ext}} = 15 \text{ °C}$:

- Le point n°2 ($T_{\text{cond}} = 30 \text{ °C}$, $\text{Freq} = 60 \text{ Hz}$), qui n'était pas réellement stabilisé à cause des limitations de la régulation de la température de condensation,
- Les points n°3 et 4 à $\text{Freq} = 90 \text{ Hz}$, $T_{\text{cond}} = 30 \text{ °C}$ et $T_{\text{cond}} = 40 \text{ °C}$, qui sont les points pour lesquels la puissance calorifique produite est la plus grande, et donc les incertitudes relatives de mesure sur l'eau les plus faibles, à 3,2 %.

La N-RMSD moyenne est de 6,31 %, donc plus grande que l'erreur relative moyenne. La N-RMSD est un indicateur de l'écart entre les deux méthodes à chaque instant, alors que l'écart relatif moyen est un indicateur plus global, qui peut prendre en compte des effets de compensation. **D'un point de vue global, la méthode démontre qu'elle est capable d'être aussi précise que la mesure sur l'eau.**

Intégration des phases dynamiques

Rigoureusement, la méthode de mesure de performance n'est valable qu'en régime stationnaire, selon les équations 1.10 et 1.11. En effet, la figure 1.17 montre que lors de changements brutaux de conditions de fonctionnement, la méthode du bilan d'énergie et la mesure sur l'eau donnent des résultats instantanés différents. Le bilan d'énergie surestime largement la puissance calorifique pendant un court instant après une augmentation brutale de fréquence. On peut observer sur cette figure les phases de dégivrage à la fin de la courbe (correspondant aux températures les plus basses), caractérisées par une chute brutale de la puissance calorifique.

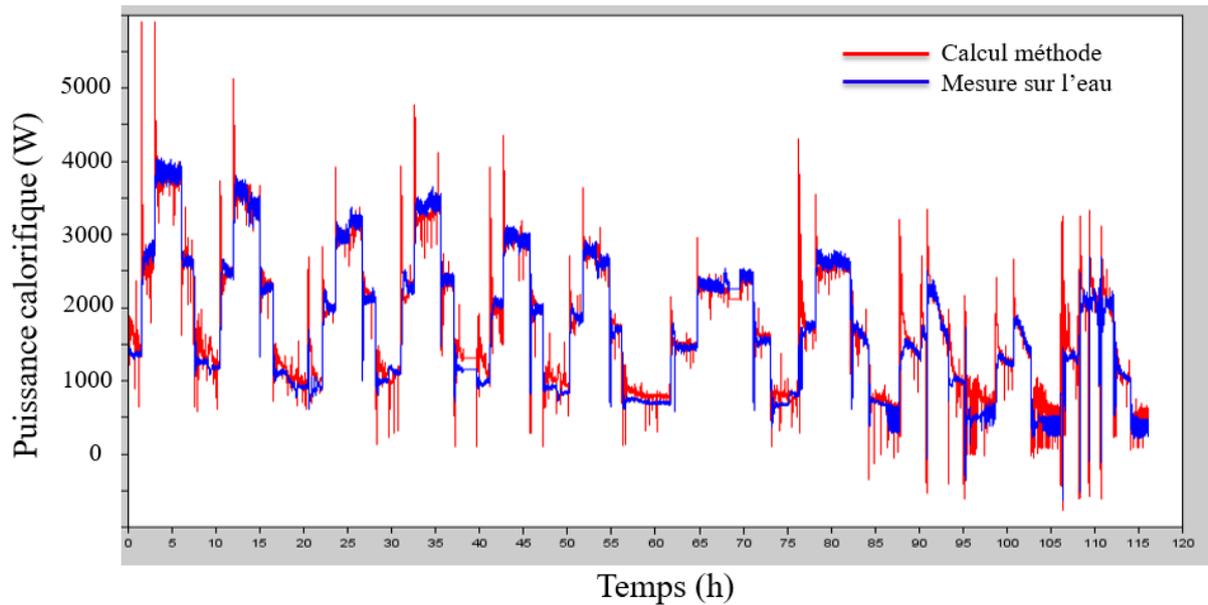


Figure 1.17 : Puissance thermique mesurée par la méthode (en rouge) et sur l'eau (en bleu), pendant toute la durée des essais

Cependant, la méthode doit pouvoir donner, sur une certaine période, les performances globales de la PAC, quelles que soient les conditions de fonctionnement. Pour vérifier cela, la puissance calorifique a été intégrée sur la totalité de la durée des essais, en prenant en compte les variations des conditions de fonctionnement, le démarrage et les différentes phases de dégivrage, pour comparer les COP donnés par la méthode et la mesure sur l'eau pour cette durée. La figure 1.18 montre le COP dit « glissant », c'est-à-dire qu'à chaque pas de temps est calculée l'intégration de la puissance thermique sur toute la durée qui précède.

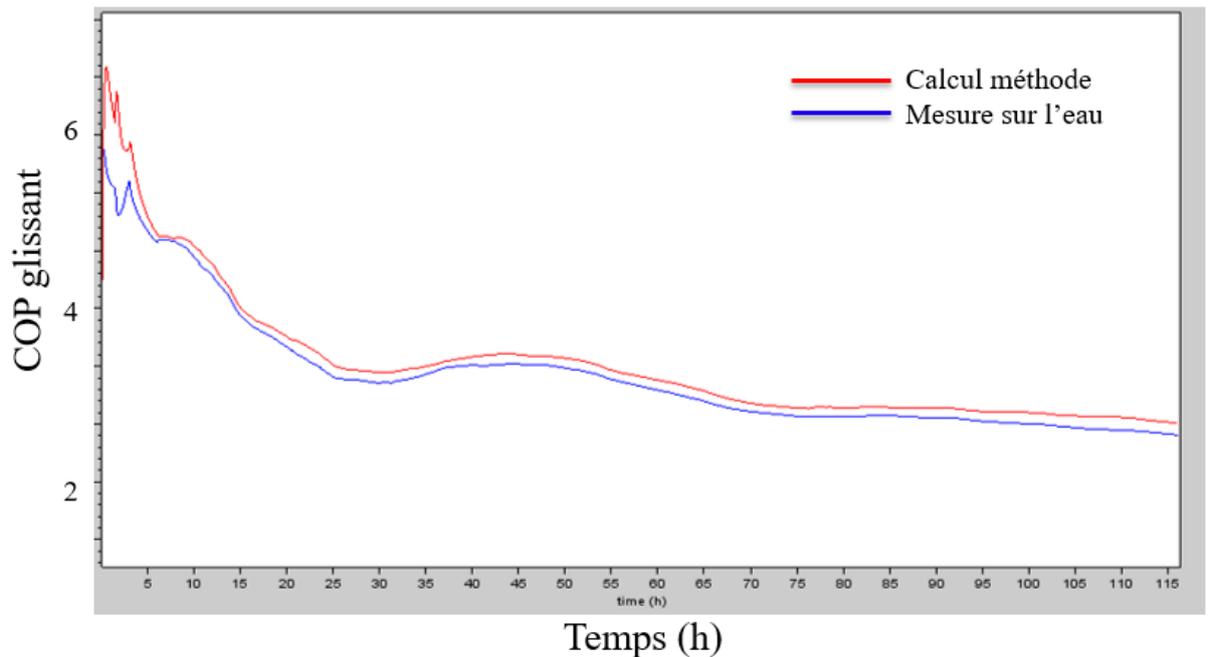


Figure 1.18 : COP "glissant", calculé à chaque pas de temps sur toute la période précédente

On peut alors voir qu'à partir d'une certaine durée, les deux calculs convergent. Après intégration sur la totalité des essais, l'écart relatif entre le COP calculé par la méthode du bilan d'énergie et celui calculé par la mesure sur l'eau est de 1,8 %. De plus, à partir de seulement 5 heures l'écart reste en dessous de 5 %. Cela montre que les phases dynamiques ne sont pas suffisamment longues et fréquentes sur cette séquence d'essais pour avoir une réelle influence sur le calcul du COP sur une période longue, ce qui est particulièrement encourageant pour des calculs de COP saisonniers. Cet écart relatif étant meilleur que l'écart relatif moyen des phases stationnaires, cela montre **qu'une intégration sur le long terme permet d'avoir des effets favorables de compensation**. Cependant, il est à noter que l'occurrence des phases dynamiques ainsi que la brutalité des changements de conditions de fonctionnement ne sont pas représentatives des conditions de fonctionnement observées sur le terrain.

Robustesse de la méthode face aux défauts

Les défauts les plus courants pouvant apparaître pendant la durée de vie d'une PAC peuvent altérer ses performances. Les principaux défauts qui altèrent les performances des pompes à chaleur ne sont pas identifiés tant qu'ils ne causent pas une défaillance du système (Madani & Roccatello, 2014). Ainsi, la méthode de mesure de performance pourrait permettre de détecter et de quantifier cette dégradation. Pour cela, il faut vérifier que la méthode est toujours valide en conditions de défauts. A cette fin, des défauts d'encrassement d'évaporateur et de mauvaise charge de fluide ont été volontairement provoqués ou simulés. L'encrassement de l'évaporateur a pu être simulé en réduisant la vitesse de rotation du moteur du ventilateur, grâce à un variateur de tension. En effet, l'encrassement de l'échangeur se traduit par une baisse du débit d'air et de l'échange thermique entre l'air et le fluide. La réduction de vitesse du ventilateur provoque un effet similaire. En revanche, le défaut de charge de fluide ne peut pas être simulé, il doit être réellement provoqué en rechargeant la machine avec la masse voulue de fluide frigorigène.

Type de défaut	Intensités (gravité) de défaut testées (% par rapport à la valeur nominale)
Encrassement de l'évaporateur (% de débit d'air)	90
	70
	50
Défaut de charge de fluide (% de masse de fluide)	120
	70
	50

Tableau 1.3 : Intensités de défauts dans lesquelles la méthode a été testée

Pour chaque intensité de défaut testée, 6 conditions de fonctionnement différentes ont été programmées, de façon à obtenir pour chaque intensité de défauts différents taux de compression et différentes fréquences de compresseur. En revanche, les changements d'intensité de défaut sont réalisés manuellement.

Condition de fonctionnement	T _{ext}	T _{cond}	Freq
1	10 °C	40 °C	60 Hz
2	10 °C	40 °C	45 Hz
3	10 °C	40 °C	30 Hz
4	-5 °C	50 °C	90 Hz
5	-5 °C	50 °C	75 Hz
6	-5 °C	50 °C	60 Hz

Tableau 1.4 : Conditions de fonctionnement testées en condition de défaut

La même méthode de validation que celle utilisée en phases stationnaires a été appliquée.

Ainsi, la figure 1.19 montre les écarts relatifs entre la méthode du bilan d'énergie et la mesure sur l'eau pour l'encrassement de l'évaporateur. Il manque les points 4 pour 70 % et 4 et 5 pour 50 % de la vitesse nominale du ventilateur, car les tests ont été perturbés par des phases de dégivrage (pour le point 4 en conditions nominales également, d'où une erreur relativement importante). Cela montre d'ailleurs que ce défaut augmente la fréquence des phases de dégivrage, ce qui va impacter les performances saisonnières. On peut observer qu'il n'y a pas particulièrement de lien entre l'intensité du défaut et l'écart entre le bilan d'énergie et la mesure sur l'eau. Dans tous les cas, l'écart mesuré est suffisamment faible pour considérer que la méthode n'est pas perturbée par un défaut d'encrassement à l'évaporateur.

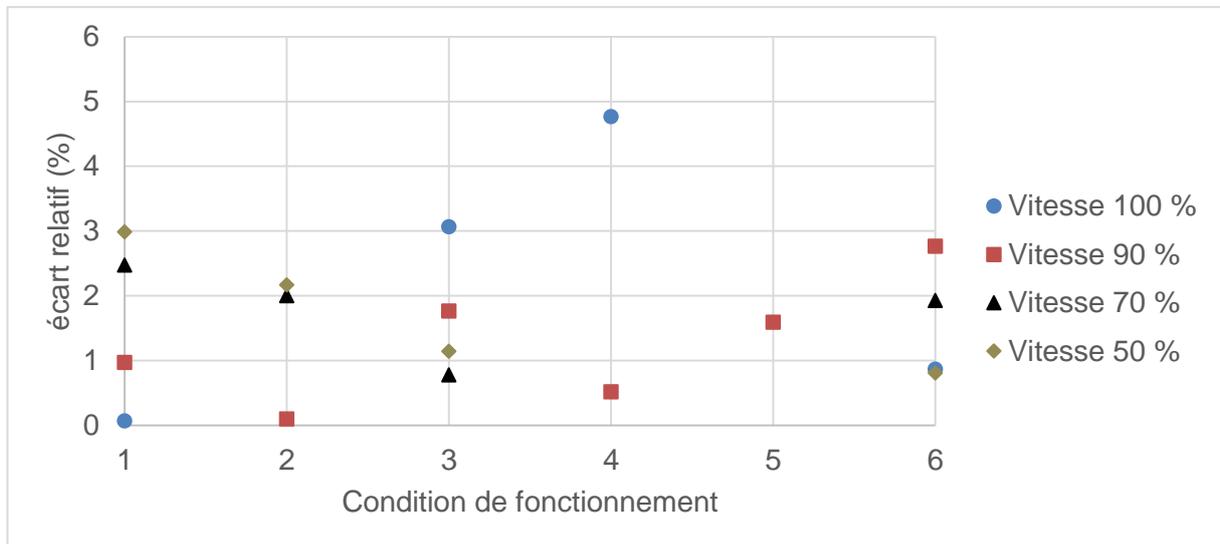


Figure 1.19 : écart relatif selon l'intensité de l'encrassement et le point de fonctionnement

La figure 1.20 montre les écarts pour les défauts de charge de fluide. Il faut noter que malgré la volonté de charger la PAC à 50 % de la charge nominale, la charge réelle mesurée après les essais est de l'ordre de 57 %, sans doute à cause d'une erreur de manipulation.

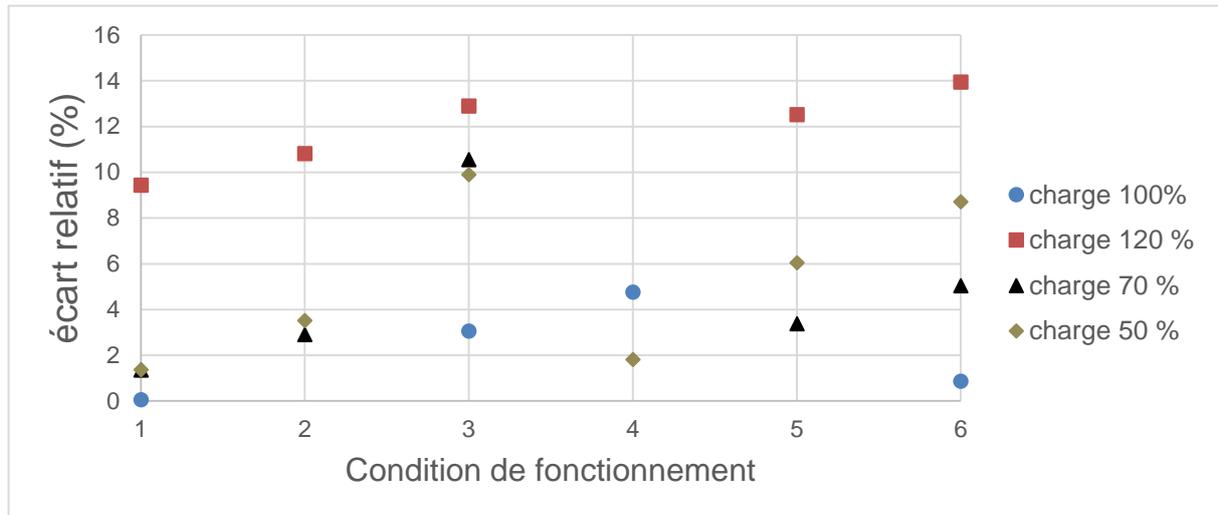


Figure 1.20 : écart relatif selon l'intensité de défaut de charge et le point de fonctionnement

Il a été impossible d'imposer les conditions 5 et 6 pour 120 % de charge car pour des taux de compression et une fréquence élevés, une surcharge provoquait une pression en sortie de compresseur plus élevée que les limites de sécurité, ce qui montre que ce défaut réduit la plage de fonctionnement de la machine. On peut observer qu'une surcharge provoque un écart bien plus important en moyenne qu'un manque de fluide. Pour 70 % de la charge nominale, l'écart est très acceptable, excepté pour la condition 4 qui a été perturbée par un cycle de dégivrage.

Pour 50 % de la charge nominale, le fluide est presque tout le temps diphasique en sortie de condenseur, ce qui empêche a priori d'obtenir l'enthalpie. L'hypothèse a donc été faite que le fluide est à l'état de liquide saturé, afin de pouvoir faire le calcul, ce qui apporte nécessairement une légère surestimation. Cela montre que la méthode reste relativement pertinente, même dans ces conditions.

Ainsi, il faut retenir qu'une surcharge de fluide peut provoquer une plus grande erreur de la méthode du bilan d'énergie, mais qu'un manque de fluide engendre une erreur acceptable, dans la limite où le fluide est suffisamment proche de la saturation en sortie de condenseur.

Ces essais ont ainsi permis de vérifier que la méthode conserve sa validité alors que la machine fait face à des défauts. En annexe A, une étude expérimentale complémentaire est présentée sous forme d'une publication pour la Conférence System Simulation in Buildings de Liège (Noël et al., 2018). Son objectif est d'étudier l'impact de défauts sur une PAC à vitesse variable, grâce à la méthode du bilan d'énergie. Cette étude donne quelques indications sur les paramètres qui doivent être contrôlés en fonction des défauts à identifier. Elle met également en lumière le fait que les paramètres dérivent de manière très limitée en raison de l'ajustement opéré par la régulation sur la fréquence du compresseur.

1.3.4. Mesure embarquée des performances en conditions non standard

Afin d'améliorer l'évaluation des performances saisonnières, Tran et.al (2020) propose un algorithme permettant de détecter et de prendre en compte différemment les modes de fonctionnement de la pompe à chaleur. Il distingue les phases de chauffage standard, pour lesquelles la méthode du bilan d'énergie est utilisée, des phases de fonctionnement non-standard suivantes :

- Phases de dégivrage
- Fonctionnement dynamique (changement de régime, variation de température...)
- Fluide diphasique en sortie du condenseur et/ou en entrée du compresseur
- Phase transitoire après un dégivrage

L'algorithme commence par observer le fonctionnement du compresseur, grâce à la mesure de sa puissance électrique P_{com} . Si cette puissance est supérieure à 10 % de sa puissance nominale P_{com}^{nom} , alors le compresseur est en marche, sinon il est à l'arrêt et la puissance calorifique produite est nulle.

Si le compresseur est en marche, l'algorithme compare la température de condensation T_{con} et d'évaporation T_{eva} . Si $T_{con} > T_{eva}$, alors on est en phase de chauffage. Sinon, le cycle est inversé pour le dégivrage et la puissance calorifique produite est nulle.

D'après Tran (2013), lorsque le compresseur est à l'arrêt, les pressions s'équilibrent dans le cycle et le fluide est diphasique en tout point du cycle. Ainsi, au démarrage du compresseur, il y a une phase transitoire pendant laquelle le travail du compresseur sert majoritairement à vaporiser le fluide, avant d'atteindre le régime pseudo-stationnaire. La surchauffe à l'aspiration mesurée est nulle pendant cette phase et celle au refoulement ΔT_{des} est proche de zéro. Ainsi, l'algorithme considère que cette phase dure tant que la surchauffe au refoulement n'a pas atteint un certain seuil ΔT_0 , qui dépend du fluide et des conditions de fonctionnement. Il est par exemple de 25 K pour le R410A avec une température d'évaporation de 0 °C et une température de condensation de 40 °C. Pendant la phase transitoire, la puissance calorifique est alors supposée égale à la puissance du compresseur.

Si le seuil de surchauffe au refoulement est atteint, on applique alors la méthode du bilan d'énergie pour obtenir la puissance calorifique et le COP. Si ce COP est supérieur à trois fois sa valeur nominale, le point de mesure est considéré comme un point singulier (dû à une erreur de mesure ponctuelle), et la puissance calorifique est alors corrigée à la valeur de la puissance compresseur.

Si ponctuellement (hors des phases transitoires), le fluide est diphasique en entrée du compresseur (la surchauffe est inférieure à un seuil $\sigma^{\Delta T}$), il est considéré comme vapeur saturée. De même, si le fluide est ponctuellement diphasique en sortie du condenseur, il est considéré comme liquide saturé. Cela peut causer une erreur instantanée importante, mais si le phénomène est ponctuel, ça n'aura qu'un impact négligeable sur l'évaluation globale des performances.

Enfin, en prenant en compte toutes ces conditions, le COP saisonnier est obtenu en divisant la somme intégrale des puissances calorifiques par l'intégrale de la puissance électrique consommée par la PAC.

Le diagramme suivant (figure 1.21) résume l'algorithme permettant de prendre en compte les phases de fonctionnement non-standard.

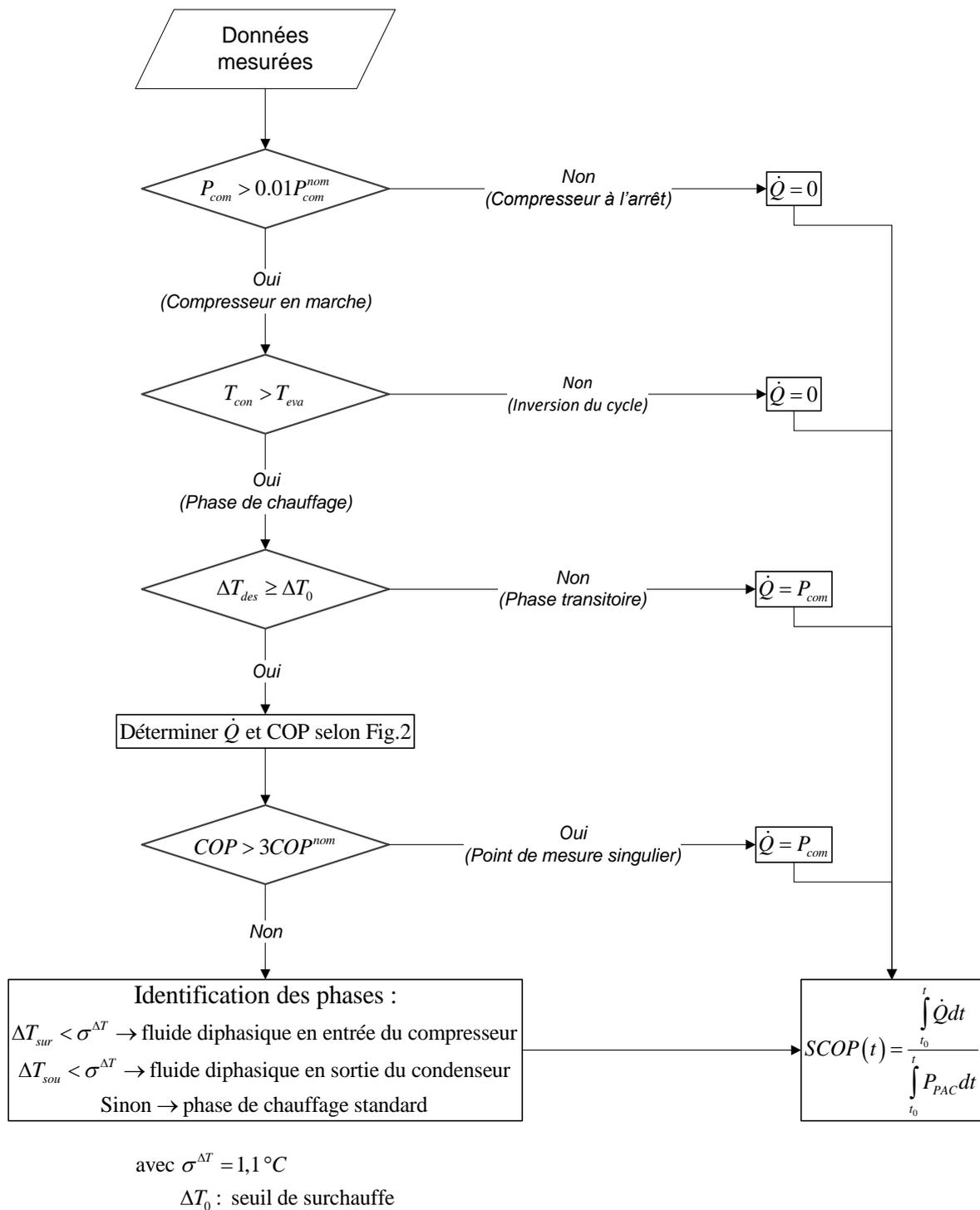


Figure 1.21 : Algorithme de correction pour l'évaluation des performances saisonnières (Tran, 2013)

1.3.5. Limites de l'algorithme de mesure des performances saisonnières

Cet algorithme d'évaluation des performances saisonnières permet de réduire l'erreur globale. En effet, il a été testé en laboratoire (Tran, 2013) sur environ dix heures de fonctionnement incluant des phases de dégivrages, et l'écart global avec une méthode intrusive de référence n'est que de -0,2 %. Sur cet essai, le fluide n'a jamais été diphasique en sortie du condenseur dans les phases de chauffage standard. Ce phénomène est en effet peu fréquent si la PAC est correctement chargée en fluide.

Cependant, les phases non-standard sont relativement peu fréquentes et ne représentent que 15,6 % du temps total de fonctionnement sur cet essai. L'algorithme sous-estime de 29 % la puissance calorifique sur les phases transitoires, mais celles-ci sont peu fréquentes. L'effet dynamique, lié à la montée en température du compresseur, est négligé puisque Tran (2013) montre qu'il ne représente que l'équivalent en énergie de la production nominale pendant seulement quelques secondes. L'erreur instantanée importante du bilan d'énergie pendant les phases transitoires est plutôt liée au fait que le fluide est diphasique à l'aspiration du compresseur juste après son démarrage. Le fait que ces phases ne durent que quelques instants et qu'elles sont peu fréquentes font que l'erreur globale sur l'estimation des performances est très faible. Cependant, si l'occurrence des phases transitoires sur le terrain est plus importante, l'algorithme pourrait se montrer imprécis, notamment dans le cas d'une installation surdimensionnée. Des suivis sur sites sont nécessaires afin d'évaluer la part réelle des phases transitoires sur le temps total de fonctionnement.

D'autre part, le phénomène de fluide diphasique en entrée du compresseur en dehors des phases transitoires est traité comme ponctuel, puisqu'il s'agit d'une PAC fonctionnant avec le fluide R410A. Même dans ces conditions, ce phénomène représente déjà 6 % du temps de fonctionnement. Or, comme expliqué en partie 1.2.1., la plupart des machines utilisant le fluide R32 nécessite une injection de liquide au compresseur afin de réduire la température de refoulement. Comme elles ne disposent pas d'un système d'injection de liquide, il s'agit alors directement d'une régulation en aspiration diphasique. Cela pose donc le même problème que les phases transitoires pour l'application de la méthode du bilan d'énergie, à la différence que ce phénomène existe également en phases pseudo-stationnaires. La méthode du bilan d'énergie du compresseur n'est opérante qu'en connaissant l'enthalpie d'aspiration, ce qui n'est pas directement possible lorsque le fluide est diphasique. En effet, la connaissance ou l'estimation du titre en vapeur est nécessaire dans ce cas et sa mesure est très complexe et inadaptée aux contraintes in-situ : Tran (2012) a conclu que la meilleure solution pour la mesure du titre en vapeur, indirectement donnée par la mesure du taux de vide, est d'utiliser soit un débitmètre de Coriolis, soit un débitmètre à ultrason. Or, une mesure du titre en vapeur ne serait alors plus nécessaire si le débit était directement mesuré, et l'utilisation d'un débitmètre a été écartée car les solutions à ultrason ne sont pas adaptées pour cette application. L'utilisation d'un débitmètre Coriolis est une solution intrusive qui ne respecte pas le cahier des charges décrit en 1.3.1. Le coût et l'encombrement engendrés ne sont pas non plus acceptables.

Comme pour le problème ponctuel du fluide diphasique en sortie de condenseur évoqué dans la partie 1.3.2., la première et la solution la plus simple à envisager est de faire l'hypothèse que le fluide est à l'état de vapeur saturée, comme le fait l'algorithme. Cependant, cette hypothèse entraîne des erreurs instantanées importantes sur l'estimation du débit, même si le fluide est relativement proche de la saturation. La figure 1.22 montre l'erreur causée par cette hypothèse en fonction du titre en vapeur réel, sur un point de fonctionnement donné.

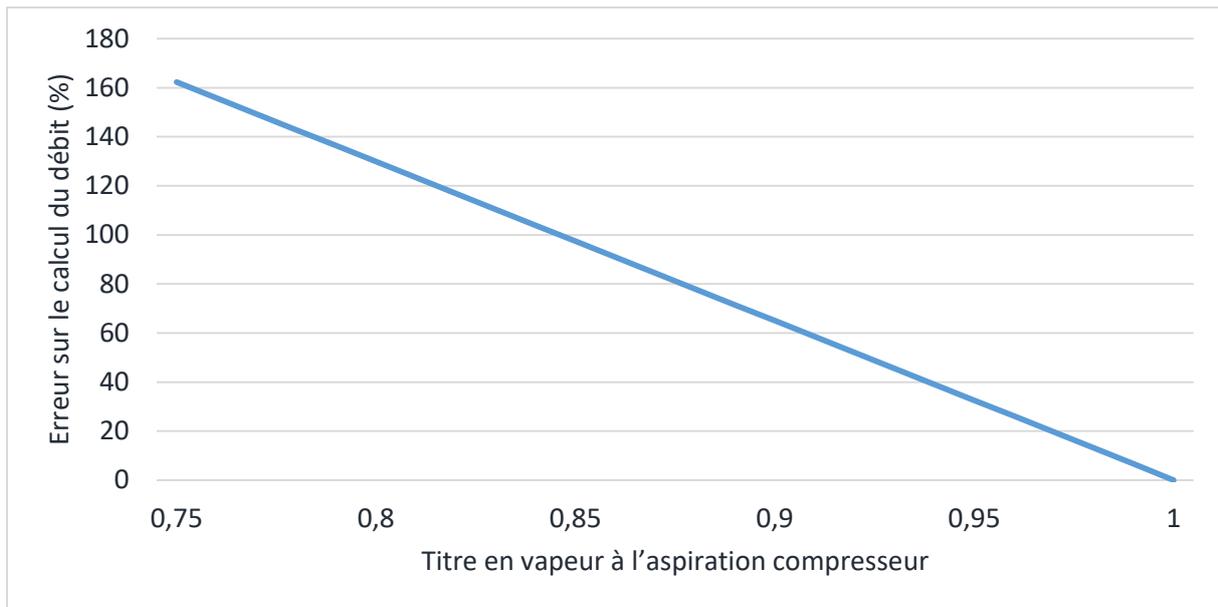


Figure 1.22 : Erreur relative uniquement causée par l'hypothèse de fluide saturé à l'aspiration, en fonction du titre en vapeur réel

Avec un titre en vapeur de 0,97, qui peut sembler très proche de la saturation, l'erreur commise peut déjà être de l'ordre de 20 %. Pour le titre en vapeur de 0,94 considéré comme optimal par Seong et al. (2017), l'erreur est de l'ordre de 40 % dans ces conditions de fonctionnement. Cette situation étant provoquée volontairement, elle est durable même en phases pseudo-stationnaires, en particulier dans des conditions de fonctionnement pour lesquelles le besoin de diminuer la température de refoulement est le plus important. Le titre en vapeur peut donc être significativement inférieur à 1 la plupart du temps, ce qui a un impact considérable sur l'estimation des performances saisonnières avec la méthode proposée.

Pour ce type de régulation, l'erreur commise est encore plus importante en phases transitoires, où le titre en vapeur est probablement bien plus faible et où s'ajoute l'erreur causée par la variation d'énergie interne des composants du système qui n'est pas prise en compte.

Afin de proposer une méthode globale de calcul et de mesure des performances adaptée à toute technologie de PAC résidentielle, il faut compléter l'algorithme de calcul des performances saisonnières de façon à prendre en compte les phases transitoires et l'aspiration diphasique à part entière. Des suivis sur sites vont permettre de montrer dans quelle mesure des méthodes complémentaires à la méthode du bilan d'énergie sont nécessaires.

1.4 Conclusions

La mesure embarquée des performances des PAC résidentielles est nécessaire car celles-ci dépendent de nombreux paramètres et données propres à chaque installation. En effet chacune diffère par sa technologie, ses conditions de fonctionnement et la qualité de son installation. Cependant, de nombreuses contraintes, notamment en termes de limites d'encombrement et de coût, imposent l'utilisation d'une mesure indirecte et non intrusive du débit de fluide frigorigène pour la mesure de la puissance thermique.

En vue de concevoir une méthode indépendante du constructeur de la machine, la méthode du bilan d'énergie semble être la méthode qui répond le mieux à ces contraintes. Sa validation en régime

pseudo-stationnaire sur des cycles en compression classique avec surchauffe montre qu'elle permet une très bonne estimation des performances, en présentant un écart avec la méthode de référence inférieur à 5 %. Par ailleurs, elle est faiblement impactée par la présence de défauts d'encrassement d'évaporateur ou de mauvaise charge de fluide. Elle pourrait donc aussi être utilisée pour détecter et estimer l'impact souvent inconnu des défauts sur les performances.

Cette méthode a été adaptée et appliquée sur le terrain à un système à débit variable de réfrigérant (VRF) dans un bâtiment tertiaire par Zhang et al. (2019). Après avoir validé la méthode en laboratoire en comparant les résultats avec une mesure sur l'air et obtenu un écart de 13 % maximum, les auteurs ont procédé au suivi de performances in-situ d'un VRF fonctionnant avec un compresseur scroll au R410A pendant 4 semaines. Ils ont notamment montré que le taux de charge partielle moyen était de 33 % pendant la durée du suivi. La méthode du bilan d'énergie était parfaitement fonctionnelle sur ce suivi terrain, en conditions réelles sur une machine comportant sa propre régulation.

Cependant, une occurrence élevée des phases transitoires peut rendre significative l'erreur commise sur l'évaluation des performances saisonnières. Lorsque la mesure instantanée de la puissance calorifique semble impossible, Tran (2013) propose de la sous-estimer en la supposant égale à la puissance électrique du compresseur pour limiter l'impact des phases transitoires sur le calcul du SCOP. Cependant, si les phases transitoires sont trop fréquentes, par exemple dans le cas du surdimensionnement de l'installation, cette solution pourrait amener à largement sous-estimer le SCOP. Ainsi, des suivis sur sites sont nécessaires pour évaluer l'importance des phases transitoires sur la mesure des performances.

Par ailleurs, l'utilisation de nouveaux fluides tels que le R32 impose de nouvelles manières de réguler le cycle thermodynamique de la pompe à chaleur. Pour éviter d'avoir des températures de refoulement qui pourraient endommager le compresseur ou son moteur, il est courant d'utiliser la régulation de l'ouverture du détendeur pour maintenir une aspiration diphasique, ce qui permet de refroidir le compresseur par évaporation. Cela rend impossible l'utilisation directe de la méthode du bilan d'énergie, même en phases pseudo-stationnaires, car l'enthalpie d'aspiration est alors inconnue. Des méthodes alternatives de calcul du débit doivent être explorées pour améliorer l'estimation de la puissance calorifique en phases transitoires et en cas de régulation en aspiration diphasique.

Chapitre 2 : Suivis sur sites et fonctionnement des machines in-situ

Au chapitre 1, il a été démontré que la méthode de mesure de performances in situ des PAC basée sur le bilan d'énergie du compresseur permet de mesurer la puissance thermique d'une PAC avec une bonne précision en régime pseudo-stationnaire.

Cependant, en régime transitoire de cyclage ou de dégivrage, la méthode du bilan d'énergie ne permet pas d'obtenir une mesure de performance instantanée. L'impact de ces conditions de fonctionnement in-situ sur la précision de l'évaluation des performances saisonnières par la méthode du bilan d'énergie reste à établir. D'autre part, il y a peu d'informations dans la littérature sur les nouvelles régulations en aspiration diphasique (présentées au chapitre 1), qui ont également un impact sur la précision de cette méthode.

Ainsi, après avoir validé expérimentalement la méthode de mesure des performances en laboratoire (partie 1.3.3.), le chapitre 2 est consacré à trois suivis sur sites qui ont été menés sur des PAC air/air mono et multi-split. Les objectifs poursuivis dans ce chapitre sont les suivants :

- Confronter la méthode appliquée à ces machines à la réalité du terrain pour identifier les éventuelles difficultés d'installation des solutions de mesure et d'acquisition,
- Repérer les fonctionnements dynamiques et observer la fréquence de ces phases sur des installations réelles,
- Identifier un éventuel fonctionnement avec une aspiration de fluide diphasique au compresseur.

Des contraintes et difficultés concrètes liées à l'instrumentation d'une installation existante sont identifiées, ce qui permet de proposer des pistes d'amélioration pour le déploiement futur d'une méthode embarquée de mesure des performances. Ces suivis permettent également de confirmer certaines hypothèses sur le fonctionnement in-situ des PAC air/air, même si le nombre et la diversité des machines suivies sont limités. Cela montre que la méthode du bilan d'énergie doit être complétée pour pouvoir évaluer avec précision les performances saisonnières in-situ des PAC.

2.1. Installation des suivis sur sites

2.1.1. Description des installations suivies

Trois PAC air/air ont été instrumentées pour observer leur fonctionnement et y appliquer la méthode de mesure des performances par bilan d'énergie. Le tableau 2.1 donne des informations techniques sur les pompes à chaleur concernées.

Lieu du suivi	MME (77)	MCbc (77)	Châtillon (92)
Type de suivi	Maison/laboratoire EDF R&D	Maison/laboratoire EDF R&D	Maison d'un particulier
Type de PAC	Air/air monosplit	Air/air quadri-split	Air/air bi-split
Type de compresseur	Rotary	Twin Rotary	Rotary
Fluide / charge	R410A / 0,8 kg	R410A / 3 kg	R32 / 0,9 kg

Puissance nominale mode chaud (Text 7 °C, Tint 20 °C, EN 14511)	2,7 kW	10kW	4kW
Puissance nominale mode froid (Text 35°C, Tint 27°C, EN 14511)	2 kW	8 kW	4 kW
COP (EN14511) à 7°C/20°C	4,4	4	4,3
SCOP (EN14825)	Non renseigné	4,2	4,6
Période du suivi	19/11/18 au 29/01/19	05/12/18 au 18/02/19	13/02 au 22/03/19
Durée totale d'acquisition	753 heures	1218 heures	604 heures

Tableau 2.1 : Données sur les pompes à chaleur suivies

Pour plusieurs raisons, les acquisitions ont parfois dû être interrompues (par exemple pour des mises à jour du logiciel et des cartes d'acquisition, de l'ordinateur, des récupérations intermédiaires de données d'acquisitions ou des interruptions involontaires). C'est pourquoi la durée totale d'acquisition est inférieure à la durée entre le début et la fin du suivi.

Le choix de ces installations a principalement été fait selon leur disponibilité. Il se trouve alors que les machines suivies sont toutes de la même marque, ce qui limite le caractère général des conclusions qui pourront être tirées.

Les deux premiers suivis ont été réalisés dans des laboratoires d'EDF R&D qui sont des maisons à échelle réelle dans lesquelles les usages de l'énergie dans le bâtiment sont explorés. Il s'agit d'environnements de test en climat naturel représentatifs de maisons individuelles réelles.

- La première, la Maison Multi-Energies (MME) est une maison construite selon la réglementation thermique (RT) de 1982 et équipée d'une PAC air/air monosplit. L'unité intérieure est installée dans une pièce de type chambre de 10 m² en rez-de-chaussée dont une seule des façades donne directement sur l'extérieur, avec une porte-fenêtre, exposée Sud. Cette pièce est également équipée d'un convecteur électrique de 750 W, à l'arrêt pendant toute la durée des suivis, qui habituellement suffit seul à assurer le chauffage sur toute une année.

- La deuxième, appelée Maison Connectée bas-carbone (MCbc), est une maison récente construite pour répondre aux exigences de la réglementation thermique sur les bâtiments neufs RT 2012. Elle est équipée d'une PAC air/air multisplit. Trois unités intérieures se trouvent dans des pièces de type chambre, tandis que la dernière se trouve dans le salon, dont la surface est bien plus importante. La surface totale couverte par les 4 unités intérieures de la PAC est de 84 m², avec 3 chambres de 10 à 11m² chacune et un salon de 45 m² relié à un couloir de 7 m². L'étage est chauffé par un système indépendant de la PAC, les pertes de chaleur au plafond sont donc négligeables.

Le troisième suivi sur site est réalisé chez un particulier situé à Châtillon dans les Hauts-de-Seine, dans une maison rénovée en 2013 et équipée d'une PAC air/air multisplit. Une unité se trouve au rez-de-chaussée dans un couloir distribuant plusieurs pièces, l'autre se trouve dans la pièce à vivre, à

proximité immédiate de l'unité extérieure. Ce dernier suivi, en plus d'être dans des conditions de climat réel comme les deux autres, permet de prendre en compte également les besoins de confort réels des occupants. Selon une estimation faite pour le dimensionnement de la machine, la PAC couvre environ 60 m². Les besoins thermiques à - 7°C ont été estimés à 3,1 kW, et la puissance de la PAC est de 3,2 kW à cette température.

Chaque machine dispose dans l'unité extérieure d'un détendeur électronique par unité intérieure. Le schéma suivant représente ainsi la pompe à chaleur avec 2 unités intérieures (figure 2.1) :

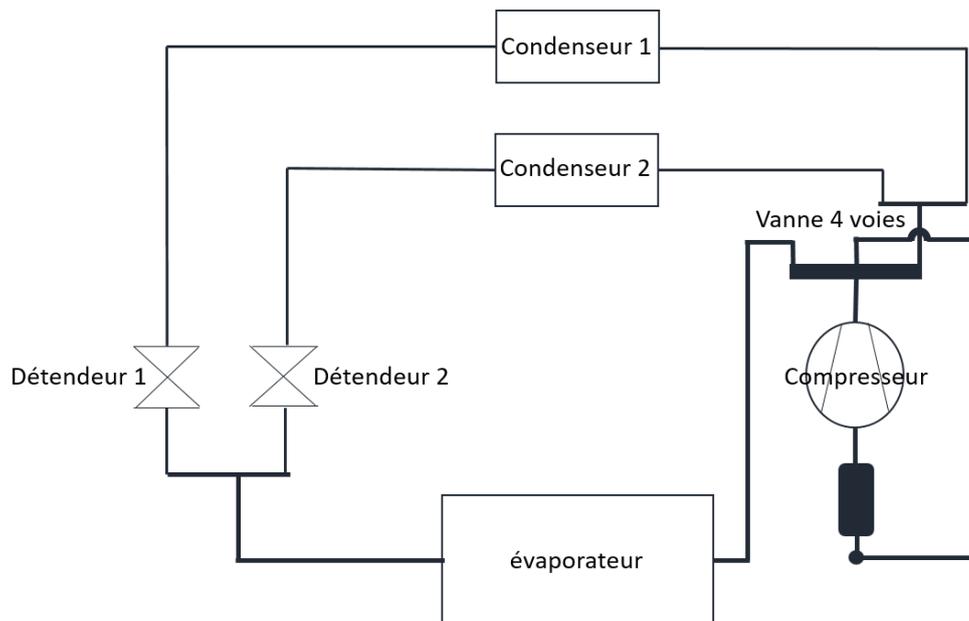


Figure 2.1 : Schéma de la PAC bi-split à Châtillon

2.1.2. Instrumentation et système d'acquisition

Les trois pompes à chaleur ont été instrumentées de façon à pouvoir observer leur fonctionnement et appliquer la méthode du bilan d'énergie. Les machines étant déjà installées et mises en service, il était inenvisageable d'installer des capteurs intrusifs, comme le précise le cahier des charges de la mesure embarquée des performances vu au chapitre 1. Ainsi, seuls des capteurs de température de contact sur les parois en cuivre des liaisons frigorifiques ont été installés en plusieurs points du cycle. Le tableau 2.2 détaille les mesures effectuées, les capteurs utilisés et leur emplacement. Pour les mesures électriques (puissance compresseur et puissance totale), des tores de courant ainsi que des capteurs de tension de type grappes-fil ont été installés en amont et en aval de l'inverter, selon une méthode identifiée et mise en place par D. Wizniewski et C. Teuillères (EDF R&D).

Mesure	Emplacement	Capteur
Température évaporation	Coude milieu évaporateur	PT100 de contact
Température aspiration	Avant l'accumulateur	PT100 de contact

Température paroi compresseur	2/3 de la hauteur compresseur	PT100 de contact
Température refoulement	Sortie du compresseur	PT100 de contact
Température entrée de condenseur	Sortie de la V4V	PT100 de contact
Température de condensation	Coude milieu de condenseur	PT100 de contact
Température sortie de condenseur	Avant le détendeur	PT100 de contact
Température air ambiant	Air extérieur entrée évaporateur	PT100 de contact
Tension monophasée	Amont inverter	Grippe-fil
Tension triphasée	Aval inverter, chaque phase	Grippe-fil
Courant monophasé	Amont inverter	Tore ouvrant
Courant triphasé	Aval inverter, phase 1 et 2	Tore ouvrant

Tableau 2.2 : Description de l'instrumentation

La solution d'acquisition in-situ choisie est une implémentation sur le terrain d'une solution classiquement utilisée en laboratoire. Il ne s'agit pas d'un système embarqué définitif, puisqu'il ne respecte pas le cahier des charges de la mesure in-situ défini en partie 1.3.1, notamment en termes d'encombrement et de coût.

Les capteurs de température, de type Pt100 surfacique, sont connectés à une carte d'acquisition National Instrument NI 9216. Les capteurs de tension de type grippe-fil et les capteurs de courant de type tore ouvrant, pour les mesures de puissance électrique, sont reliés respectivement à deux cartes d'acquisition NI 9225 et NI 9238. Cela permet de se passer d'un wattmètre de laboratoire et d'intégrer la mesure de puissance au châssis d'acquisition. Toutes les cartes d'acquisition sont connectées à un châssis NI 9188, lui-même connecté à un ordinateur doté du logiciel d'acquisition et de calcul NI LabView. Le calcul embarqué utilise le logiciel sous licence Refprop (NIST, 2018) pour les propriétés thermodynamiques du fluide. Le code est issu de codes d'acquisition et de calcul utilisés précédemment en laboratoire pour des essais antérieurs. Il a été adapté et rendu fonctionnel plus spécifiquement pour les suivis menés, notamment pour les multi-split. La figure 2.2 illustre schématiquement l'instrumentation et la solution d'acquisition utilisée sur les suivis sur sites. Chaque point sur le schéma de la PAC représente un capteur de température.

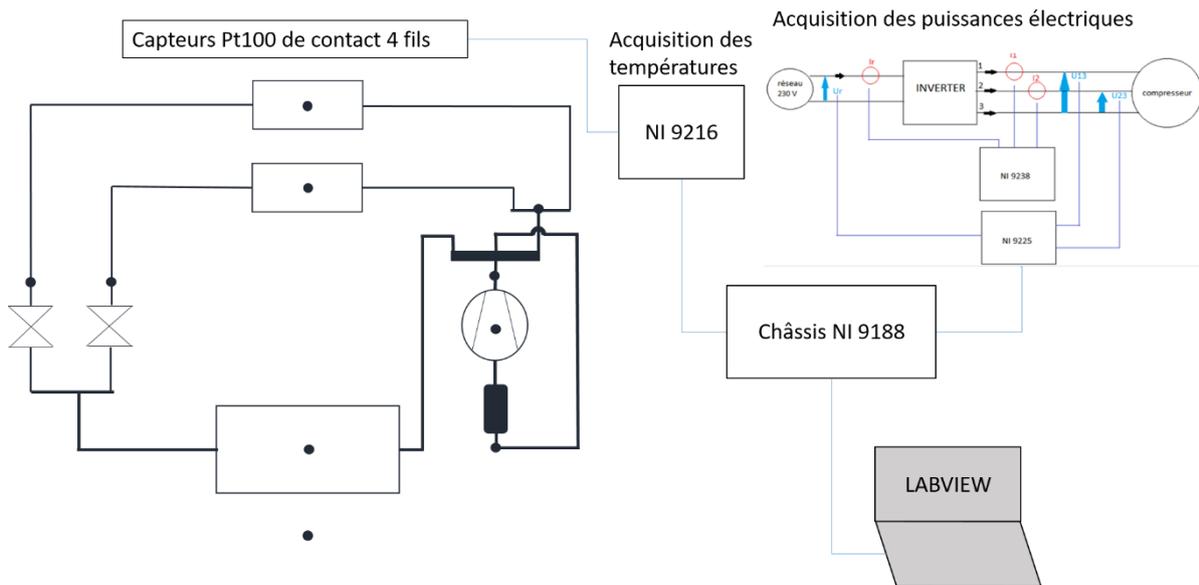


Figure 2.2 : Schéma du système d'acquisition sur un multi-split

La figure 2.3 est un aperçu de l'interface d'acquisition, qui permet d'afficher en direct les mesures effectuées, ainsi que des résultats de calculs thermodynamiques. Le pas de temps d'acquisition est de 10 secondes. Le calcul de puissance thermique selon la méthode du bilan d'énergie a directement été programmé dans le code d'acquisition, afin de pouvoir observer en temps réel les résultats.

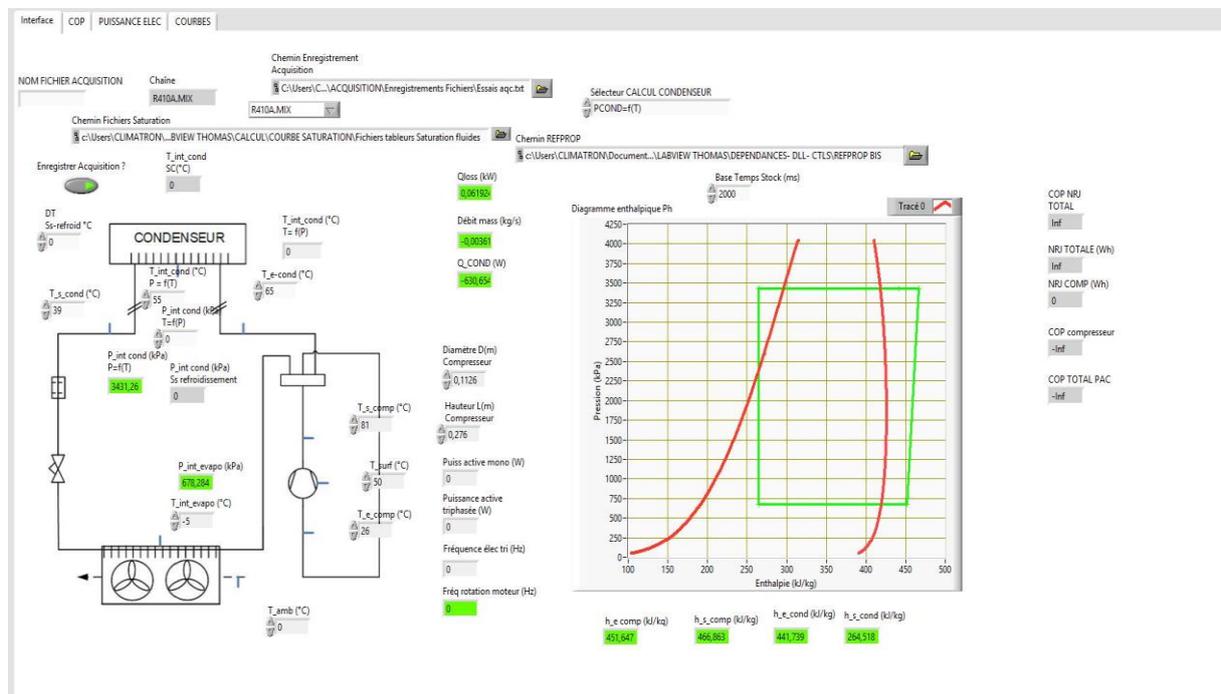


Figure 2.3 : Aperçu de l'interface d'acquisition lors d'un test de mise en service en laboratoire

2.1.3. Difficultés d'installation des équipements de mesure

La mise en place des suivis sur sites a tout d'abord mis en évidence la nécessité d'adapter la solution matérielle de mesure des performances à une implémentation in-situ. En effet, même si les capteurs choisis respectent les contraintes d'encombrement et d'installation sur un équipement déjà en service, la transposition directe de la solution d'acquisition de laboratoire sur le terrain présente plusieurs inconvénients:

- Sur une machine split air/air, en particulier pour les multi-splits, certaines unités intérieures peuvent être très éloignées de l'unité extérieure. Or, même si la quasi-totalité des capteurs est située sur l'unité extérieure, il est nécessaire d'effectuer au moins une mesure sur chaque unité intérieure. Ainsi, l'utilisation d'un système d'acquisition centralisé pour toutes les mesures implique de disposer de câbles suffisamment longs pour relier unité extérieure, unité intérieure et système d'acquisition, avec des passages de cloisons qui ne sont pas toujours aisés. Il est impératif d'éviter tout percement supplémentaire à ceux réalisés lors de l'installation de la pompe à chaleur elle-même.

- L'utilisation d'un châssis NI doté de cartes d'acquisition (minimum 4) est parfaitement adapté à une acquisition en laboratoire, mais présente certains inconvénients in-situ. Tout d'abord, il présente un certain encombrement, qui est certes raisonnable mais nécessite tout de même un petit espace dédié. Pour des raisons de sécurité, il est impératif de le placer dans un coffret électrique, qui doit de plus être étanche s'il est placé en extérieur (la majorité des mesures étant à l'extérieur, ce cas est très probable pour minimiser le problème des traversées de cloisons). De plus, ce système d'acquisition est très coûteux, ce qui est un réel problème si on envisage d'équiper un grand nombre de machines.

- Le châssis d'acquisition nécessite l'utilisation du logiciel LabView, dont la licence est payante, et qui nécessite l'utilisation d'un ordinateur. Celui-ci permet aussi d'assurer la connexion à distance, afin de limiter les interventions sur le site concerné. Tout ceci ajoute de l'encombrement et augmente le coût de la solution de manière non-négligeable.

- Le coût total de cette solution est de quelques milliers d'euros, ce qui est acceptable pour une solution de laboratoire fiable et précise utilisable plusieurs années pour de nombreux essais, mais qui écarte définitivement la possibilité de la déployer telle quelle à grande échelle sur chaque PAC instrumentée.

Ainsi, une étude complète du système d'acquisition devrait être menée afin d'améliorer le caractère embarqué de la mesure des performances et de réduire son coût. L'annexe B présente quelques éléments de réflexion en ce sens, résultats d'un stage piloté dans le cadre de ces travaux de thèse.

2.2. Observations du fonctionnement in-situ des PAC

2.2.1. Méthodologie et indicateurs d'observation et d'analyse des suivis sur sites

Il a été identifié dans le chapitre 1 que la méthode du bilan d'énergie présente des limites en phases transitoires ou lorsque le fluide est diphasique à l'aspiration du compresseur. Ainsi, ces suivis sur sites ont également pour objectif d'observer le fonctionnement in-situ de ces PAC et d'évaluer la fréquence de ces phases de fonctionnement qui nuisent à l'évaluation des performances saisonnières.

Toutes ces observations seront effectuées d'une part sur des séquences où les arrêts du compresseur sont fréquents, et d'autre part sur des séquences longues de fonctionnement en continu. Ces observations et analyses concernent l'intégralité des suivis sur sites. Cependant, vu les volumes de

données considérés, certaines figures tracées ne représentent que des séquences d'acquisition, qui ont été choisis car ils sont représentatifs du fonctionnement global, ou dans certains cas, pour souligner un fonctionnement ponctuel particulier.

Conditions de fonctionnement

Tout d'abord, les conditions de fonctionnement des trois machines sont décrites, en observant notamment la température extérieure, mesurée à l'entrée d'air de l'évaporateur, le taux de compression et le temps de fonctionnement total sur la durée des suivis.

Observations spécifiques aux multi-split

Ensuite, des observations spécifiques aux PAC multi-split sont faites. Afin de déterminer une manière de prendre en compte les différentes unités intérieures, les températures de condensation et de sortie des condenseurs sont comparées.

Occurrence des phases transitoires

Puis, l'occurrence des phases transitoires sera étudiée. Pour cela, la durée moyenne des phases de fonctionnement de la PAC, le nombre de démarrages horaire et total, et la fréquence du compresseur sur les phases de fonctionnement, seront observés.

Fluide diphasique en entrée du compresseur

Enfin, des observations sont faites pour estimer l'état du fluide à l'entrée du compresseur. Pour cela, la surchauffe (SH) définie ici comme la différence entre la température d'évaporation (T_{evap}) et d'aspiration compresseur ($T_{comp,in}$) sera d'abord observée (Eq. 2.1).

$$SH = T_{comp,in} - T_{evap} \quad (\text{Eq. 2.1})$$

L'observation de la surchauffe au refoulement et de la température de refoulement permet de compléter l'analyse, notamment lorsque la mesure de la température d'aspiration ne permet pas de conclure sur l'état du fluide. En effet, d'après Tran (2013), la faible valeur de surchauffe au refoulement après le démarrage du compresseur est représentative d'un fluide diphasique à l'aspiration du compresseur. De plus, la température et la surchauffe au refoulement sont deux paramètres clés des nouvelles logiques de régulation. Limiter la température de refoulement peut être réalisé par l'aspiration au compresseur de fluide à l'état diphasique. La surchauffe au refoulement est définie comme la différence entre la température de refoulement ($T_{comp,out}$) et la température de condensation (T_{cond}) (Eq. 2.2).

$$DSH = T_{comp,out} - T_{cond} \quad (\text{Eq. 2.2})$$

Lorsque la surchauffe est nulle ou que sa valeur est négative (à cause des pertes de charge ou de l'incertitude de mesure), on peut avoir une idée de l'état du fluide en entrée du compresseur grâce aux valeurs du ratio isentropique et du rendement global en considérant le fluide saturé en entrée du compresseur.

Ce ratio isentropique $ratio_{is,sat}$ est calculé selon l'équation 2.3 :

$$ratio_{is,sat} = \frac{h_{comp,out,is} - h_{comp,in,sat}}{h_{comp,out} - h_{comp,in,sat}} \quad (\text{Eq. 2.3})$$

Avec $h_{comp,in,sat}$ l'enthalpie de saturation à la température d'évaporation, $h_{comp,out}$ l'enthalpie au refoulement calculée avec les températures de refoulement et de condensation mesurées, et $h_{comp,out,is}$ l'enthalpie de refoulement selon une compression isentropique issue de la saturation. Cette définition est une transposition de la définition du rendement isentropique qui s'applique rigoureusement pour une compression adiabatique. Ici, le compresseur présente des pertes de chaleur, donc théoriquement, ce ratio peut légèrement dépasser 1 si ces pertes représentent une part importante de la puissance compresseur. C'est pourquoi on parle de ratio et non de rendement. Pour prendre en compte les pertes thermiques du compresseur, on peut corriger le ratio isentropique de façon à obtenir le rendement global η_g , défini selon l'équation 2.4.

$$\eta_g = \frac{\dot{m}(h_{comp,out,is} - h_{comp,in})}{\dot{W}_{comp}} \quad (\text{Eq. 2.4})$$

Avec \dot{m} le débit de fluide et \dot{W}_{comp} la puissance électrique du compresseur. Le débit n'est pas mesuré, mais grâce au bilan d'énergie au compresseur on peut l'obtenir selon l'équation 2.5.

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{comp} - \dot{Q}_{losses}}{h_{comp,out} - h_{comp,in}} \quad (\text{Eq. 2.5})$$

On peut alors faire le lien entre le ratio isentropique et le rendement global en considérant le fluide saturé en entrée du compresseur, en appliquant l'équation 2.5 à l'équation 2.4, afin d'obtenir l'équation 2.6.

$$\eta_{g,sat} = \frac{\dot{W}_{comp} - \dot{Q}_{losses}}{\dot{W}_{comp}} * ratio_{is,sat} \quad (\text{Eq. 2.6})$$

Avec \dot{Q}_{losses} les pertes thermiques du compresseur estimées selon la méthode de Niznik (2017), et présentée au chapitre 1 (Eq. 1.12). Ce rendement de compression est dit global car il prend en compte à la fois les irréversibilités de la compression et les pertes de chaleur. Il doit donc nécessairement être inférieur à 1 si l'enthalpie du fluide à l'aspiration du compresseur n'est pas surestimée, c'est-à-dire si le fluide est saturé ou surchauffé et non pas diphasique à l'aspiration.

2.2.2. Conditions de fonctionnement

Les deux pompes à chaleur fonctionnant avec le fluide R410A ont été suivies en plein hiver. Les températures extérieures enregistrées durant cette période sont majoritairement comprises entre 0 et 15 °C.

Pour la PAC fonctionnant au R32, le suivi a été effectué plus tard dans la saison de chauffe, à la fin de l'hiver. Les températures extérieures sont majoritairement comprises entre 0 et 17 °C, avec des amplitudes journalières souvent plus importantes.

La PAC située à la MME a fonctionné 92 % du temps, celle à la MCbc 80 % du temps, et celle à Châtillon 57 % du temps total d'acquisition.

Sur les trois suivis, situés dans la même région, très peu de températures négatives ont été enregistrées durant cette période de chauffe. A la MCbc, la température n'est inférieure à 0 °C que 11 % du temps.

122 séquences de dégivrages ont eu lieu à la MCbc et 39 à la MME, lorsque la température extérieure est inférieure à 3 °C. Aucune phase de dégivrage n'a eu lieu durant le suivi à Châtillon.

Le taux de compression moyen sur les phases de fonctionnement est de 2,6 à la MME, de 3,2 à la MCbc, et de 2,1 à Châtillon. Ces taux de compression moyens sont assez faibles car les températures extérieures sont assez élevées dans l'ensemble.

2.2.3. Observations spécifiques aux multi-split

Les cycles thermodynamiques des PAC air/air multi-split diffèrent légèrement des cycles classiques, puisque ces machines disposent de plusieurs unités intérieures, avec chacune leur condenseur et leur détendeur associé. Pour la mesure des performances in-situ des multi-split, il est nécessaire d'appréhender la distribution du fluide dans les différentes unités. La puissance thermique distribuée par chaque condenseur est différente avec une entrée commune et un détendeur individuel.

Avec une entrée de fluide commune, en négligeant les pertes de charges, la pression du fluide doit être la même d'une unité à l'autre, et donc les températures de condensation doivent être identiques. La figure 2.4 montre les températures de condensation mesurées dans chaque unité intérieure de la PAC à Châtillon, sur une heure d'acquisition prise au hasard. T_{cond} (en noir) représente la température de condensation mesurée sur l'unité située à l'étage, la plus proche de l'unité extérieure, et T_{cond2} celle mesurée sur l'unité située au rez-de-chaussée.

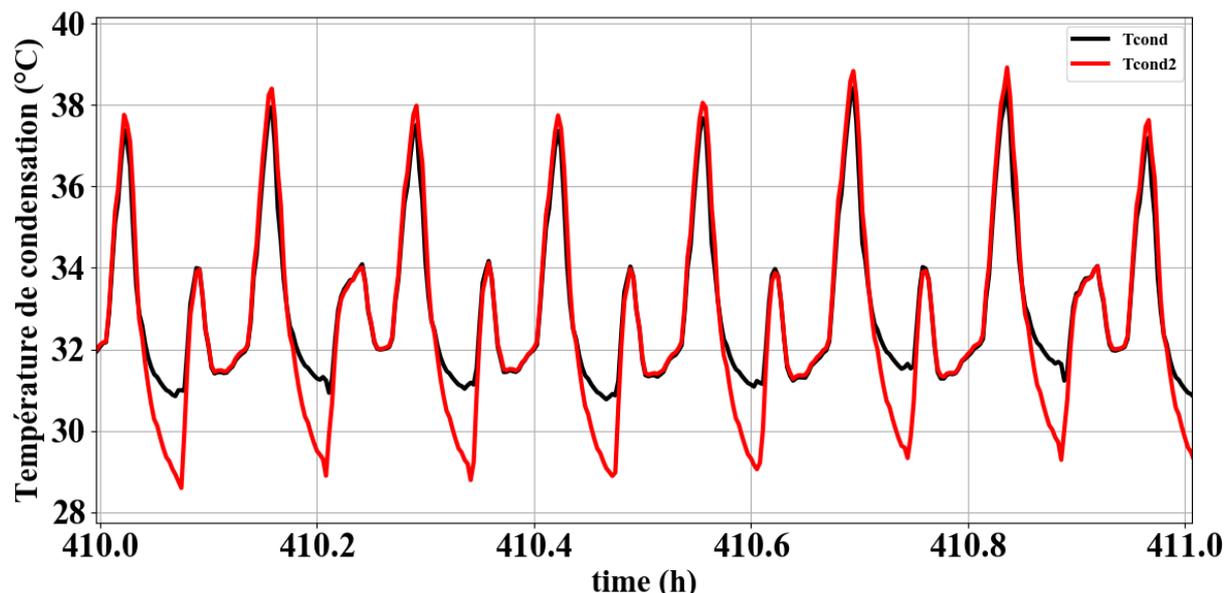


Figure 2.4 : Températures mesurées aux condenseurs dans chaque unité intérieure (Châtillon)

Dès que le compresseur est en marche, les deux températures de condensation mesurées sont très proches l'une de l'autre. L'écart qui se crée lorsque le compresseur est à l'arrêt n'a pas d'importance pour le calcul de la puissance calorifique. La figure 2.5 montre les températures en sorties de condenseurs pour chaque unité intérieure, sur la même période d'acquisition.

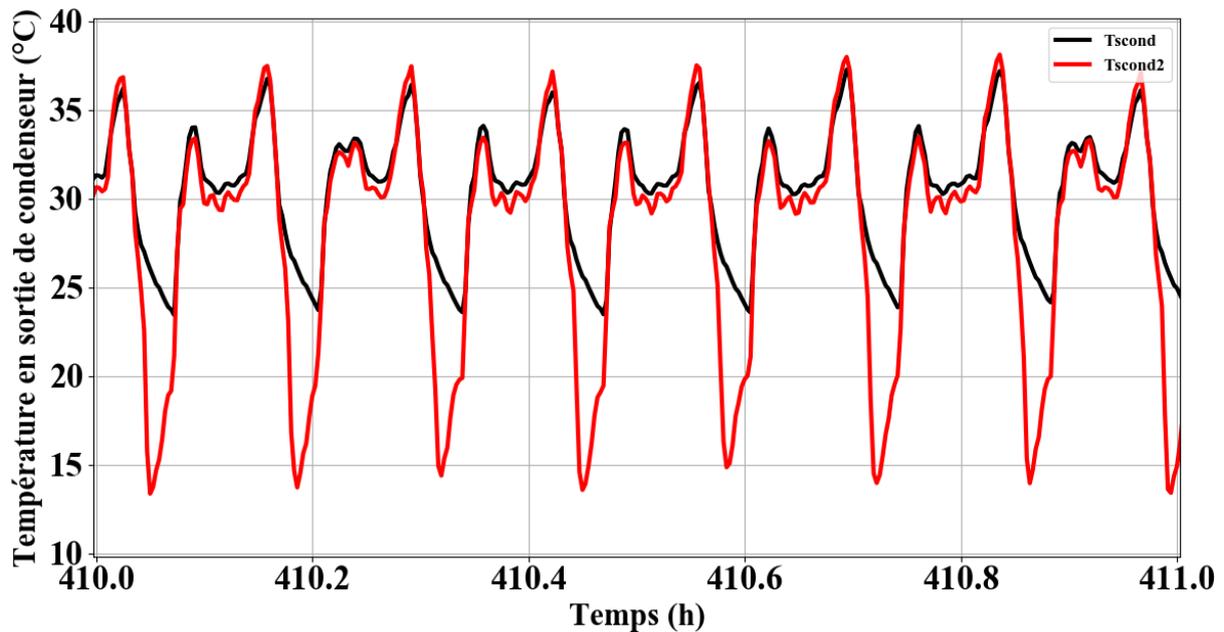


Figure 2.5 : Températures mesurées en sorties des condenseurs (Châtillon)

Il faut noter que les températures en sorties de condenseurs sont mesurées à l'entrée de chaque détendeur, donc au niveau de l'unité extérieure. Il n'y a un écart entre les deux températures mesurées que lorsque le compresseur est à l'arrêt.

Pour la PAC avec 4 unités intérieures située à la MCbc, les résultats sont légèrement différents. La figure 2.6 montre les températures de condensation sur les 4 unités intérieures sur une séquence de quelques heures.

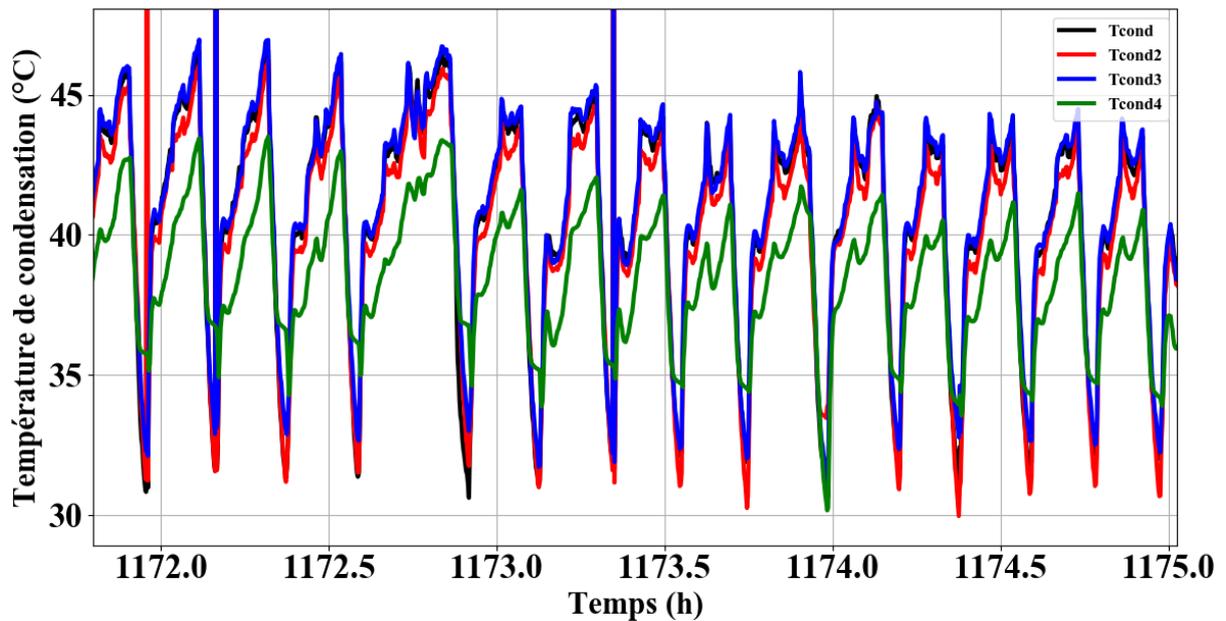


Figure 2.6 : Températures mesurées aux condenseurs dans chaque unité intérieure (MCbc)

Pour trois unités intérieures (T_{cond} en noir, $T_{\text{cond}2}$ en rouge et $T_{\text{cond}3}$ en bleu sur la figure 2.6), les températures de condensation sont très proches. Pour la 4^{ème} ($T_{\text{cond}4}$ en vert), elle est légèrement plus faible, ce qui peut être expliqué par le fait que cette unité, qui se trouve dans le salon, est beaucoup plus éloignée de l'unité extérieure que les autres. Il y a environ 25 m de tubes qui séparent cette unité de l'unité extérieure. Ainsi, les pertes de charge sont plus importantes et la température de condensation plus faible.

La figure 2.7 montre les températures du fluide en sortie des condenseurs sur la même séquence.

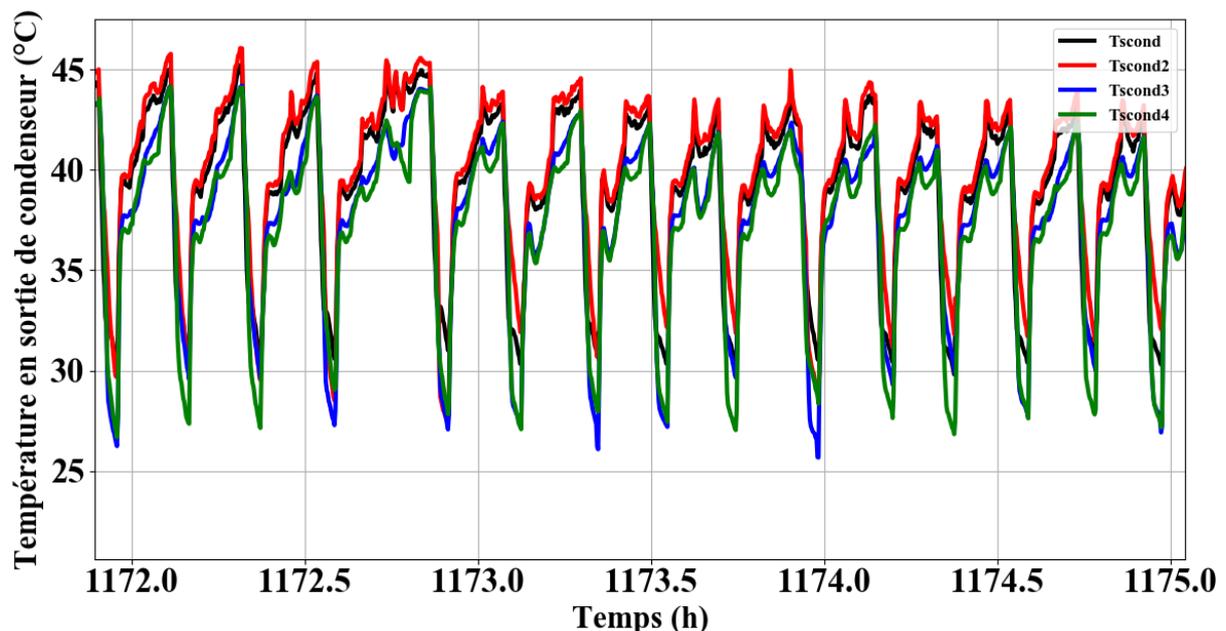


Figure 2.7 : Température en sortie des condenseurs pour chaque unité intérieure (MCbc)

Ici, les températures en sortie des condenseurs sont assez proches les unes des autres, même si celles des unités 3 et 4 sont légèrement plus faibles.

Afin de vérifier l'impact des disparités entre unités sur la méthode du bilan d'énergie, celle-ci a été appliquée en choisissant les valeurs de température de condensation et de sortie de condenseurs de chaque unité intérieure. La figure 2.8 montre sur une séquence la puissance calorifique calculée selon la méthode du bilan d'énergie en prenant d'une part les valeurs de température de condensation et de sortie de condenseur issues de la première unité intérieure, et d'autre part celles issues de la 4^{ème} unité.

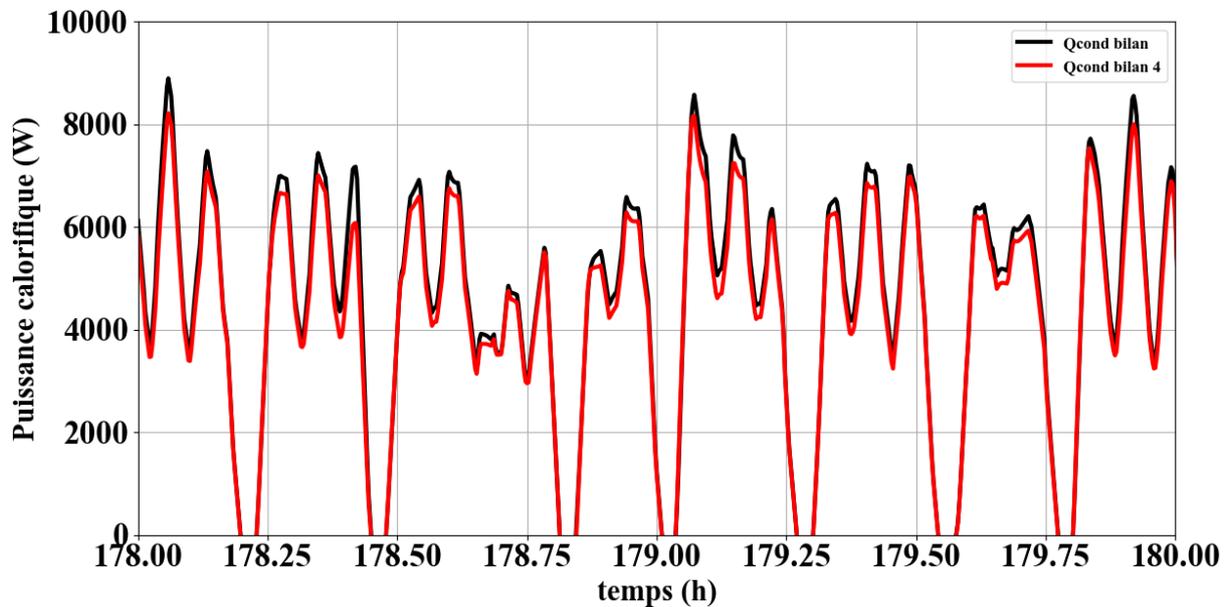


Figure 2.8 : Puissance calorifique calculée en prenant les températures de la première unité (noir), et celles de la 4^{ème} (rouge) sur une séquence d'acquisition de la MCbc.

Sans analyser pour le moment les valeurs de puissance calorifique, les deux calculs donnent des valeurs très proches sur cette séquence. En revanche, si l'on prend les valeurs d'une unité éteinte volontairement, l'erreur peut être significative, comme le montre la figure 2.9.

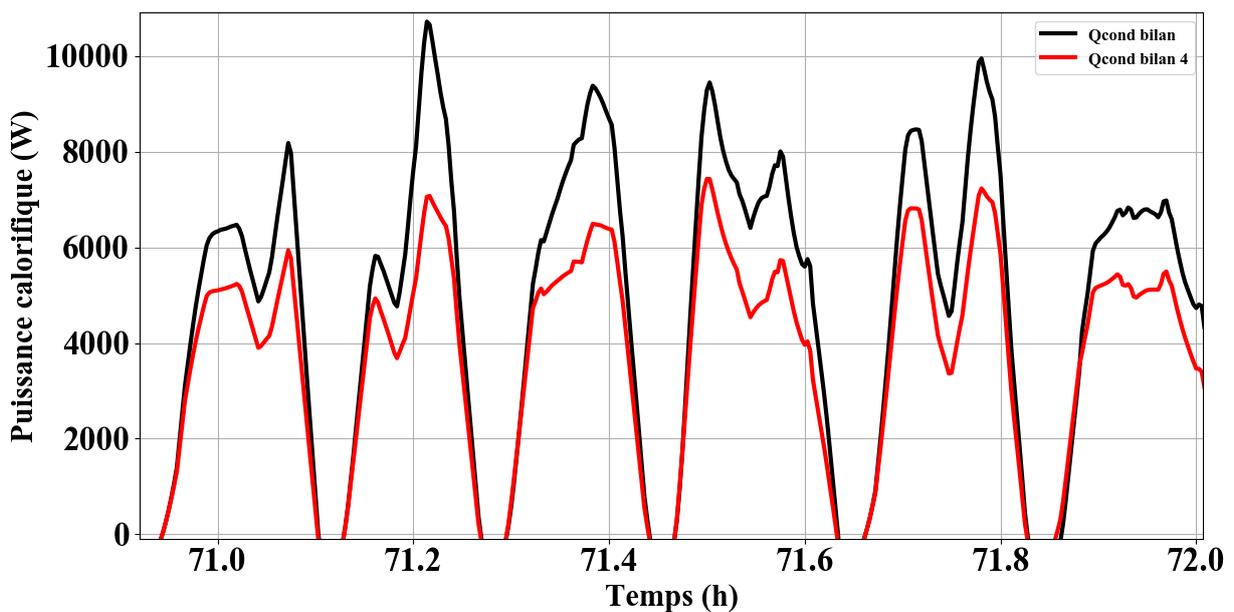


Figure 2.9 : Puissance calorifique calculée en prenant les températures de la première unité (noir), et celles de la 4^{ème} éteinte (rouge) sur une séquence d'acquisition de la MCbc.

L'écart est de 20 % en moyenne sur la totalité de la séquence où l'unité 4 est éteinte. Il est intéressant de noter que l'estimation de la puissance calorifique suit la même tendance sur une unité éteinte, ce qui veut dire qu'une petite portion du fluide circule tout de même dans l'unité à l'arrêt. L'écart relatif moyen sur l'ensemble des phases de fonctionnement est de 1,2 %. Ainsi, au moins en première approche, le calcul de puissance calorifique des PAC multi-split peut se faire à partir des mesures de température de condensation et de sortie de condenseur issues d'une seule unité intérieure en marche. Le débit quant à lui est estimé au niveau du compresseur, donc il n'y a pas de besoin de connaître la répartition du débit dans les différentes unités. Dans la suite de ce chapitre, les températures de condensation et de sortie de condenseurs utilisées sont celles de la première unité intérieure, que ce soit pour la PAC bi-split à Châtillon et la PAC quadri-split à la MCbc, car celles-ci étaient en fonctionnement en permanence pendant les phases d'acquisition. A l'avenir, il faudrait pouvoir détecter automatiquement quelle unité intérieure est en fonctionnement afin d'améliorer la mesure de la puissance calorifique des multi-split.

2.2.4. Modulation de la puissance

Les PAC qui ont été instrumentées sont toutes équipées d'un inverter, qui permet de faire varier la fréquence de rotation du compresseur, afin de moduler la puissance calorifique produite, selon les besoins et les conditions de fonctionnement. Dans tous les cas, les machines parviennent facilement à atteindre la température de consigne fixée par l'utilisateur. Cependant, on observe de très nombreux cycles d'arrêt/démarrage pour les trois machines suivies.

Observations pour la PAC mono-split à la MME

Pour le suivi à la MME, le temps moyen de fonctionnement sans arrêt compresseur est de 39 minutes, et quelques phases de fonctionnement de plusieurs heures en continu ont pu être observées, dont la plus longue a duré 92 h. Celle-ci a été volontairement provoquée en laissant la porte de la pièce à chauffer ouverte sur le reste de la maison qui n'était pas chauffé. En excluant cette séquence particulière de fonctionnement, le temps moyen de fonctionnement ininterrompu est réduit à environ 34 minutes. Au total, 1078 cycles d'arrêts/démarrages du compresseur ont eu lieu sur toute la période d'acquisition, dont 39 séquences de dégivrage. La figure 2.10 montre le temps de fonctionnement en fonction de la température extérieure moyenne sur chaque phase de fonctionnement. Chaque point représente une phase de fonctionnement ininterrompue de la machine.

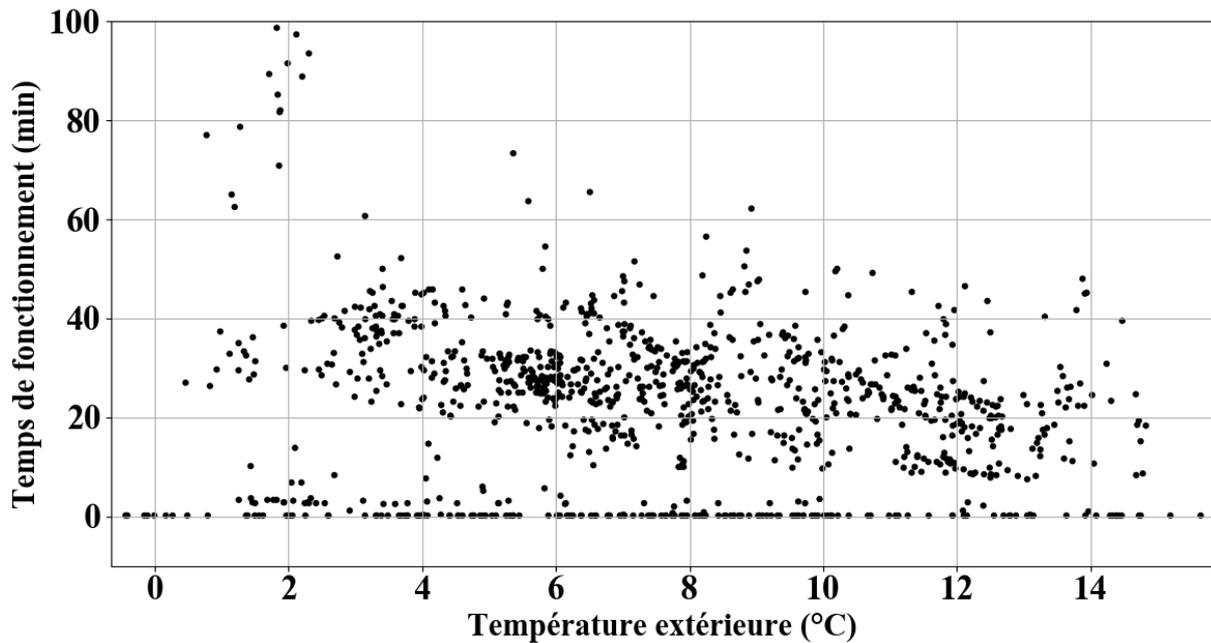


Figure 2.10 : Temps de fonctionnement en fonction de la température extérieure (MME)

Le temps de fonctionnement ne dépend que très peu de la température extérieure, sauf pour les phases de fonctionnement les plus longues qui sont un peu plus fréquentes à basse température.

La figure 2.11 montre la fréquence du compresseur de la PAC monosplit, lorsque le compresseur s'arrête fréquemment. La température extérieure moyenne sur cette séquence est d'environ 7 °C.

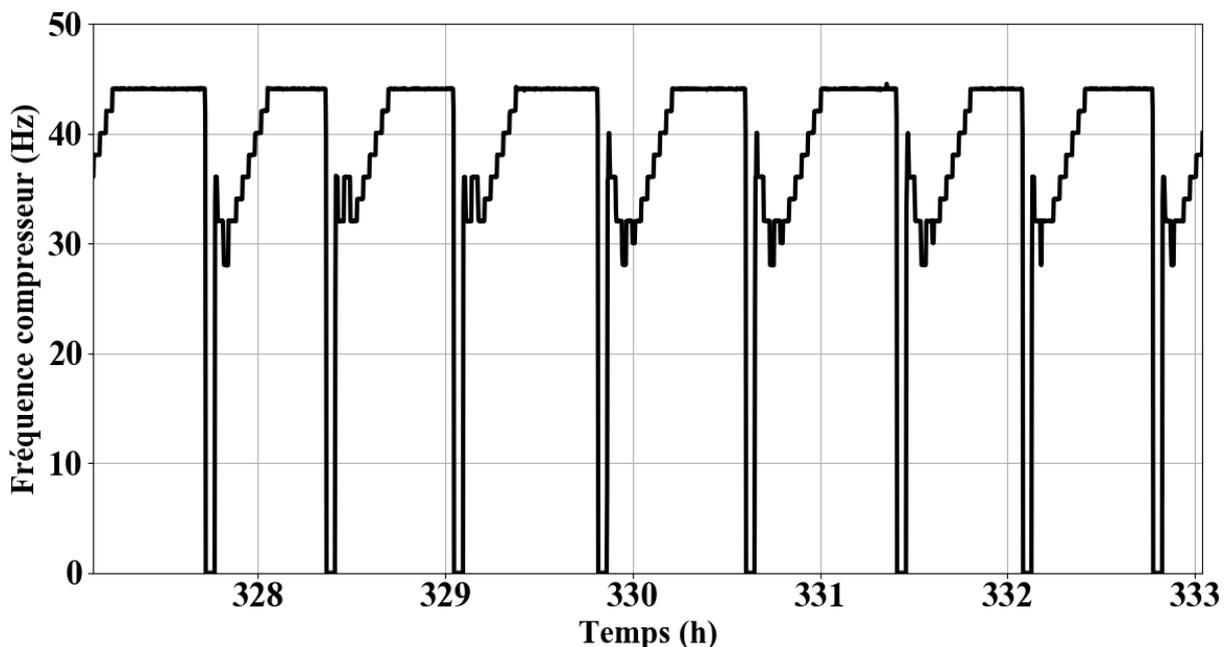


Figure 2.11 : Fréquence compresseur sur une séquence où le fonctionnement est discontinu (MME)

On observe sur cette séquence que le compresseur démarre à une vitesse plutôt faible, et accélère petit à petit avant d'atteindre une vitesse fixe, à environ 45 Hz. Le compresseur s'arrête ensuite, parce que la température de consigne est atteinte. Il est alors étonnant qu'il ne fonctionne pas à une fréquence moins élevée afin d'allonger la phase de fonctionnement et de réduire le nombre de démarrages.

La figure 2.12 montre la fréquence du compresseur de la PAC monosplit sur sa plus longue phase de fonctionnement sans interruption.

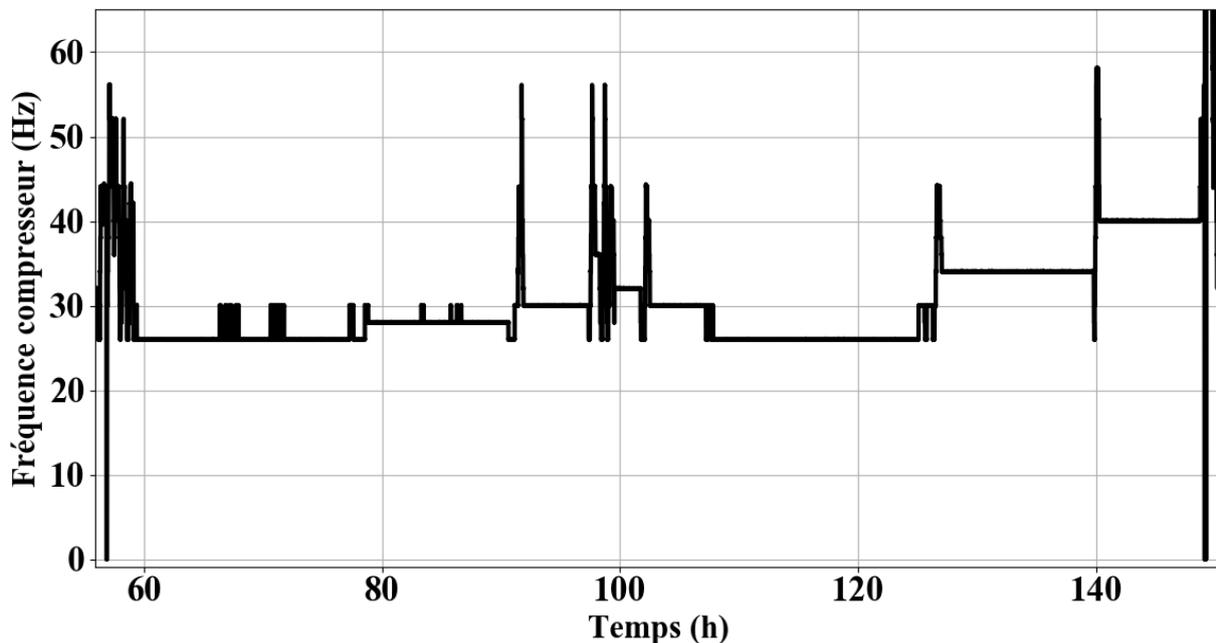


Figure 2.12 : Fréquence compresseur sur une séquence où le fonctionnement est continu (MME)

Ici, le compresseur fonctionne majoritairement à des fréquences faibles, inférieures à 30 Hz. La fréquence augmente par longs paliers à la fin de cette séquence, pour atteindre finalement 40 Hz.

Observations pour la PAC quadri-split à la MCbc

Le temps de fonctionnement moyen de la PAC multi-split de la MCbc est d'environ 12 minutes. Seulement 122 arrêts du compresseur sont dus à des cycles de dégivrage sur plus de 5000 en tout. Cela représente en moyenne 4,2 démarrages du compresseur par heure. Sur l'ensemble du suivi, seules quelques phases de fonctionnement longues ont eu lieu, dont une durant un peu plus de 4 heures. La figure 2.13 montre le temps de fonctionnement en fonction de la température extérieure. Chaque point représente une phase de fonctionnement ininterrompue de la machine.

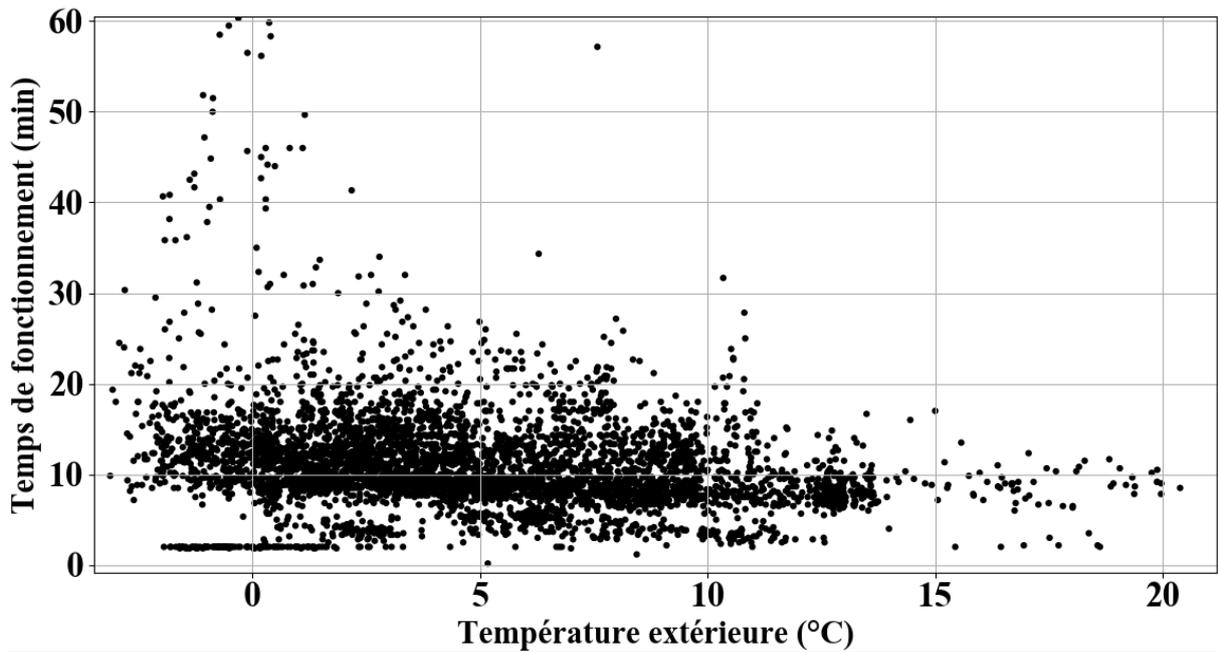


Figure 2.13 : Temps de fonctionnement en fonction de la température extérieure (MCbc)

Le temps de fonctionnement ne dépend que très peu de la température extérieure, ce qui pourrait signifier que la PAC est largement surdimensionnée. Même à -2 °C , le temps de fonctionnement ne dépasse que rarement 20 minutes. Les temps de fonctionnement les plus longs sont tout de même un peu plus fréquents à basse température.

La figure 2.14 montre la fréquence de rotation du compresseur sur une séquence sans dégivrage de la MCbc, lorsque les arrêts du compresseur sont fréquents. La température extérieure moyenne sur cette séquence est d'environ 4 °C .

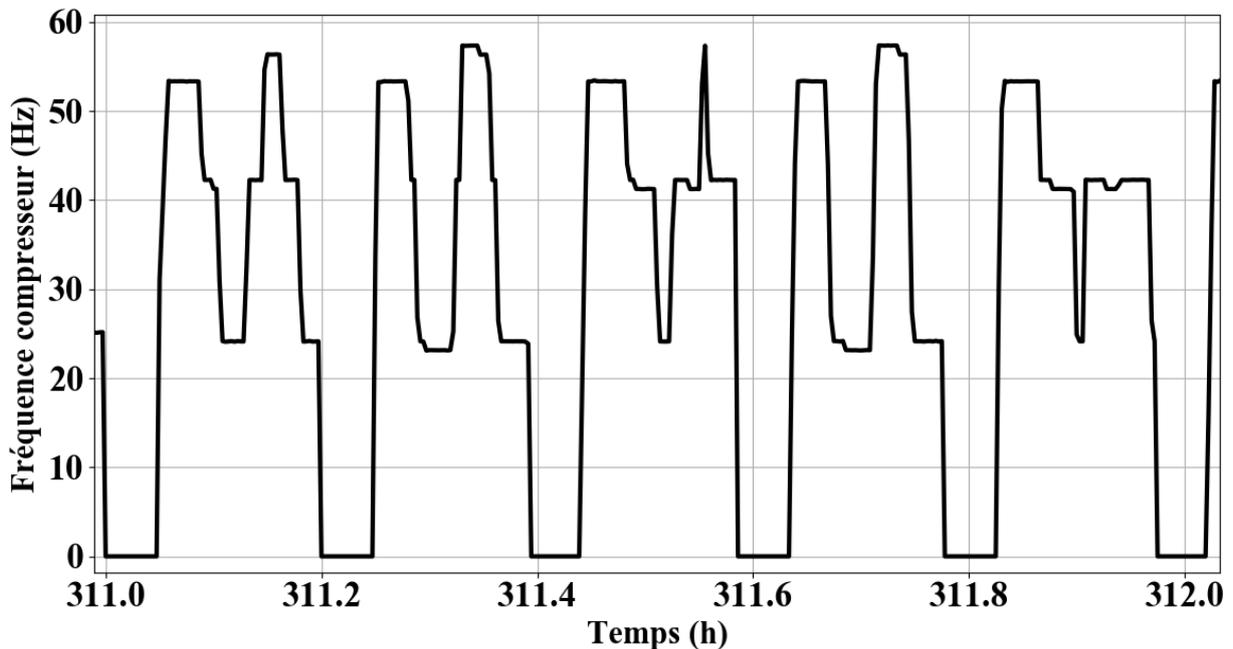


Figure 2.14 : Fréquence compresseur sur une heure d'acquisition (MCbc)

On peut alors observer que le compresseur ne semble pas correctement moduler la puissance thermique. En effet, celui-ci s'arrête fréquemment car la consigne de température intérieure est atteinte, et pourtant, bien que sa technologie le permette, il ne réduit pas durablement sa vitesse. La figure 2.15 montre la fréquence compresseur sur une séquence de fonctionnement sans arrêt du compresseur.

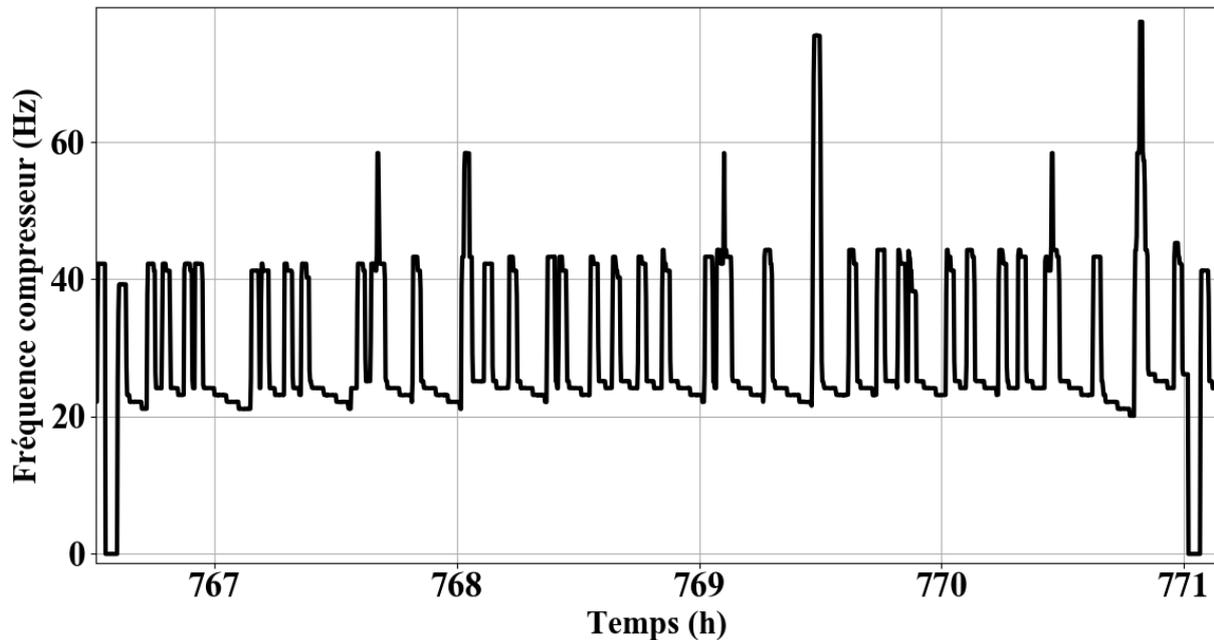


Figure 2.15 : Fréquence compresseur sur une séquence sans arrêt compresseur (MCbc)

Dans ce cas, même si le temps de fonctionnement est important, le compresseur ne stabilise pas sa vitesse de rotation. Elle reste relativement faible, inférieure à sa vitesse nominale, mais ses variations sont fréquentes et assez importantes. Celles-ci pourraient avoir un impact négatif sur la précision du calcul de la méthode du bilan d'énergie présentée au chapitre 1.

Observations pour la PAC bi-split à Châtillon

Sur le suivi à Châtillon les arrêts du compresseur sont les plus fréquents. Le nombre moyen de démarrages du compresseur est d'environ 8,9 par heure, ce qui représente un arrêt compresseur toutes les 6 à 7 minutes en moyenne. Quelques arrêts ont pu être volontairement provoqués par l'utilisateur au cours de la période de suivi, mais ceux-ci sont extrêmement minoritaires. Aucun cycle de dégivrage n'a été observé durant ce suivi. Une seule phase longue de fonctionnement a eu lieu, d'une durée d'un peu plus de 2 h.

La figure 2.16 montre le temps de fonctionnement de la machine en fonction de la température extérieure. Chaque point représente une phase de fonctionnement ininterrompue de la machine.

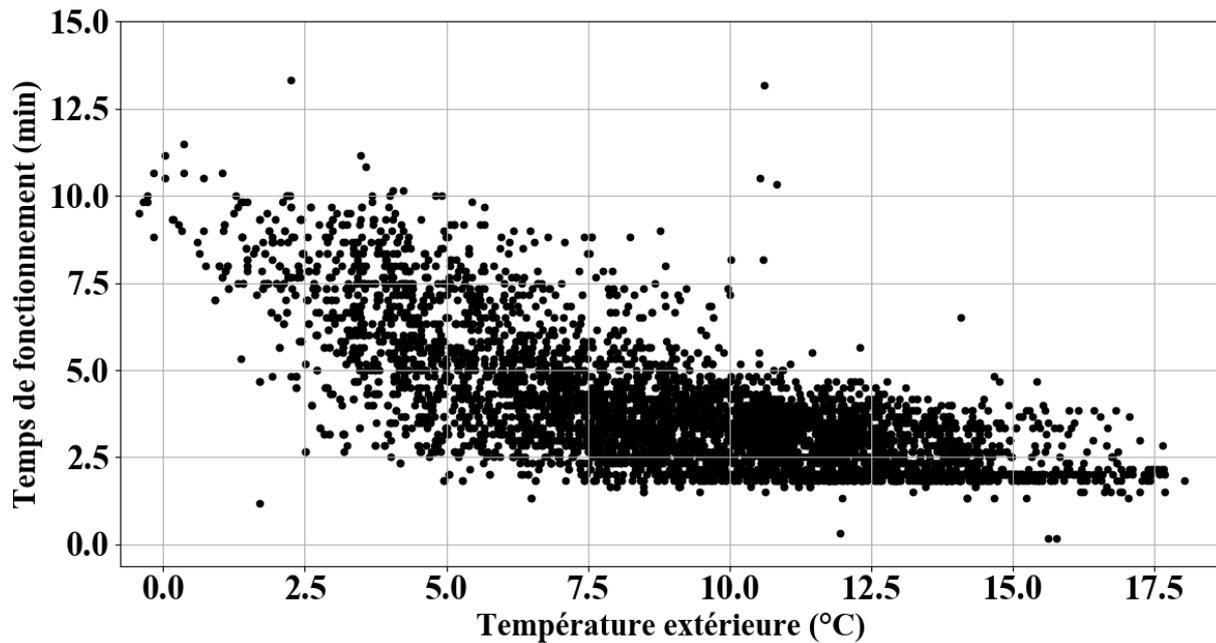


Figure 2.16 : Temps de fonctionnement en fonction de la température extérieure (Châtillon)

On voit que celui-ci ne dépasse que très rarement 10 minutes, ce qui paraît très peu et surtout insuffisant pour pouvoir atteindre un régime pseudo-stationnaire. En cumulé, la PAC ne fonctionne qu'environ 57 % du temps sur toute la durée d'acquisition. Les temps de fonctionnement les plus longs correspondent aux températures extérieures les plus faibles, soit aux déperditions du bâtiment les plus importantes. Ainsi, cette fréquence élevée d'arrêts du compresseur semble bien être liée à la modulation de la puissance calorifique car quand les déperditions augmentent, le temps de fonctionnement s'allonge. Lorsque la température extérieure est un peu plus importante, à part pour quelques points singuliers, il semble qu'un temps de fonctionnement minimum d'environ 2 minutes soit imposé par la régulation. Cependant, le fait que même pour des températures inférieures à 5 °C le temps de fonctionnement est la plupart du temps inférieur à 10 minutes ne correspond pas à la régulation attendue pour une PAC à vitesse variable.

La pompe à chaleur semble fonctionner quasiment comme une pompe à chaleur à vitesse fixe. La figure 2.17 montre la fréquence du compresseur sur un échantillon d'une heure d'acquisition.

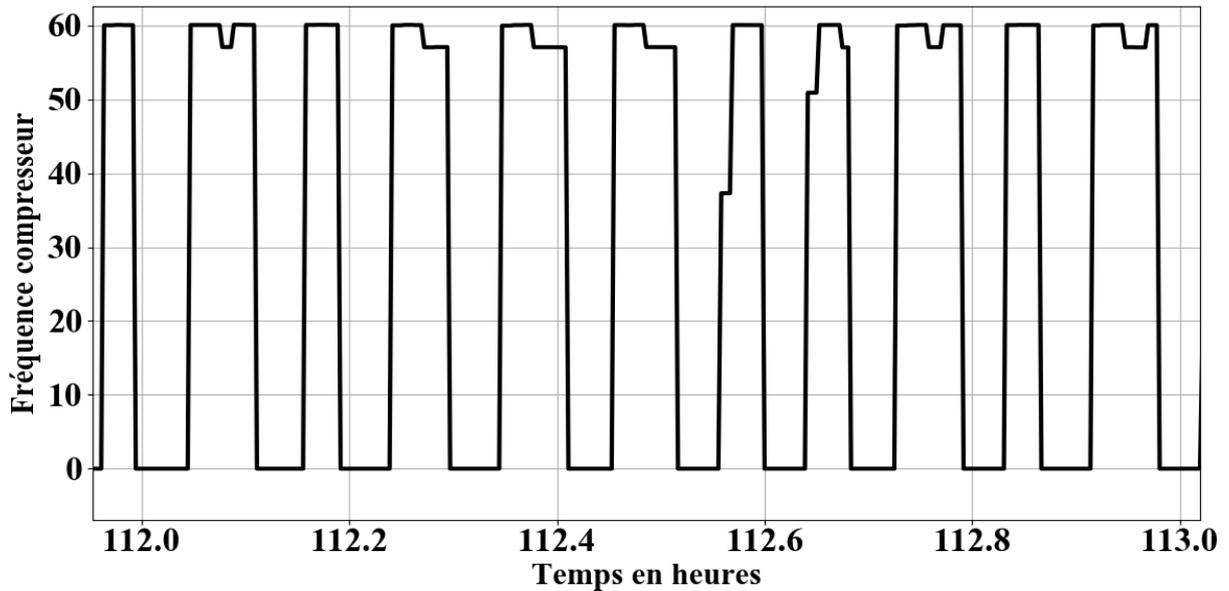


Figure 2.17 : Fréquence compresseur observée sur une durée d'une heure (Châtillon)

Le compresseur est pourtant techniquement capable de réduire sa vitesse de rotation en dessous de 30 Hz, mais il semble plutôt suivre un protocole de démarrage à une fréquence de 60 Hz, puis s'arrête avant d'avoir eu le temps de moduler sa puissance. Même si ce fonctionnement peut paraître anormal, la pompe à chaleur ne présente aucune défaillance de fonctionnement et assure correctement les besoins de chauffage.

La figure 2.18 montre la fréquence compresseur de la PAC à Châtillon sur la séquence de fonctionnement continu de plus de 2 h.

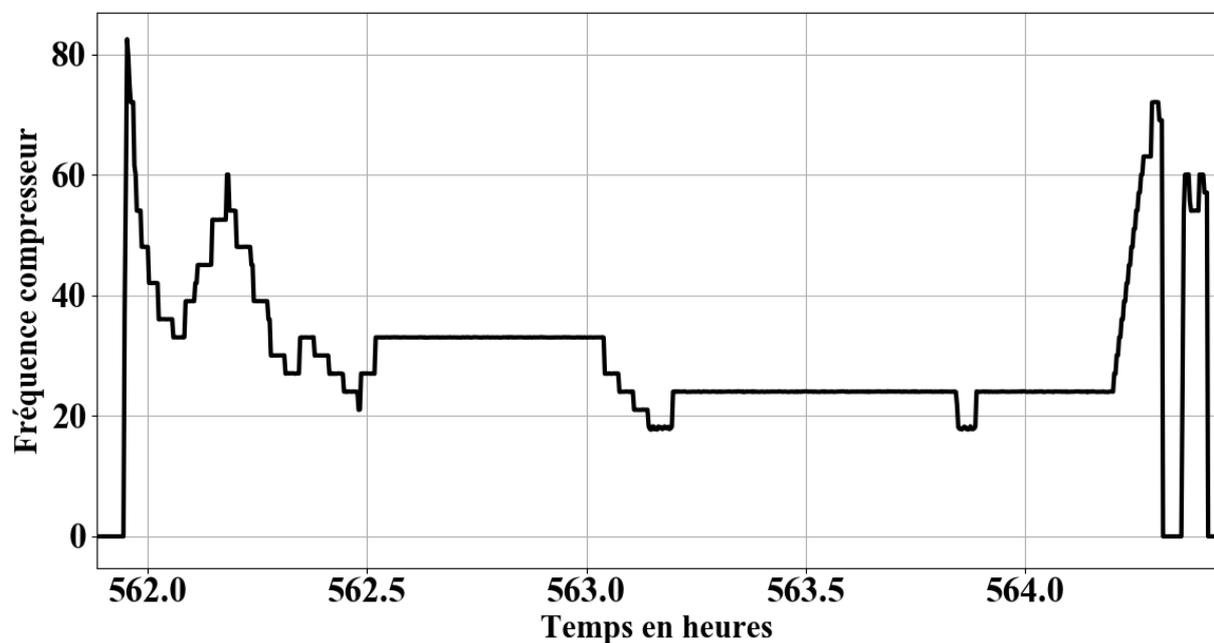


Figure 2.18 : Fréquence compresseur observée sur une période sans arrêt compresseur (Châtillon)

Dans ce cas, la fréquence du compresseur semble bien s'adapter aux faibles déperditions en réduisant sa vitesse de rotation jusqu'à 25 Hz.

Synthèse des observations de modulation de la puissance thermique

Le tableau 2.3 résume les observations générales concernant la fréquence des démarrages de ces PAC

	MME	MCbc	Châtillon
Part du temps en fonctionnement	92 %	80 %	57 %
Nombre total de démarrages	1078	5061	5346
Nombre de cycles de dégivrage	39	122	0
Durée moyenne de fonctionnement	39 min	11 min	4 min
Taux horaire moyen de démarrages	1,4 dem/h	4,2 dem/h	8,8 dem/h

Tableau 2.3 : Observations générales sur la fréquence de fonctionnement des PAC suivies

En conclusion, même si les fonctionnements des différentes PAC suivent des principes généraux communs, la fréquence des phases transitoires varie significativement d'une installation à l'autre. Plusieurs éléments peuvent expliquer le fonctionnement majoritairement discontinu :

- Pour la PAC bi-split lors d'un démarrage, le compresseur semble suivre un protocole spécifique qui l'oblige à fonctionner quelques instants à 60 Hz, sa vitesse nominale (voir figure 2.17).
- D'autre part, vu les surfaces couvertes et la bonne isolation des maisons (2.1.1), les PAC de la MME et de la MCbc sont sans doute surdimensionnées.
- Enfin, pour les trois sites, les températures extérieures sont relativement douces tout au long des périodes suivies, et les machines fonctionnent forcément en conditions de charge partielle. Il aurait été intéressant d'observer le fonctionnement de ces PAC avec des températures extérieures plus faibles.

La combinaison de ces trois facteurs fait que le temps de fonctionnement ininterrompu est en moyenne très faible et que la consigne de température est parfois atteinte avant même la fin du protocole de démarrage pour la PAC bi-split à Châtillon. Dans le pire des cas, comme sur la figure 2.17, la PAC fonctionne quasiment comme une PAC à vitesse fixe à 60 Hz, en logique On/Off. Le dimensionnement de la PAC à Châtillon est a priori correcte à -7 °C, c'est donc sans doute principalement le dernier point qui rentre en compte. En effet, si les besoins thermiques sont estimés à environ 3,1 kW à -7 °C (2.1.1), on peut estimer que les besoins à 7 °C sont d'environ 1,3 kW à 9 °C, qui est la température moyenne durant ce suivi. Or, la puissance nominale de la PAC à cette température est supérieure à 4 kW, ce qui fait qu'elle ne devrait fonctionner qu'à environ 30 % de sa puissance nominale en moyenne pour ne pas avoir à s'arrêter.

Enfin, pour des raisons de confort acoustique ou du ressenti du souffle d'air, l'utilisateur réduit parfois la vitesse du ventilateur intérieur, ou bien fixe l'orientation du volet vers le bas, ce qui empêche une bonne homogénéité de température dans la pièce concernée et crée une zone chaude autour de l'unité intérieure. Dans un tel cas, la consigne de température est rapidement atteinte au niveau de l'unité. L'utilisateur de la PAC située à Châtillon a effectivement souligné que même si en moyenne la température de consigne est atteinte dans la pièce, l'homogénéité de cette température n'est pas assurée dans le volume chauffé.

Remarques sur le dimensionnement des PAC air/air

Le surdimensionnement des PACs air/air peut parfois s'expliquer par le fait que le choix du modèle de PAC est souvent fixé par le nombre d'unités intérieures nécessaires. Par exemple, pour la Maison Connectée bas carbone, le premier élément du cahier des charges lors du choix de la machine était de disposer de 4 unités intérieures, une pour chaque pièce. Une unité extérieure d'une puissance de 10,4 kW pouvant accepter jusqu'à 5 unités intérieures a été choisie, alors que cette maison a été construite selon la RT 2012 et possède donc de très faibles besoins de chauffage. La PAC mono-split de la MME n'est utilisée que pour chauffer un petit volume. Seule une façade de cette pièce donne sur l'extérieur et la plupart du temps le chauffage dans les autres pièces (y-compris celle située au-dessus) est assuré par un autre système. Vu le dimensionnement du convecteur électrique qui y est installé (750 W), la PAC est largement surdimensionnée (la puissance nominale de l'unité intérieure est de 2 kW). Cependant, il n'existe pas de PAC mono-split d'une puissance de chauffage nominale inférieure à 2 kW, ce qui limite la possibilité de dimensionner correctement l'installation dans ce cas.

Quoi qu'il en soit, le constat de l'occurrence élevée des phases de démarrage confirme la nécessité de compléter la méthode du bilan d'énergie pour traiter à part entière ces phases de fonctionnement.

2.2.5. Séquences de dégivrage

La validation en laboratoire de la méthode du bilan d'énergie a également mis en évidence la problématique des phases de dégivrage. Leur identification et leur fréquence sont donc importantes.

Pour le suivi à la MME, lorsque la température d'air extérieure est comprise entre 0 et 2,5 °C, on observe une succession de cycles de dégivrage, qui sont facilement identifiables par l'inversion des températures d'évaporation et de condensation (figure 2.19). On note une dérive d'abord lente, puis de plus en plus rapide de la température d'évaporation dans les périodes d'accumulation du givre.

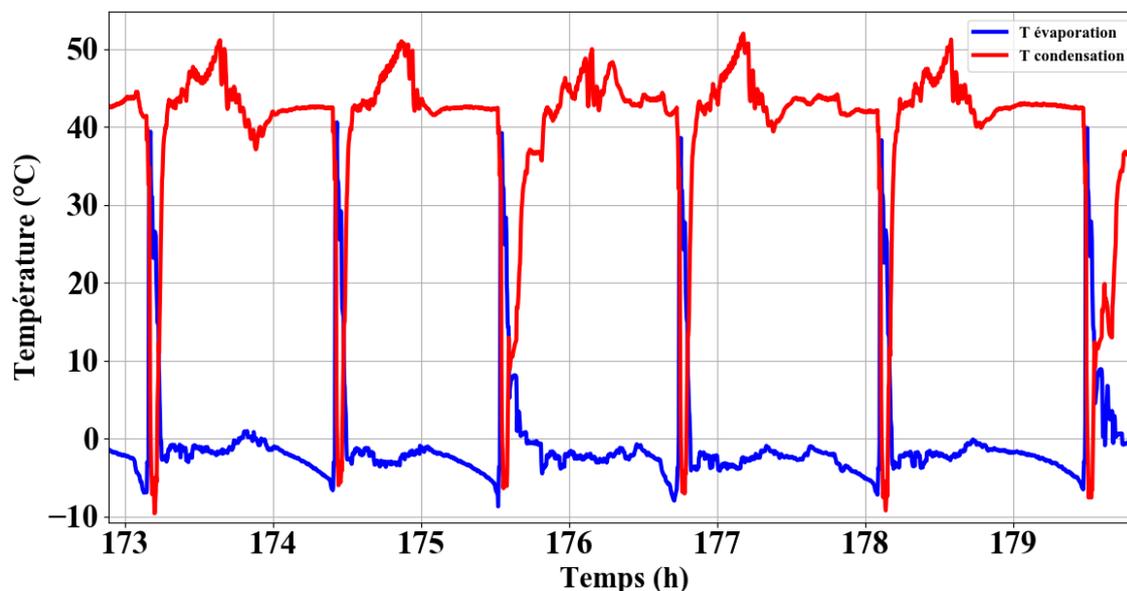


Figure 2.19 : Températures d'évaporation et de condensation lorsque la température extérieure est proche de 0 °C (MME)

Le temps écoulé entre deux cycles de dégivrage est de 66 minutes au minimum mais peu régulier. Le dégivrage n'est donc pas horodaté mais plutôt déclenché sur la base de l'évolution d'un ou plusieurs paramètres.

Certaines séquences similaires se produisent à la MCbc, dans les mêmes conditions de température extérieure, comme le montre la figure 2.20. La température de condensation est mesurée au niveau de la première unité intérieure.

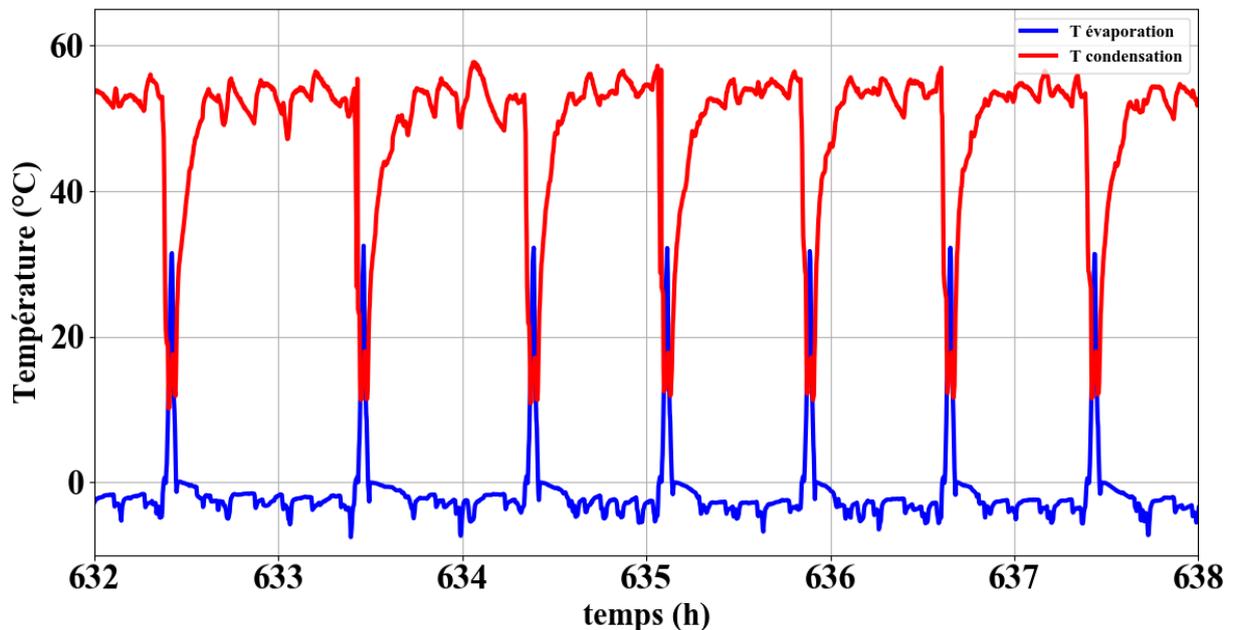


Figure 2.20 : Températures d'évaporation et de condensation avec des cycles de dégivrages successifs (MCbc)

Ces cycles de dégivrage se produisent environ toutes les heures, le temps le plus court entre deux cycles est d'environ 45 minutes. Au total, 122 séquences de dégivrage ont eu lieu sur la totalité de ce suivi.

Pour le suivi de la PAC du site de Châtillon, les températures extérieures étant en moyenne plus douces et les temps de fonctionnement beaucoup plus courts, aucun cycle de dégivrage n'a été observé.

Ainsi, si des températures faibles favorisent théoriquement des temps de fonctionnement plus longs car les déperditions sont plus importantes, lorsque la température extérieure est proche de 0 °C, des cycles de dégivrage se produisent, ce qui augmente la fréquence moyenne des phases transitoires. En ayant des températures extérieures plus faibles, inférieures à - 5°C, on aurait pu observer des phases de fonctionnement plus longues avec moins de séquences de dégivrage. L'air est en effet moins humide à très faible température extérieure, le givre s'accumule moins vite sur les parois de l'évaporateur. Dans ce cas, le dégivrage, s'il est correctement régulé (et non horodaté) est alors moins fréquent.

2.2.6. Observation de l'état du fluide à l'aspiration du compresseur

PAC bi-split fonctionnant au R32 (Châtillon)

Le paramètre le plus immédiat à observer afin de déterminer l'état du fluide à l'aspiration du compresseur est la surchauffe, définie par l'équation 2.1. En régime pseudo-stationnaire en compression classique, elle est généralement comprise entre 5 et 10 K. Lorsque du fluide diphasique est aspiré au compresseur, cet écart est théoriquement nul.

La figure 2.21 donne la surchauffe et la puissance compresseur sur une séquence d'acquisition d'environ 30 minutes, représentative du comportement de la PAC sur l'ensemble du suivi.

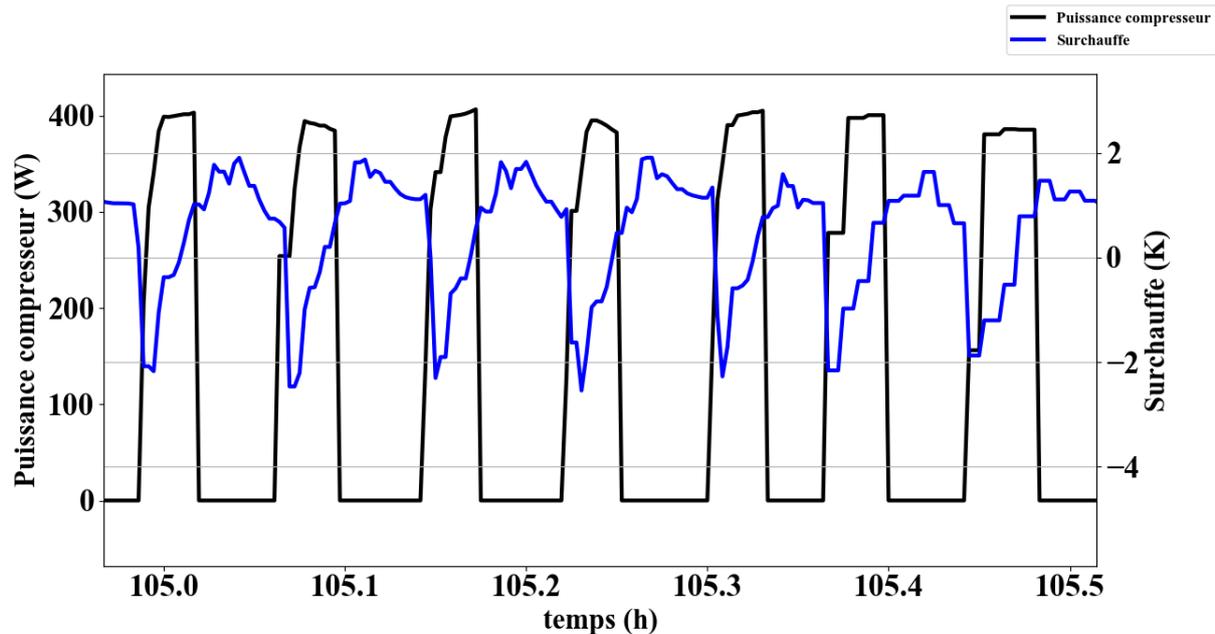


Figure 2.21 : Surchauffe et puissance compresseur sur une séquence d'acquisition (Châtillon)

On peut remarquer que dès que le compresseur se met en marche, la surchauffe mesurée chute autour de -2°C , puis remonte petit à petit. Pendant le fonctionnement, elle reste majoritairement en dessous de 0°C , mais il est difficile de projeter quelle serait la valeur de surchauffe après un certain temps de fonctionnement, lorsqu'un régime pseudo-stationnaire serait atteint.

L'absence de surchauffe signifie que le fluide est en vapeur saturée ou à l'état diphasique en entrée du compresseur. La valeur de surchauffe mesurée est même parfois négative, ce qui peut s'expliquer par la perte de charge dans l'évaporateur et entre l'évaporateur et la zone de mesure de température en amont du compresseur. La chute brutale de la surchauffe au démarrage peut s'expliquer par un effet de « tirage au vide » provoqué par l'accélération brutale du compresseur.

Lorsque la surchauffe est nulle ou négative, on ne peut qu'affirmer que le fluide n'est pas surchauffé. Il est plus difficile de savoir s'il est alors à saturation ou diphasique, et surtout avec quel titre en vapeur. La valeur de surchauffe au refoulement, définie par l'équation 2.2, permet de compléter l'analyse car elle dépend généralement de la valeur du titre en vapeur du fluide diphasique à l'aspiration. Selon les brevets étudiés, cette surchauffe est d'ailleurs un des paramètres de régulation visant à limiter la température de refoulement, comme expliqué en 1.2.1.

La figure 2.22 montre la surchauffe au refoulement et la puissance compresseur sur une autre séquence d'acquisition à Châtillon.

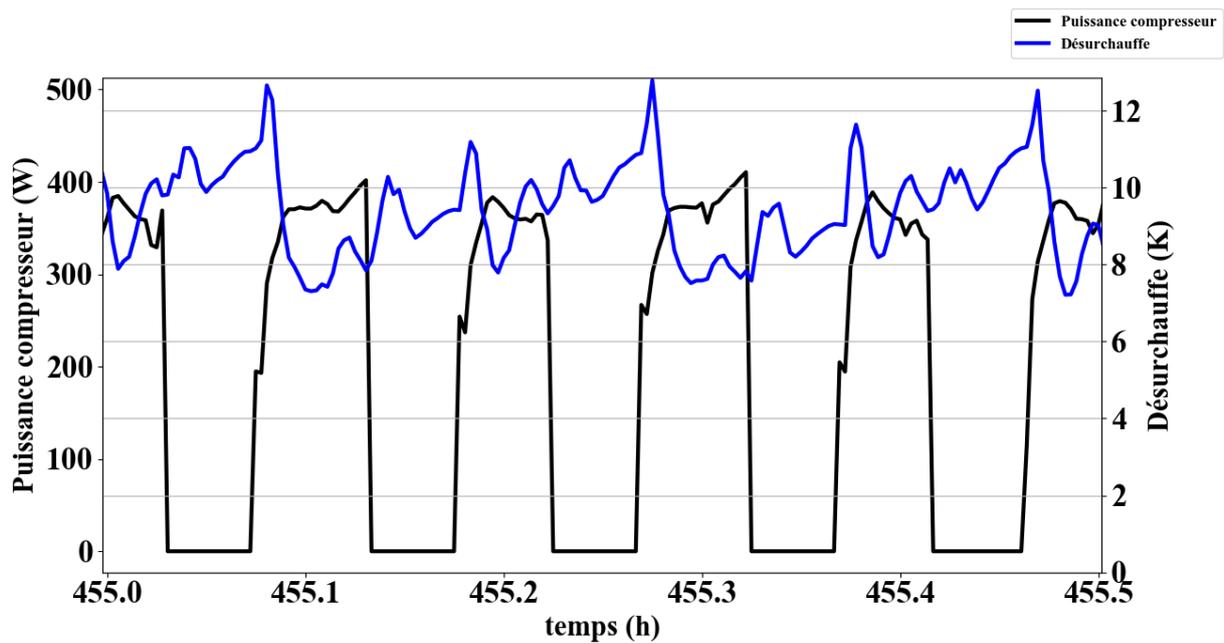


Figure 2.22 : Surchauffe au refoulement (Désurchauffe) et puissance compresseur sur une séquence de fonctionnement discontinu (Châtillon)

La surchauffe au refoulement n'a pas le temps de se stabiliser et reste très faible, comparée aux valeurs rencontrées en régime pseudo-stationnaire en compression classique (de 25 à plus de 40 K pour le R410A, d'après Tran, 2013). Elle diminue même après le démarrage du compresseur. La figure 2.23 montre les températures de refoulement, de condensation et le taux de compression pour la même période.

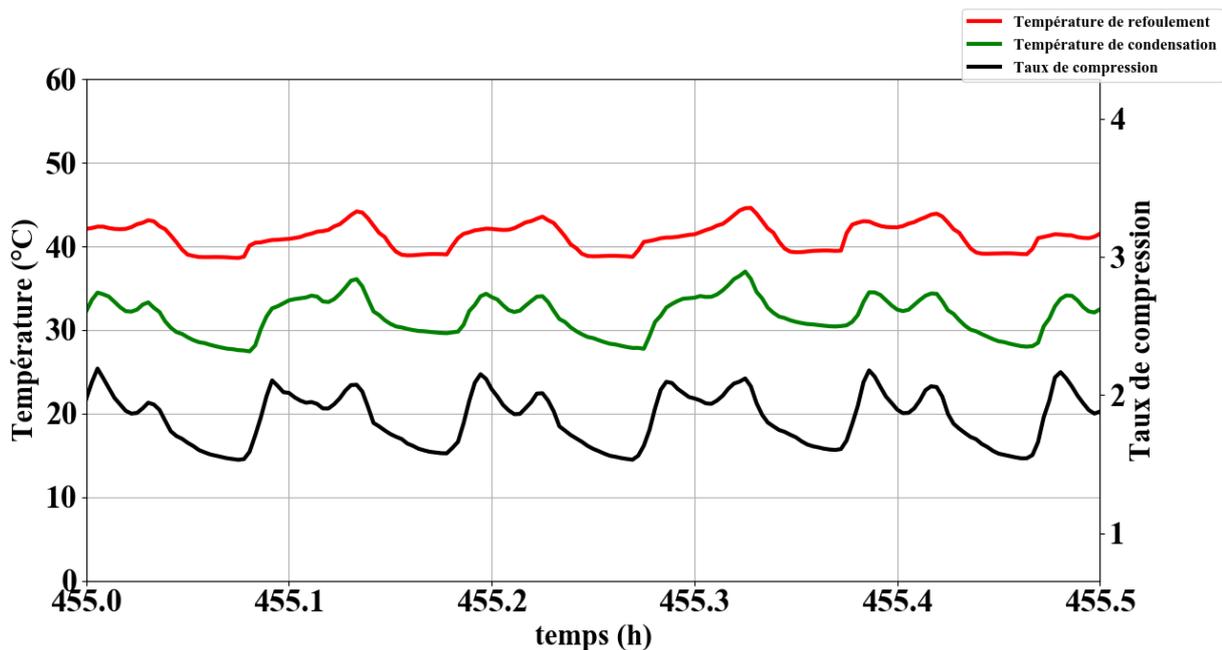


Figure 2.23 : Températures de refoulement et de condensation, et taux de compression (Châtillon)

La température de refoulement est particulièrement faible, mais le taux de compression également. Même avec du fluide R32 surchauffé à l'aspiration du compresseur, ce faible taux de compression ne doit pas entraîner une température de refoulement très élevée. Ainsi, même si une régulation visant à réduire la température de refoulement est implémentée sur cette machine, il n'est pas forcément nécessaire d'avoir une aspiration diphasique dans ces conditions de fonctionnement. La température

de refoulement ne permet pas ici de donner une indication de l'état du fluide en entrée du compresseur.

Pour compléter cette analyse, le ratio isentropique et le rendement global ont été calculés, selon la méthode décrite dans la partie 2.1.1. (équations 2.3 à 2.6), en considérant le fluide à saturation en entrée du compresseur lorsque la mesure de la surchauffe est nulle ou négative. Ces deux indicateurs ne sont pas calculés lorsque le compresseur est à l'arrêt. La figure 2.24 montre le ratio isentropique à saturation, le rendement global à saturation, et la puissance compresseur sur une séquence d'acquisition d'une durée d'une heure.

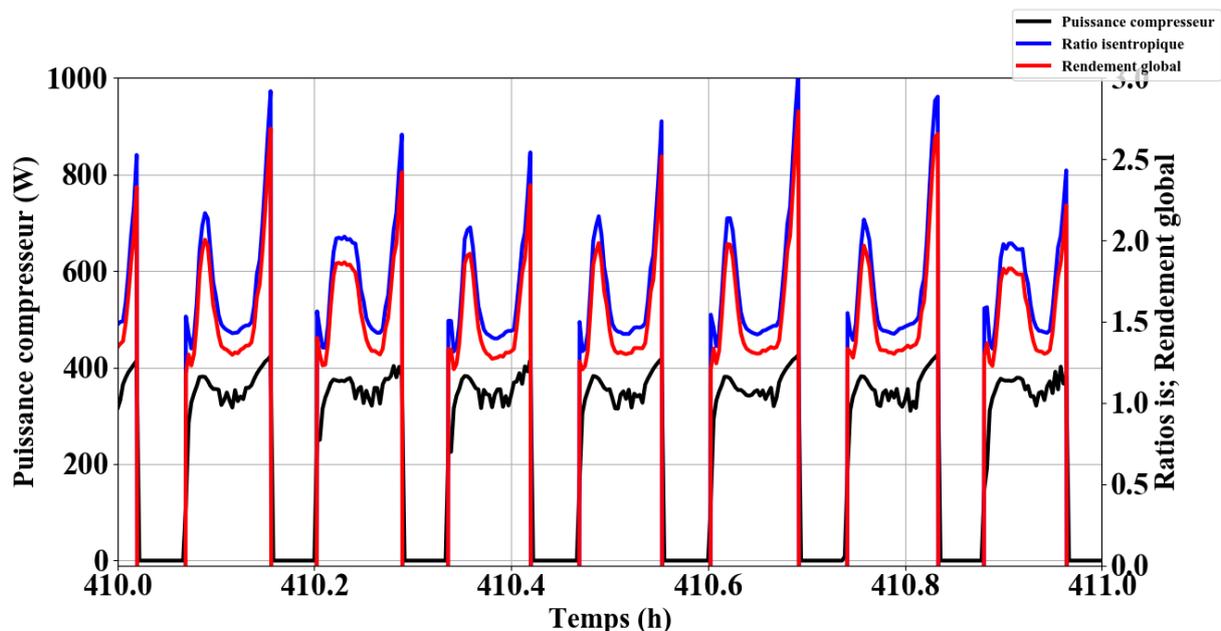


Figure 2.24 : Ratio isentropique, rendement global et puissance compresseur sur une séquence d'acquisition (Châtillon)

Comme le montre la figure 2.24, le rendement global est toujours largement supérieur à 1 et dépasse souvent 1,5. La valeur moyenne du rendement global sur l'ensemble des phases de fonctionnement de la PAC bi-split de Châtillon est de 1,7. Cette valeur est clairement incohérente ce qui prouve que les conditions d'entrée compresseur sont différentes de celles supposées.

L'enthalpie au refoulement du compresseur est calculée via les mesures de températures de refoulement et de condensation, et le fluide est nécessairement sous forme vapeur surchauffée en ce point. La puissance du compresseur est directement mesurée, et les pertes thermiques du compresseur sont estimées selon la méthode de Niznik (2017) à environ 10 % de sa puissance, ce qui semble cohérent. Ces pertes expliquent l'écart entre le ratio isentropique et le rendement global. Ainsi, la seule explication à cette large surestimation du rendement global et du ratio isentropique est que la valeur d'enthalpie est surestimée en entrée du compresseur, car le fluide est en réalité diphasique.

Comme expliqué au chapitre 1, la régulation permettant de réduire la température de refoulement des machines utilisant le R32, peut aboutir à un fluide diphasique à l'aspiration du compresseur, y compris en régime pseudo-stationnaire. Ici, le fait que le fluide soit diphasique en aspiration du compresseur est en partie dû à cette régulation, mais également au fait que les phases de fonctionnement observées sont des phases transitoires. Tran (2013), explique que pendant plusieurs minutes après un démarrage, le fluide est diphasique en entrée du compresseur pour une machine

fonctionnant avec le R410A. C'est donc également le cas pour les machines fonctionnant avec le fluide R32.

Pour savoir si ce mode de fonctionnement est durable, observons alors le fonctionnement de cette PAC au R32 lors d'une séquence de fonctionnement en continu. La figure 2.25 montre la surchauffe sur plus de 2 h d'acquisition sans arrêt du compresseur.

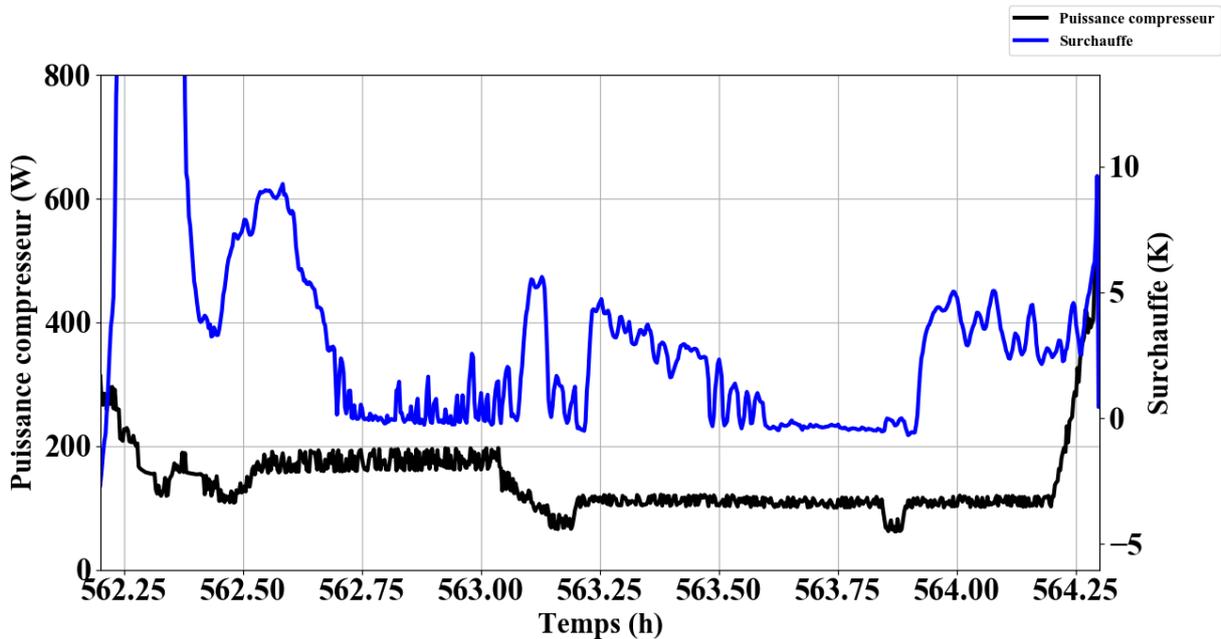


Figure 2.25 : Surchauffe et puissance compresseur sur une séquence d'acquisition sans arrêt du compresseur (Châtillon)

Dans ce cas, la surchauffe mesurée est relativement instable. Lorsqu'elle tend à se stabiliser, elle est légèrement inférieure à 0 K, ce qui signifierait que le fluide n'est pas surchauffé. La figure 2.26 montre la surchauffe au refoulement pour la même séquence d'acquisition.

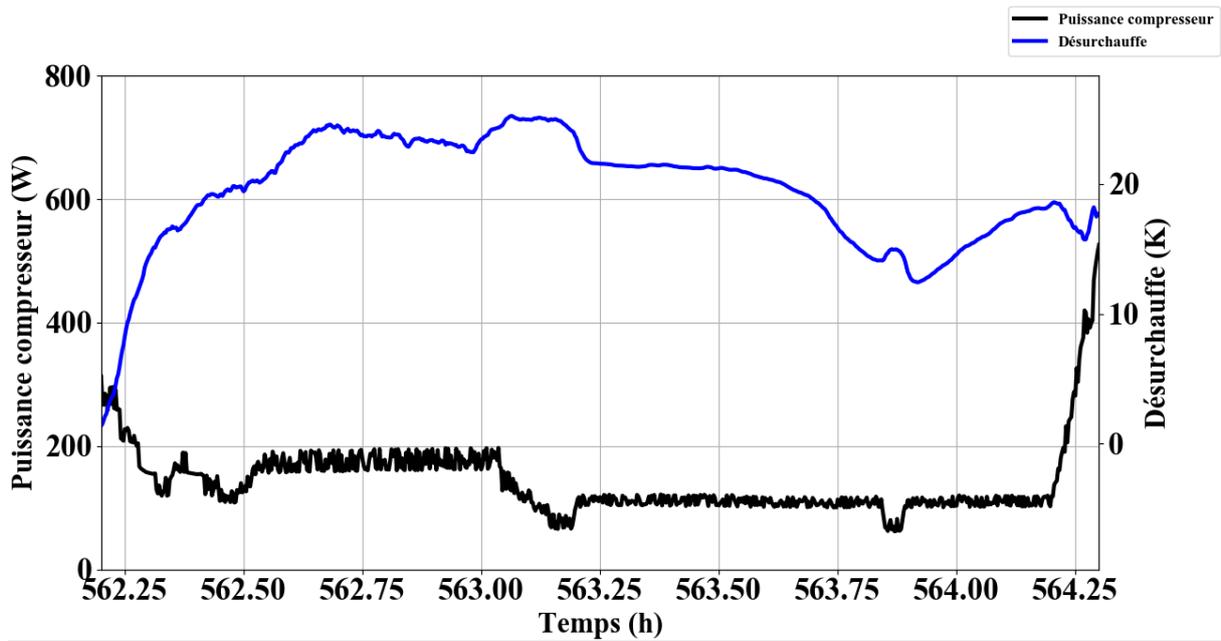


Figure 2.26 : surchauffe au refoulement et puissance compresseur sur une séquence d'acquisition sans arrêt du compresseur (Châtillon)

Celle-ci atteint des valeurs plus importantes que lorsque le fonctionnement est discontinu, mais cette valeur reste relativement faible. La figure 2.27 montre la température de refoulement, la température de condensation et le taux de compression pour la même séquence d'acquisition.

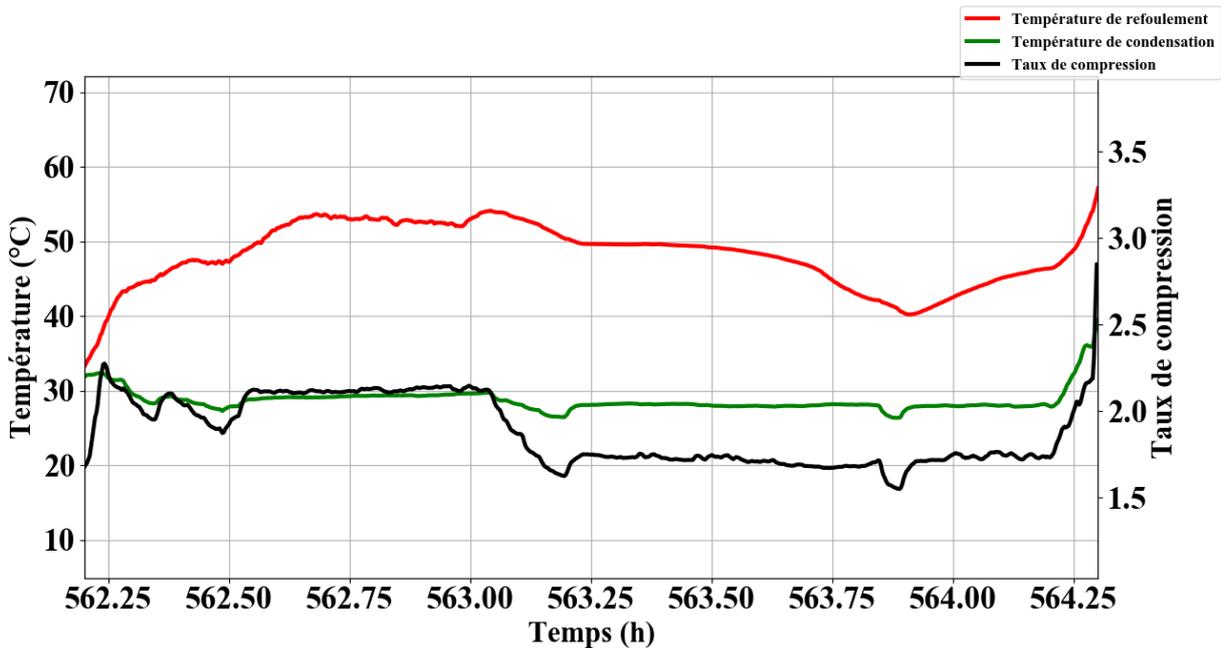


Figure 2.27 : Températures de refoulement et de condensation, et taux de compression (Châtillon)

Malgré un taux de compression encore plus faible, la température de refoulement est plus importante que sur la figure 2.23. Le rendement global calculé à partir du ratio isentropique en considérant le fluide à saturation en entrée compresseur sur cette séquence est représenté sur la figure 2.28.

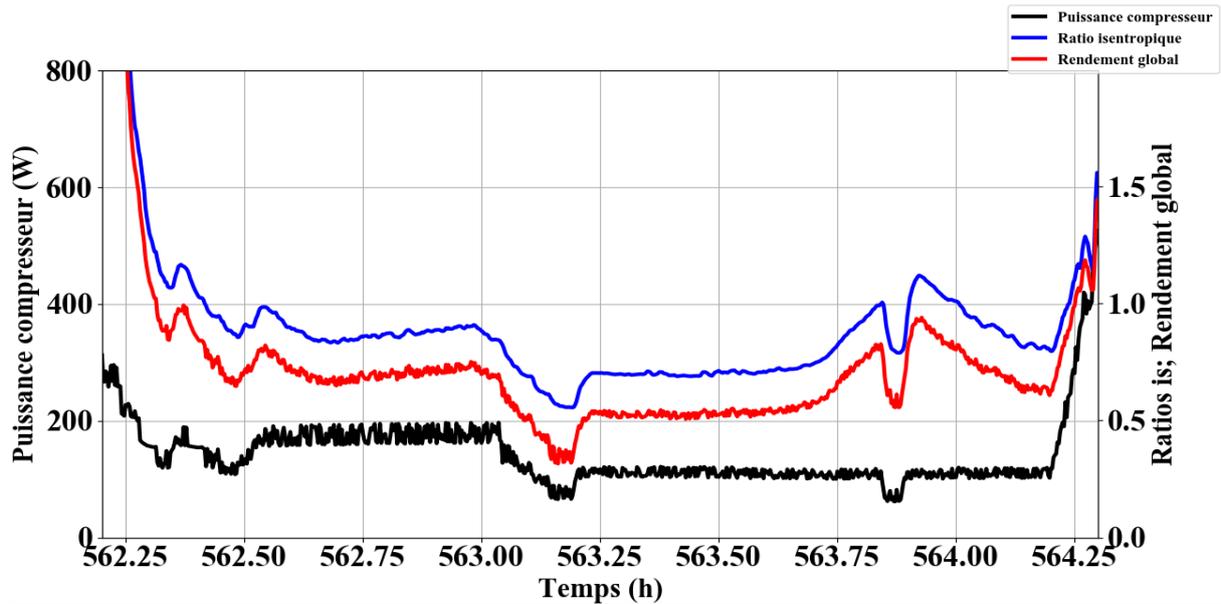


Figure 2.28 : Ratio isentropique, rendement global et puissance compresseur (Châtillon)

Ainsi dans ce cas, la valeur du rendement global est bien plus plausible que lorsque le compresseur s'arrête fréquemment. Elle reste inférieure à 1 lorsque le fonctionnement se stabilise, ce qui veut dire que le fluide peut être à saturation ou légèrement surchauffé sur cette séquence. Compte tenu du faible taux de compression sur cette séquence, la régulation de la température de refoulement n'entraîne pas nécessairement un fluide à l'état diphasique à l'aspiration compresseur. Si on combine ces indicateurs, on voit sur cette séquence, à 563,75 h sur les figures 2.25 à 2.28, que la surchauffe est nulle, la surchauffe et la température au refoulement diminuent tandis que le rendement global à saturation augmente. A cet instant, le fluide est probablement légèrement diphasique. Plus globalement, la figure 2.29 montre le lien entre surchauffe au refoulement et rendement global apparent calculé en considérant le fluide saturé à l'aspiration du compresseur.

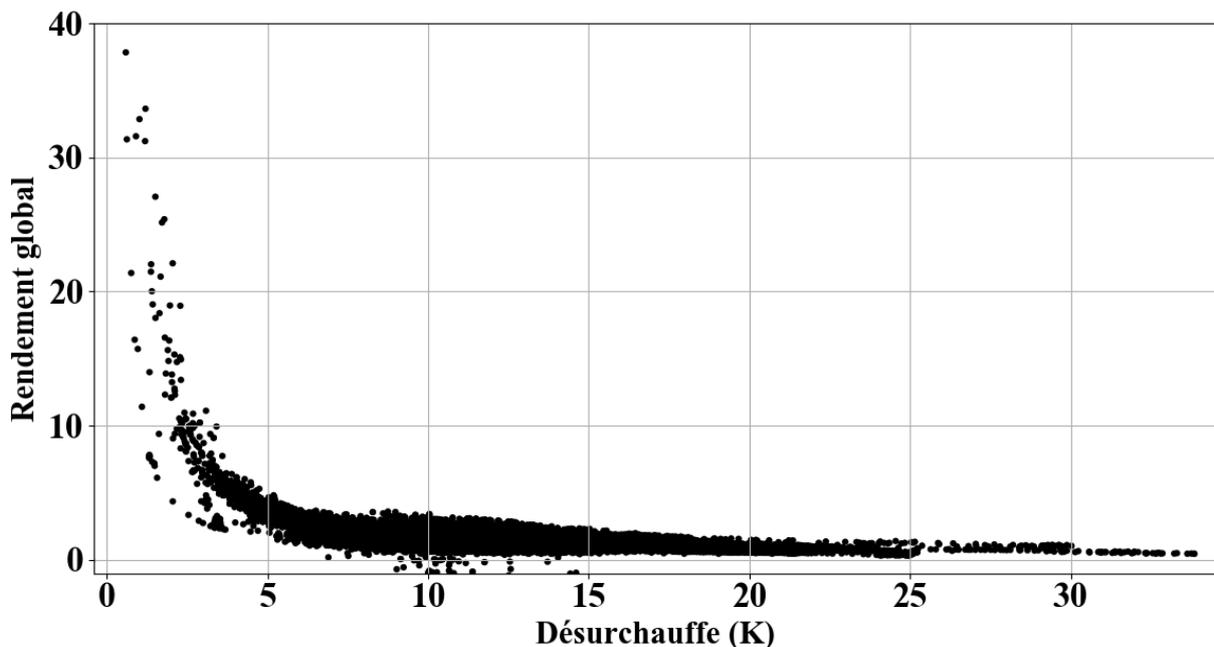


Figure 2.29 : Rendement global à saturation en fonction de la surchauffe au refoulement (Désurchauffe) (Châtillon)

La forme hyperbolique de ce nuage de points montre que plus la surchauffe au refoulement est faible, plus l'enthalpie d'aspiration est surestimée en considérant le fluide à saturation, donc plus le titre en vapeur réel du fluide à l'aspiration du compresseur est faible.

PAC mono-split fonctionnant avec le fluide R410A (MME)

Que ce soit pour éviter d'obtenir des températures de refoulement trop élevées ou en raison de phases transitoires fréquentes, l'aspiration de fluide diphasique au compresseur est donc courante pour les systèmes au R32. Or, il semble que certaines conditions de fonctionnement des systèmes au R410A révèlent une aspiration de fluide diphasique au compresseur. La figure 2.30 montre la surchauffe à l'aspiration, au refoulement et la fréquence compresseur sur une séquence d'acquisition de la PAC de la MME où les arrêts du compresseur sont fréquents.

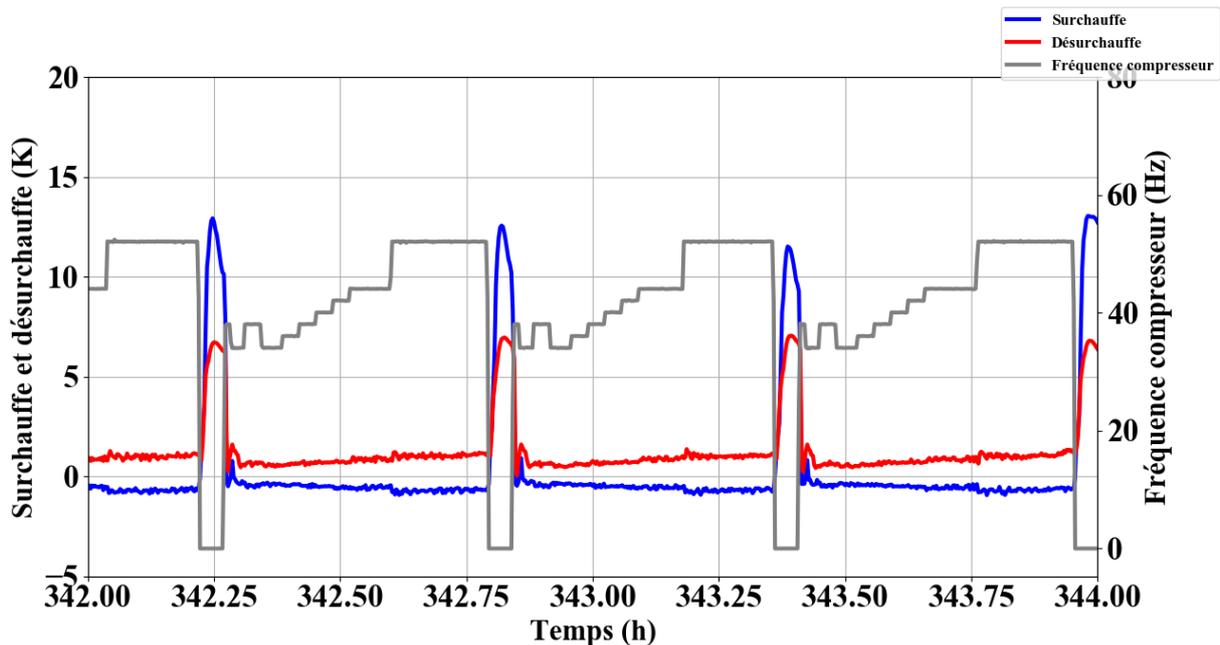


Figure 2.30 : Surchauffe à l'aspiration, au refoulement et fréquence compresseur (MME)

Dès que le compresseur fonctionne, on ne mesure aucune surchauffe à l'aspiration, et celle au refoulement est très faible, inférieure à 5 K. Cela signifie que le fluide est diphasique en entrée du compresseur. Ce phénomène peut en partie s'expliquer par le fait que les phases de fonctionnement sont relativement courtes (environ 30 minutes) et que le régime pseudo-stabilisé n'est peut-être pas atteint. La figure 2.31 montre la température de refoulement, la température de condensation et le taux de compression sur la même séquence.

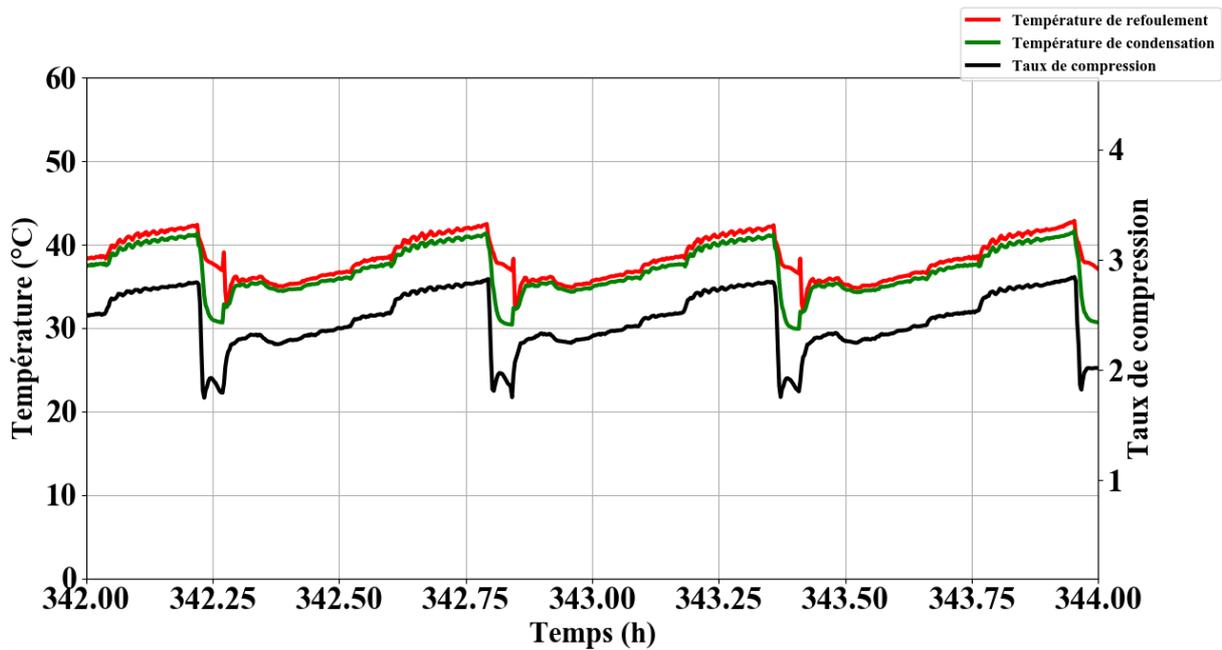


Figure 2.31 : Températures de refoulement et de condensation, taux de compression (MME)

Le taux de compression est relativement faible, compris entre 2 et 3, tout comme la température de refoulement. Comparé à la figure 2.23 pour le suivi à Châtillon, le taux de compression est un peu plus important, et la température de refoulement est un peu plus faible en moyenne. Ceci est dû à la nature du fluide, mais vu la valeur de surchauffe (figure 2.30), peut-être également à une aspiration de fluide diphasique.

Le ratio isentropique et le rendement global apparents ont été calculés selon les équations 2.3 à 2.6, en considérant le fluide saturé en entrée du compresseur (figure 2.32).

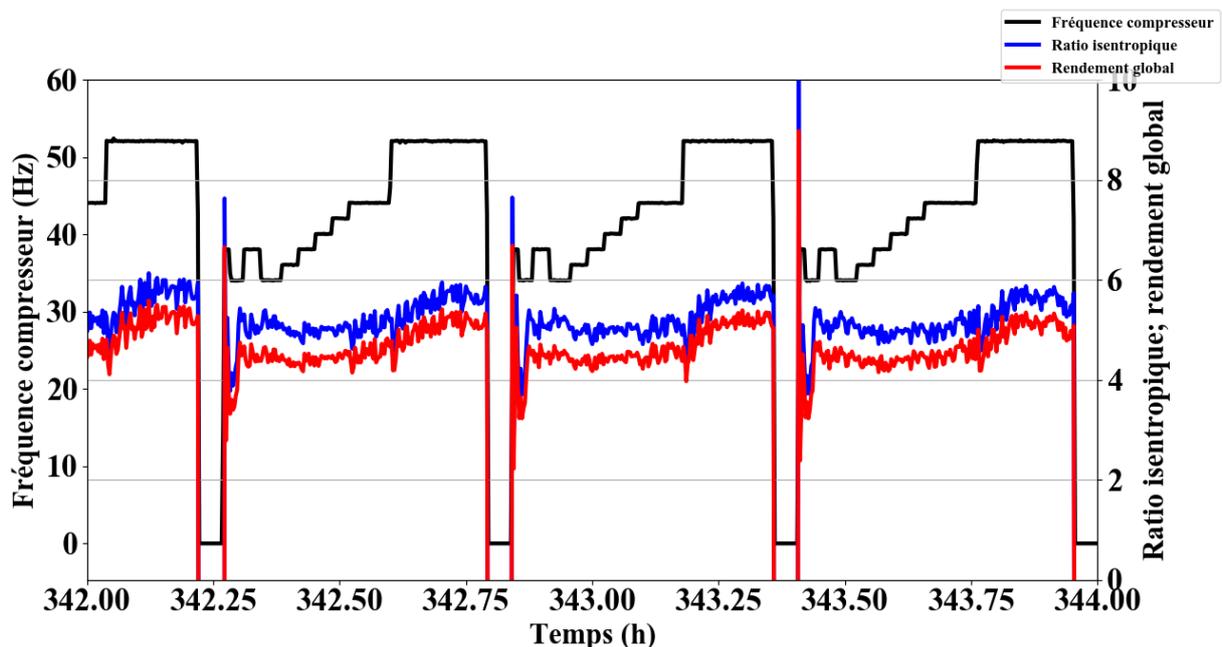


Figure 2.32 : Ratio isentropique, rendement global et puissance compresseur sur une séquence où les arrêts du compresseur sont fréquents (MME)

La valeur de rendement global est ici très largement surestimée. La surchauffe à l'aspiration étant nulle et celle au refoulement étant très faible, l'erreur commise sur le calcul du ratio isentropique et du

rendement global est importante. Tous ces indicateurs confirment que le fluide est diphasique à l'aspiration du compresseur, et son titre en vapeur est probablement assez faible dans ces conditions de fonctionnement.

La figure 2.33 montre ainsi la surchauffe à l'aspiration et au refoulement du compresseur sur la séquence de fonctionnement la plus longue de la PAC de la MME.

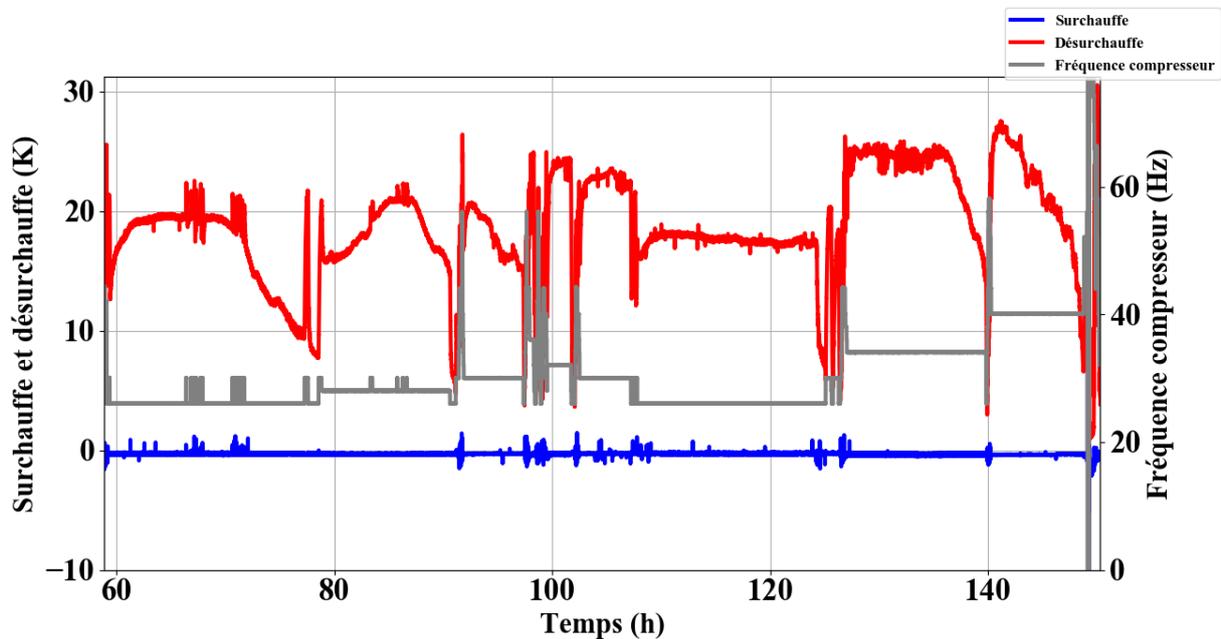


Figure 2.33 : Surchauffe à l'aspiration, au refoulement, et fréquence compresseur (MME)

On observe alors que même en régime pseudo-stationnaire, la surchauffe à l'aspiration reste nulle. Celle au refoulement quant à elle est un peu plus importante lorsque la PAC fonctionne depuis un certain temps, mais elle reste faible.

La figure 2.34 montre la température de refoulement, la température de condensation et le taux de compression pour cette séquence.

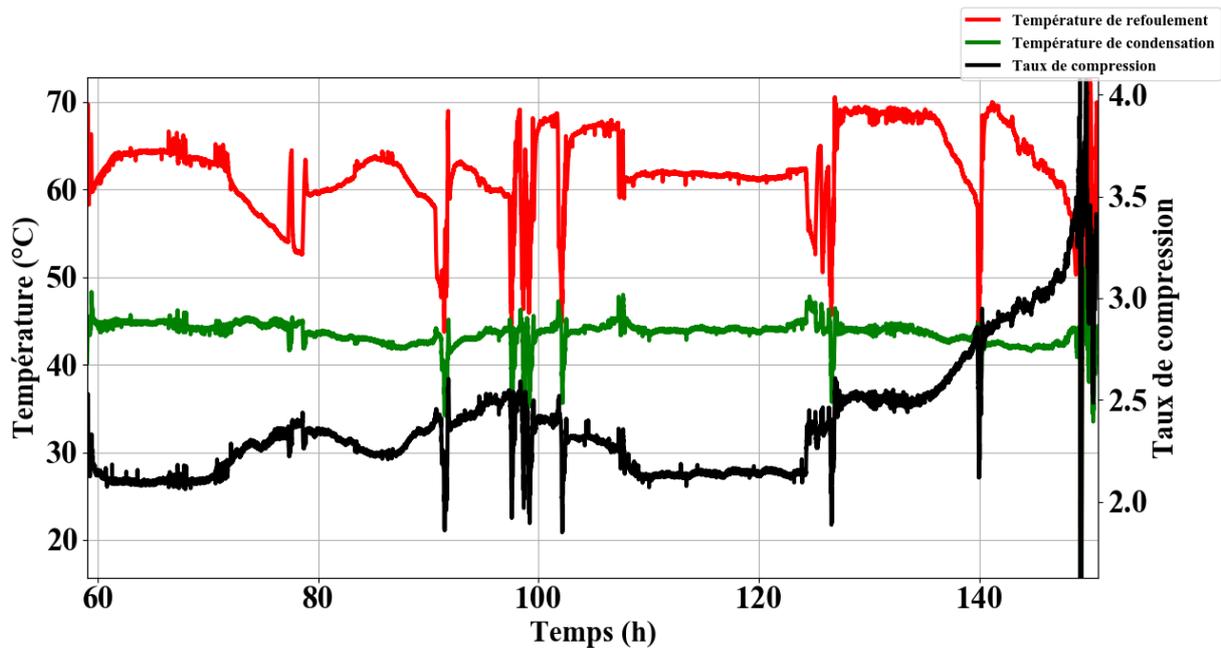


Figure 2.34 : Températures de refoulement et de condensation, taux de compression (MME)

Le taux de compression est assez faible, et la température de refoulement relativement élevée. Ainsi, comparativement à la figure 2.31, si d'après la surchauffe le fluide est diphasique en entrée du compresseur, le titre en vapeur est en revanche lui probablement plus proche de 1.

La figure 2.35 montre le rendement global apparent calculé selon la même méthode, toujours en considérant le fluide à l'état de vapeur saturée à l'aspiration puisque la surchauffe mesurée est nulle.

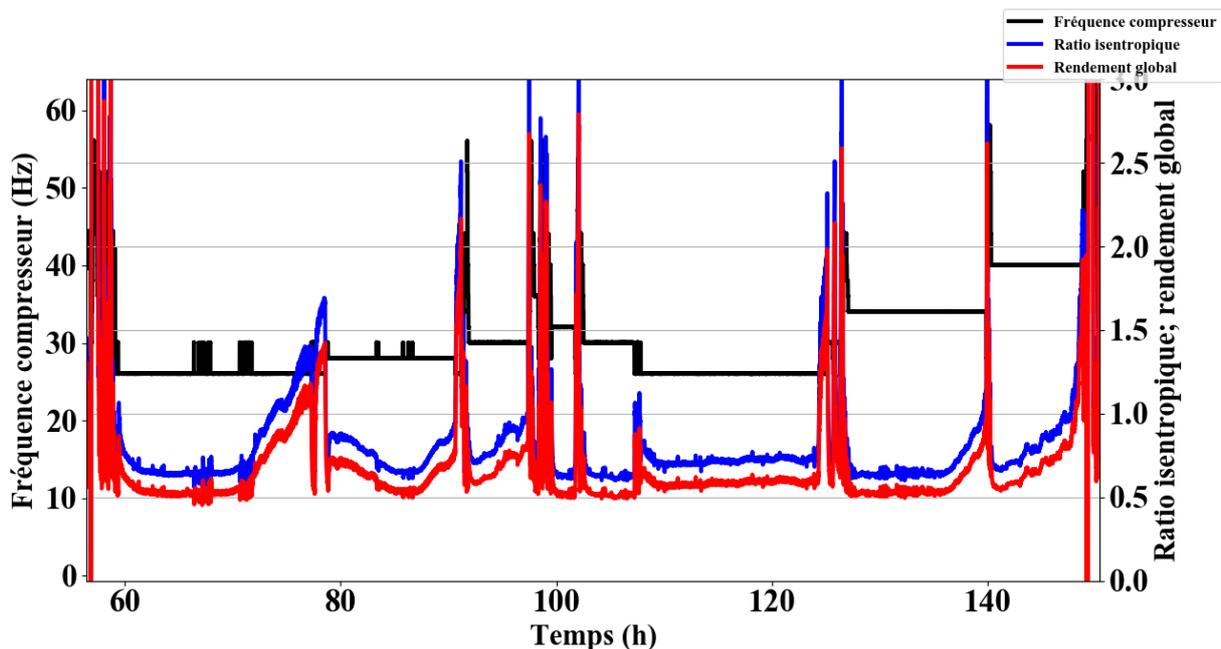


Figure 2.35 : Ratio isentropique, rendement global et puissance compresseur sur une de fonctionnement continu (MME)

Le rendement global est alors la plupart du temps tout à fait réaliste. Même si la surchauffe est nulle, il est alors probable que le fluide soit saturé ou proche de la saturation sur la majeure partie de cette séquence. En revanche, un peu avant 80 heures, et à la fin de la figure 2.35 après 140 heures, il y a une

dérive progressive du rendement global vers 1 voire au-delà qui signifie que le titre en vapeur diminue à ces moments.

La figure 2.36 montre le rendement global en fonction de la surchauffe au refoulement (désurchauffe).

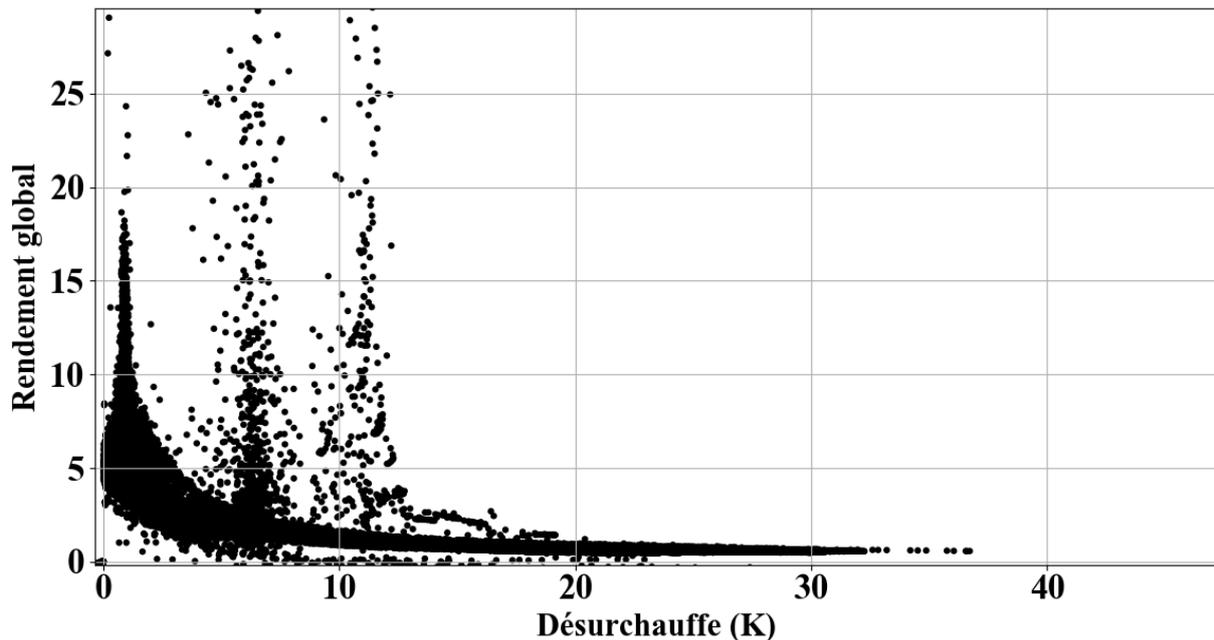


Figure 2.36 : Ratio isentropique en fonction de la surchauffe au refoulement (Désurchauffe) (MME)

La plupart des points forme une hyperbole, tout comme pour la PAC de Châtillon. En considérant le fluide à l'état saturé à l'aspiration dans le calcul, on obtient pour les faibles valeurs de surchauffe au refoulement une surestimation considérable du rendement global.

PAC quadri-split fonctionnant avec le fluide R410A (MCbc)

Pour la PAC à la MCbc avec 4 unités intérieures, les variations de la surchauffe sont très surprenantes. La figure 2.37 montre la température d'évaporation (en bleu clair), la température d'aspiration (en rouge), la température extérieure (en noir) et la fréquence compresseur (en gris).

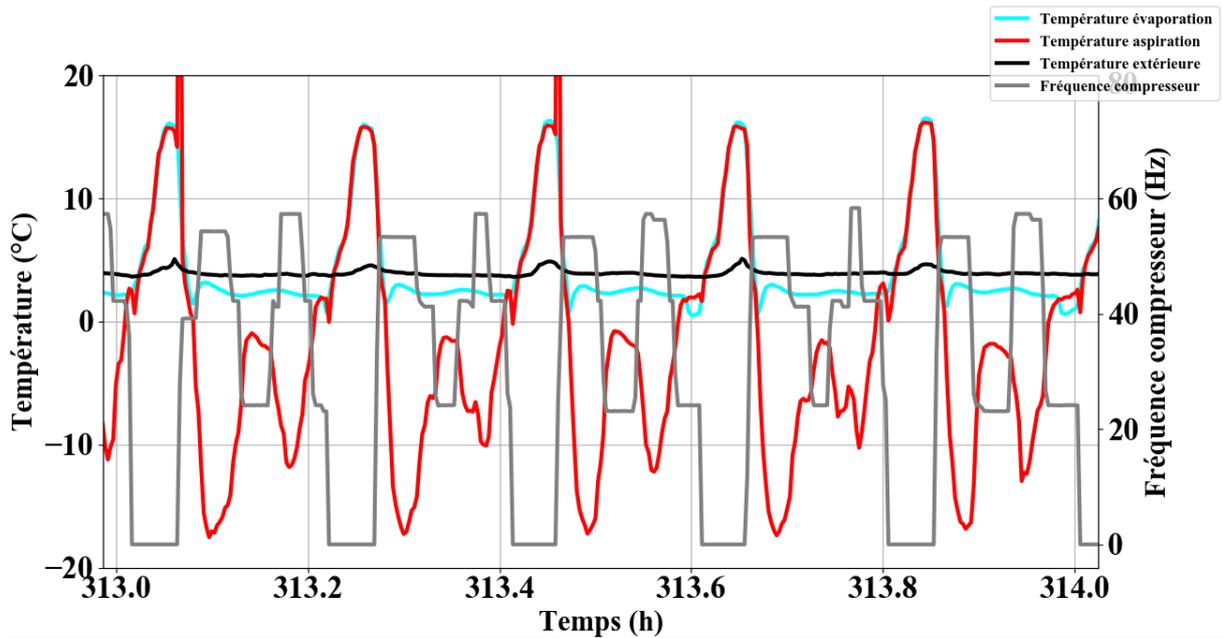


Figure 2.37 : Température d'évaporation et d'aspiration, et fréquence compresseur (MCbc)

Alors que la température d'évaporation est relativement stable, dès que le compresseur se met en marche, la température d'aspiration compresseur chute fortement. La valeur de surchauffe mesurée est donc significativement négative, ce qui semble impossible à expliquer par les simples pertes de charge en sortie d'évaporateur. Il est logique que la température d'aspiration diminue lorsque le compresseur accélère, mais ici la variation est très importante. De plus, la température d'évaporation ne semble pas suivre ces variations. Quoiqu'il en soit, à partir de ces mesures, il est difficile de conclure sur l'état du fluide en entrée du compresseur sans explication supplémentaire sur ces valeurs de températures d'aspiration et d'évaporation.

La figure 2.38 représente alors la surchauffe au refoulement (désurchauffe) mesurée pour la première unité intérieure, sur la même séquence d'acquisition.

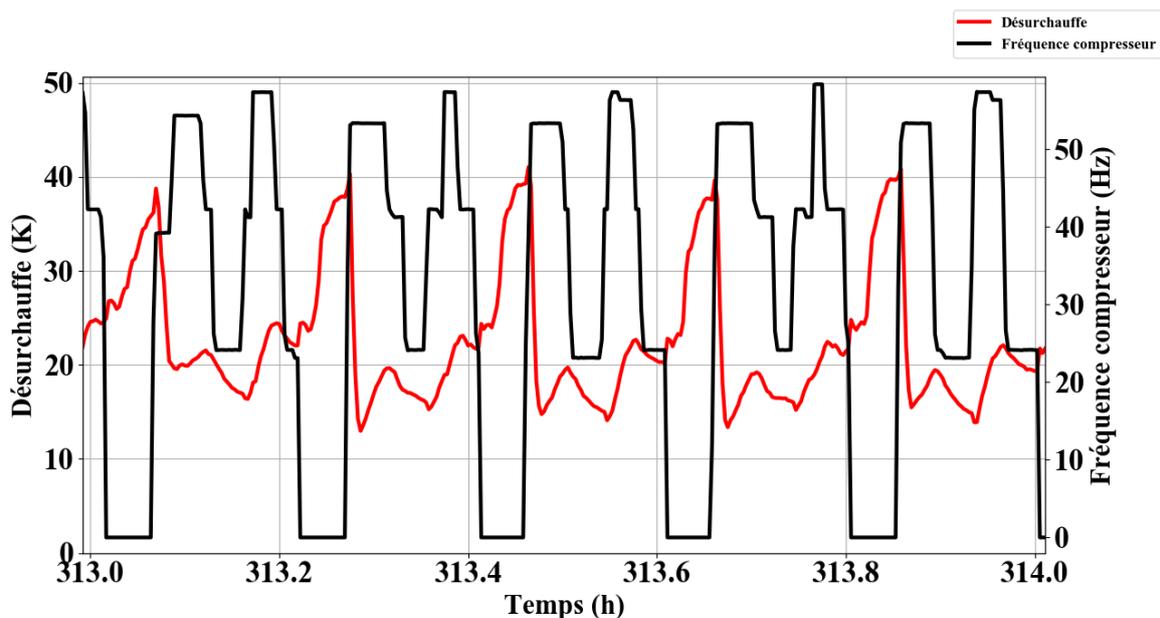


Figure 2.38 : Surchauffe au refoulement (Désurchauffe) et fréquence compresseur (MCbc)

Lorsque le compresseur est en marche, la surchauffe au refoulement semble se stabiliser légèrement en dessous de 20 K. Cette valeur peut paraître faible pour être certain que le fluide soit à saturation ou surchauffé en entrée du compresseur.

La figure 2.39 montre la température de refoulement (en rouge), la température de condensation (en vert) mesurée sur la première unité intérieure et le taux de compression (en noir) sur la même séquence.

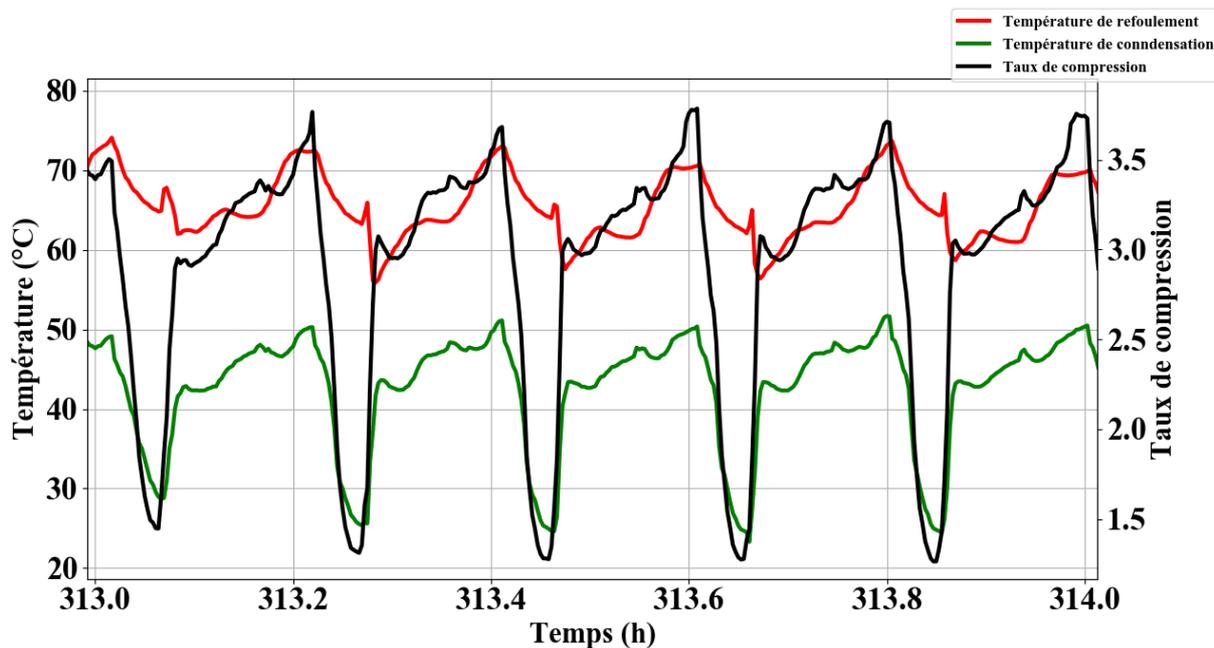


Figure 2.39 : Températures de refoulement et de condensation, et taux de compression (MCbc)

Sur cette séquence, le taux de compression est un peu plus important que sur les séquences choisies pour les figures 2.23 (Châtillon) et 2.31 (MME). La température de refoulement est elle aussi beaucoup plus importante, on ne peut donc pas en conclure qu'il existe une régulation faite pour réduire la température de refoulement sur cette machine.

La figure 2.40 montre le ratio isentropique et le rendement global sur la même séquence d'acquisition.

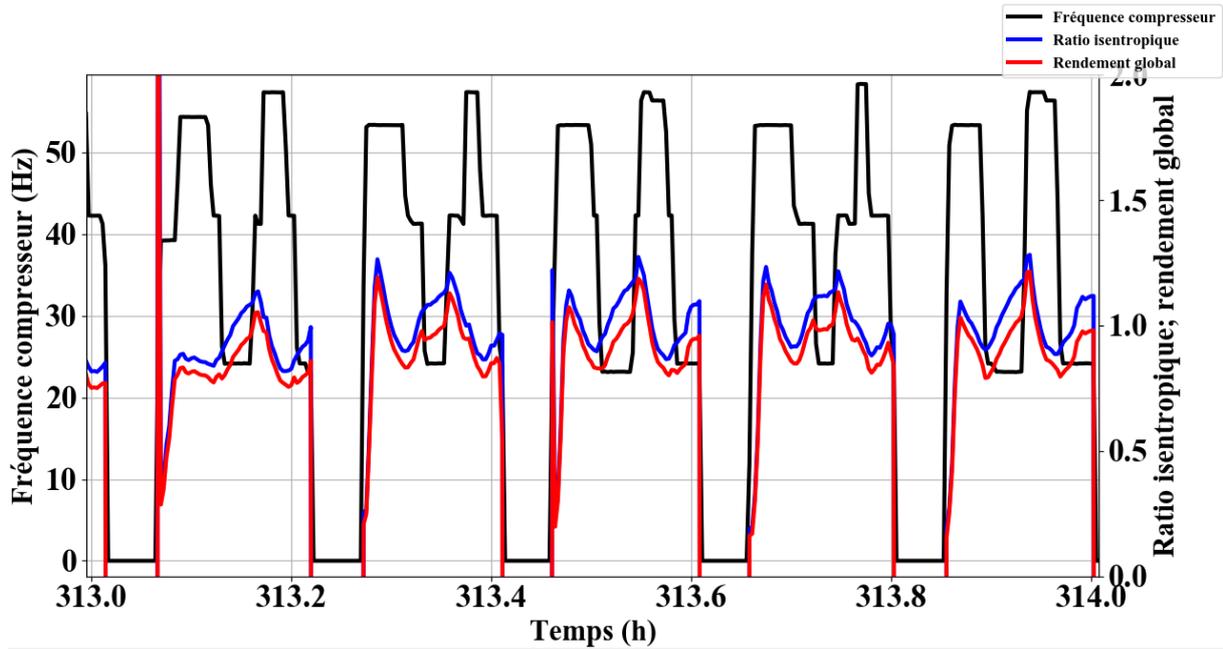


Figure 2.40 : Ratio isentropique, rendement global et puissance compresseur sur une séquence où les arrêts du compresseur sont fréquents (MCbc)

Le rendement global se situe dans l'ensemble autour de 1, l'enthalpie d'aspiration est donc nécessairement surestimée à certains instants (y compris lorsque le rendement global est légèrement inférieur à 1). Le fluide est donc probablement diphasique, mais assez proche de la saturation. La figure 2.41 montre la surchauffe à l'aspiration, au refoulement (désurchauffe), et la fréquence compresseur sur une séquence longue de fonctionnement à la MCbc.

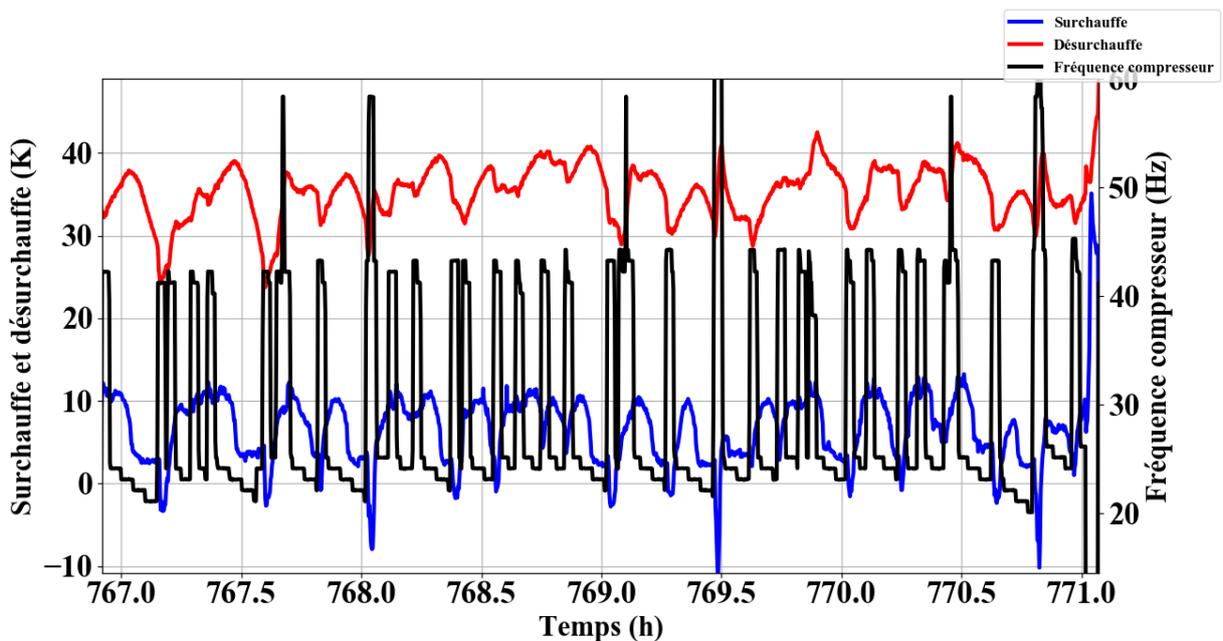


Figure 2.41 : Surchauffe à l'aspiration, au refoulement et fréquence compresseur (MCbc)

Sur cette séquence, la surchauffe à l'aspiration est significative la plupart du temps, même si elle varie de manière importante avec la fréquence de rotation du compresseur. Celle au refoulement est elle aussi relativement élevée, dépassant la plupart du temps 30 K.

La figure 2.42 montre la température de refoulement, la température de condensation et le taux de compression sur la même séquence.

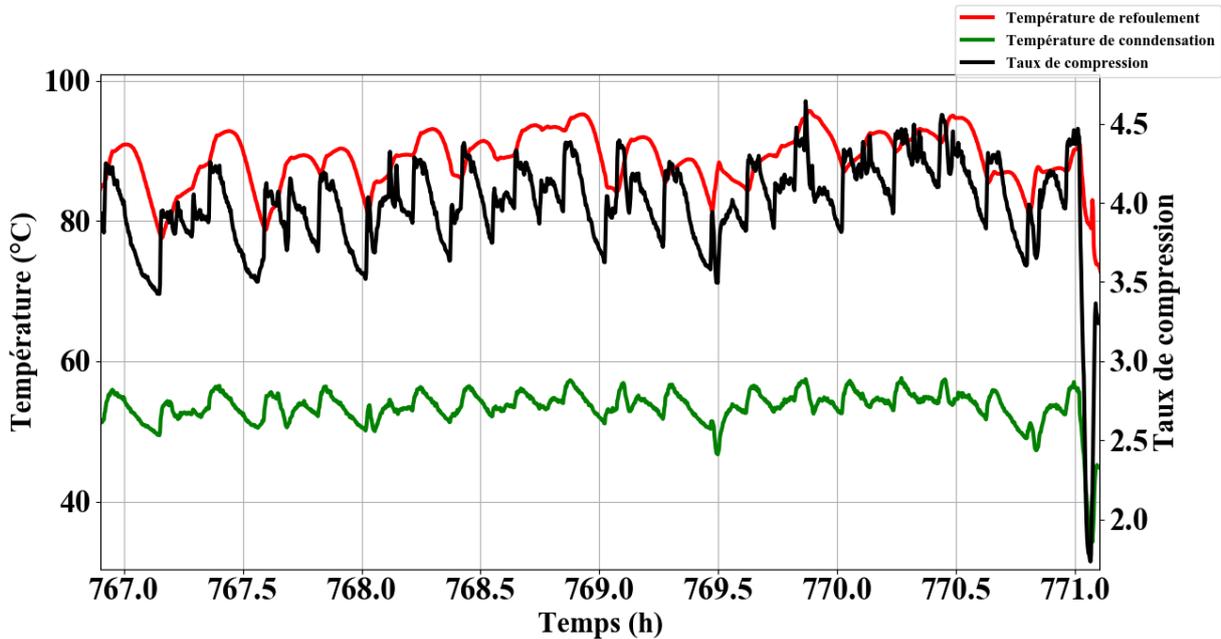


Figure 2.42 : Températures de refoulement et de condensation, et taux de compression sur une séquence sans arrêt du compresseur (MCbc)

Là encore, le taux de compression est assez élevé sur cette séquence, et la température de refoulement également.

La figure 2.43 montre le ratio isentropique et le rendement global, estimés avec l'enthalpie d'aspiration à saturation lorsque la surchauffe à l'aspiration est nulle, sur la même séquence.

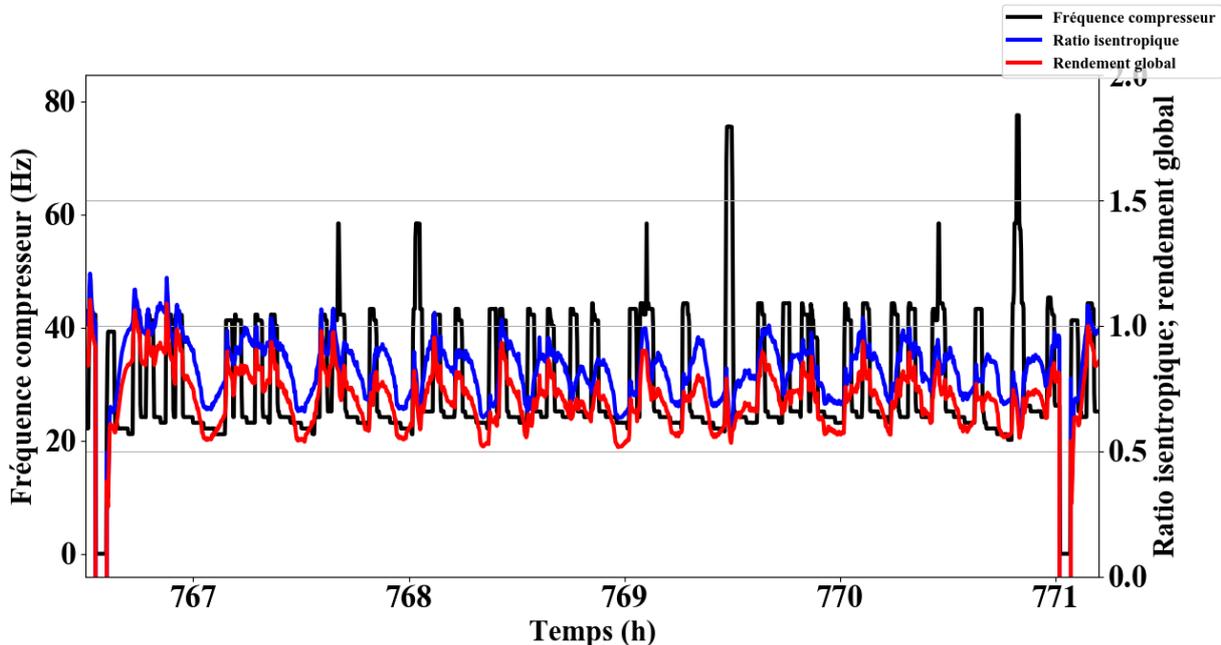


Figure 2.43 : Ratio isentropique, rendement global et puissance compresseur sur une séquence sans arrêt du compresseur (MCbc)

Ici, le rendement global est toujours inférieur à 1. Le fluide est donc la plupart du temps surchauffé, ce qui est cohérent avec la surchauffe mesurée à l'aspiration qui est la plupart du temps

positive (figure 2.39). Cependant, les variations assez fréquentes de la vitesse du compresseur font à la fois varier la surchauffe à l'aspiration et l'évaluation du rendement global qui s'approche ponctuellement de 1, où il est alors légèrement surestimé.

La figure 2.44 montre ce rendement global, en fonction de la surchauffe au refoulement sur ce suivi.

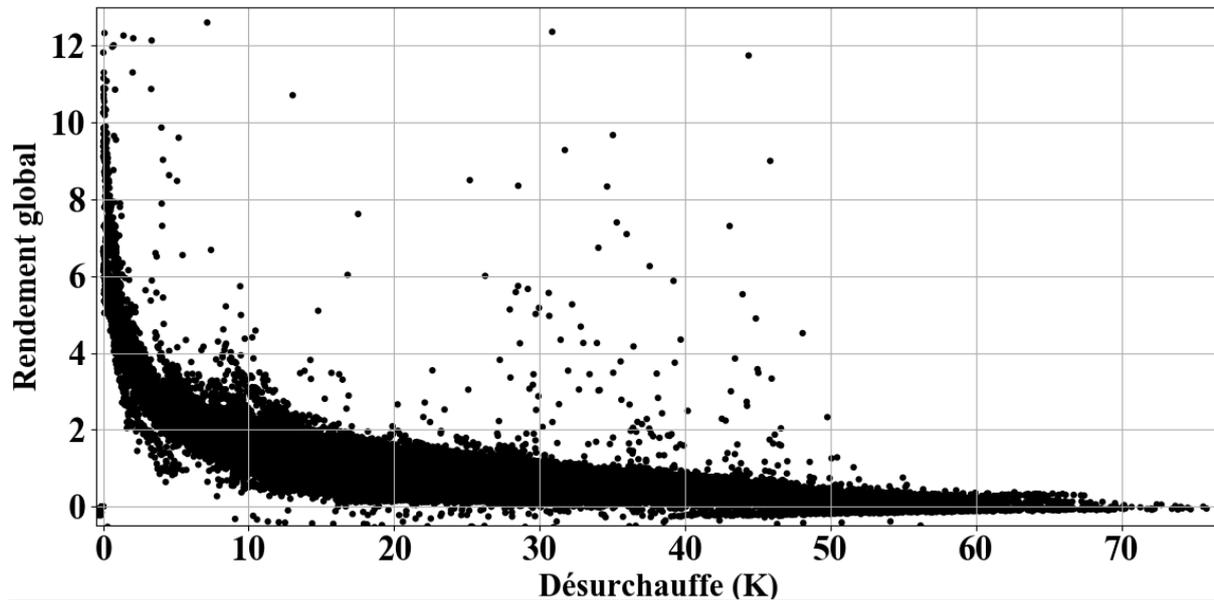


Figure 2.44 : Ratio isentropique en fonction de la surchauffe au refoulement (Désurchauffe) (MCbc)

Là encore, le nuage de point décrit une hyperbole qui montre que l'erreur commise sur le rendement global est bien plus importante lorsque la surchauffe au refoulement est faible, en considérant le fluide à saturation en entrée du compresseur. Le fluide est donc nécessairement diphasique en ce point du cycle dans ces conditions de fonctionnement.

Ainsi, comme attendu, la PAC au R32 fonctionne quasi-systématiquement avec un fluide à l'état diphasique à l'aspiration du compresseur. Ce phénomène est certes dû à la régulation spécifique mise en place pour contrôler la température de refoulement, mais également au caractère transitoire des phases observées (démarrages), pendant lesquelles il est particulièrement marqué. Il semble par ailleurs que certaines phases de fonctionnement dynamiques des PAC au R410A donnent également lieu à une aspiration de fluide diphasique au compresseur. Ces phénomènes sont d'autant moins à négliger que ces phases de démarrage sont fréquentes.

En revanche, pour ces trois suivis, le faible volume de données en régime pseudo-stationnaire, qui ne couvre pas une gamme assez large de conditions de fonctionnement, ne nous permet pas de conclure sur la façon dont sont régulées les machines, notamment pour contrôler la température de refoulement.

2.3. Application de la méthode du bilan d'énergie

Même si ces suivis sur sites ne disposent pas de moyen direct de mesurer la puissance calorifique et les performances, il est intéressant d'observer le résultat de la méthode du bilan d'énergie sur ces PAC. En effet, la partie 2.2 a montré que les phases dynamiques étaient fréquentes et que le fluide est parfois diphasique en entrée du compresseur, le calcul instantané du bilan d'énergie permet ainsi d'estimer l'impact de ces phénomènes parfois combinés sur l'estimation des performances

saisonniers. Il ne s'agit pas d'une validation, puisqu'aucune comparaison instantanée avec une valeur de référence ne peut être effectuée. Lorsque la mesure de température d'aspiration ne permet pas d'obtenir l'enthalpie d'aspiration (surchauffe mesurée nulle ou négative), le fluide est considéré à l'état de vapeur saturée. De même lorsque le fluide est diphasique en sortie de condenseur, le fluide est considéré à l'état de liquide saturé. Pour les multi-split, les températures de condensation et de sortie de condenseur sont celles de la première unité intérieure de chaque installation, qui est constamment allumée, supposées représentatives de celles des autres unités (partie 2.2.3).

Tout d'abord, pour le suivi de la PAC mono-split (MME), il existe quelques phases de fonctionnement en régime pseudo-stationnaire, c'est-à-dire que des fonctionnements suffisamment longs, sans arrêt du compresseur ni changement important des conditions de fonctionnement ont pu être observés. Lorsque la surchauffe mesurée est nulle ou négative, le fluide en entrée du compresseur est par défaut considéré à saturation à la pression d'évaporation. La figure 2.45 montre la puissance calorifique (en rouge) calculée selon la méthode du bilan d'énergie, la fréquence compresseur (en gris) et la température extérieure (en bleu) sur la séquence de fonctionnement la plus longue.

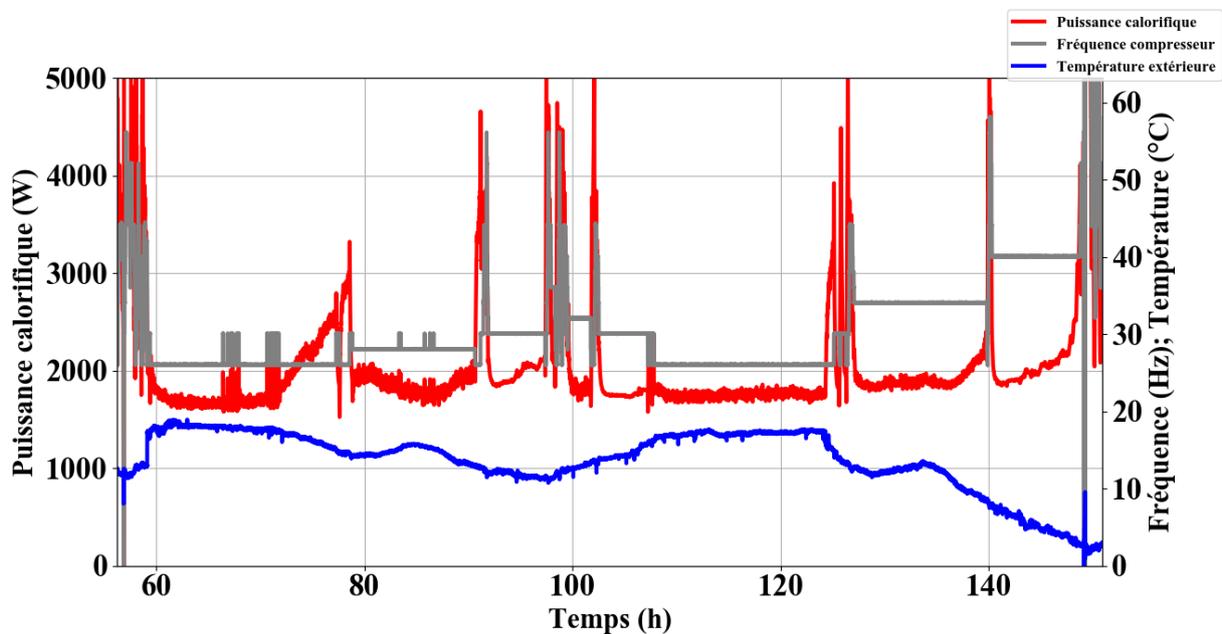


Figure 2.45 : Puissance calorifique calculée par la méthode du bilan d'énergie (MME)

On peut observer que dès que la fréquence du compresseur est stabilisée, la méthode du bilan d'énergie donne une estimation de la puissance calorifique dont l'ordre de grandeur semble correcte vu la puissance nominale de la machine, la fréquence du compresseur et la température extérieure. La forme de cette courbe est similaire à celle du rendement global (figure 2.35). Un peu avant 80 h, il y a une dérive progressive du rendement global et de la puissance calorifique calculée, on peut penser que le titre en vapeur diminue progressivement sur cette période. Le seul terme commun au rendement global et à la puissance calorifique étant la différence d'enthalpie au compresseur, c'est bien une surestimation de l'enthalpie d'aspiration qui est la cause principale d'une éventuelle erreur.

Comme le montre la figure 2.46, le calcul du COP semble également être correct en moyenne, dans le même ordre de grandeur que le COP normatif donné dans la documentation technique, qui est de 4,4 pour une température extérieure de 7 °C.

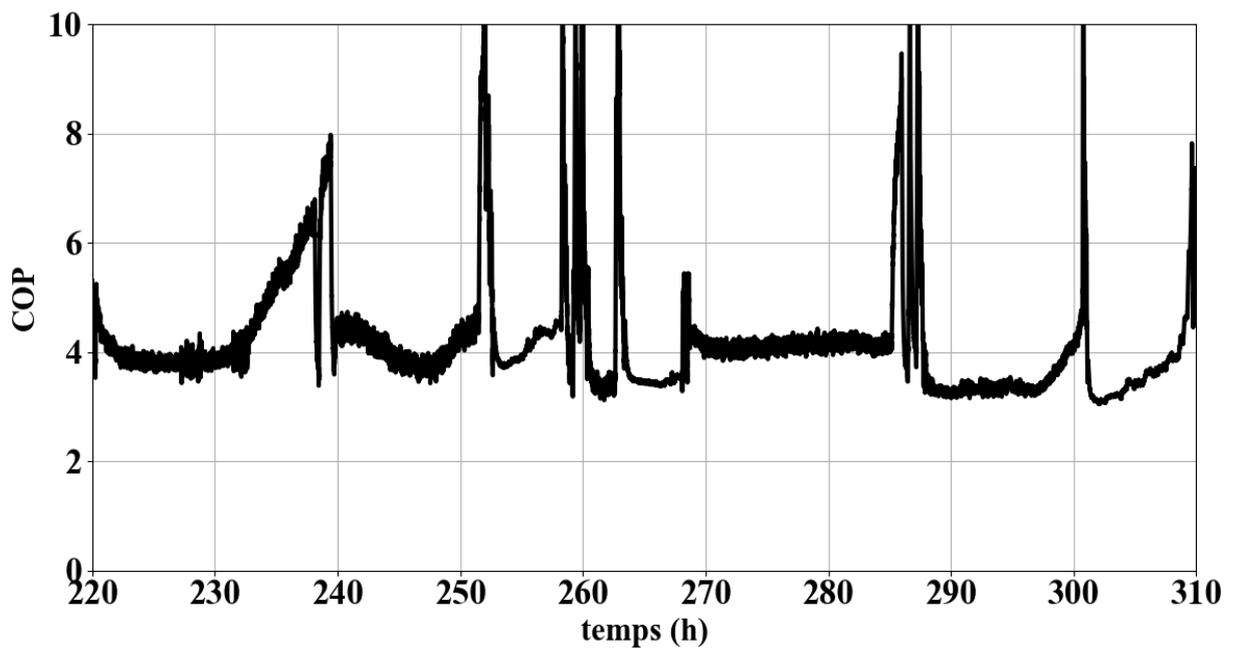


Figure 2.46 : Coefficient de performance calculé par la méthode du bilan d'énergie (MME)

Sur cette séquence de fonctionnement, même si la surchauffe mesurée est nulle, le fluide en entrée du compresseur est probablement très proche de la saturation car dans le cas contraire on aurait une nette surestimation de la puissance calorifique. En revanche, comme il avait été observé sur les essais de validation de la méthode du bilan d'énergie au chapitre 1, la méthode du bilan d'énergie donne une valeur instantanée erronée lorsqu'il y a un changement brutal de fréquence compresseur.

Ainsi, comme on peut s'y attendre, dans les périodes où le compresseur s'arrête fréquemment, la méthode du bilan d'énergie ne parvient pas à calculer une valeur correcte de puissance calorifique, comme le montre la figure 2.47.

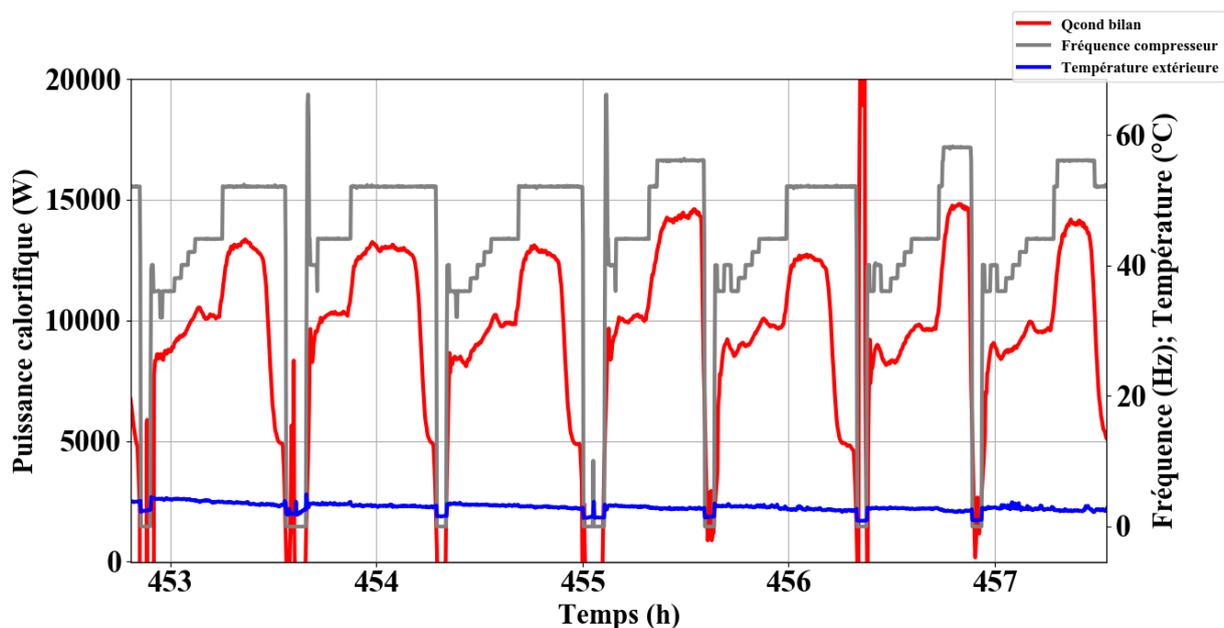


Figure 2.47 : Puissance calorifique calculée par la méthode du bilan d'énergie (MME)

La méthode du bilan d'énergie est faite en considérant le régime comme étant stationnaire. Elle ne prend donc pas en compte les variations d'énergie interne du compresseur lors du démarrage ou d'un changement de fréquence. Cependant, Tran (2013) explique que cette seule approximation entraîne une erreur largement négligeable sur l'estimation de la puissance calorifique. De plus, les temps de fonctionnement ici sont d'un peu plus de 30 minutes, ce qui est bien plus que le temps nécessaire à la montée en température des composants de la PAC. Ainsi, la surestimation importante de la puissance calorifique (largement supérieure à la puissance maximale de la PAC), qui perdure même après plusieurs minutes de fonctionnement, est sans-doute principalement due à l'état diphasique du fluide en entrée du compresseur. Le titre en vapeur est alors plus faible dans ces conditions que lorsque le fonctionnement parvient à se stabiliser.

Pour la PAC multi-split avec 4 unités intérieures, lorsque le compresseur s'arrête fréquemment, le fluide est constamment considéré à saturation en entrée compresseur pour faire le calcul selon la méthode du bilan d'énergie, puisque la mesure de température d'aspiration ne permet pas d'obtenir l'enthalpie. La figure 2.48 montre le résultat de ce calcul sur une heure d'acquisition prise au hasard sur la période de suivi.

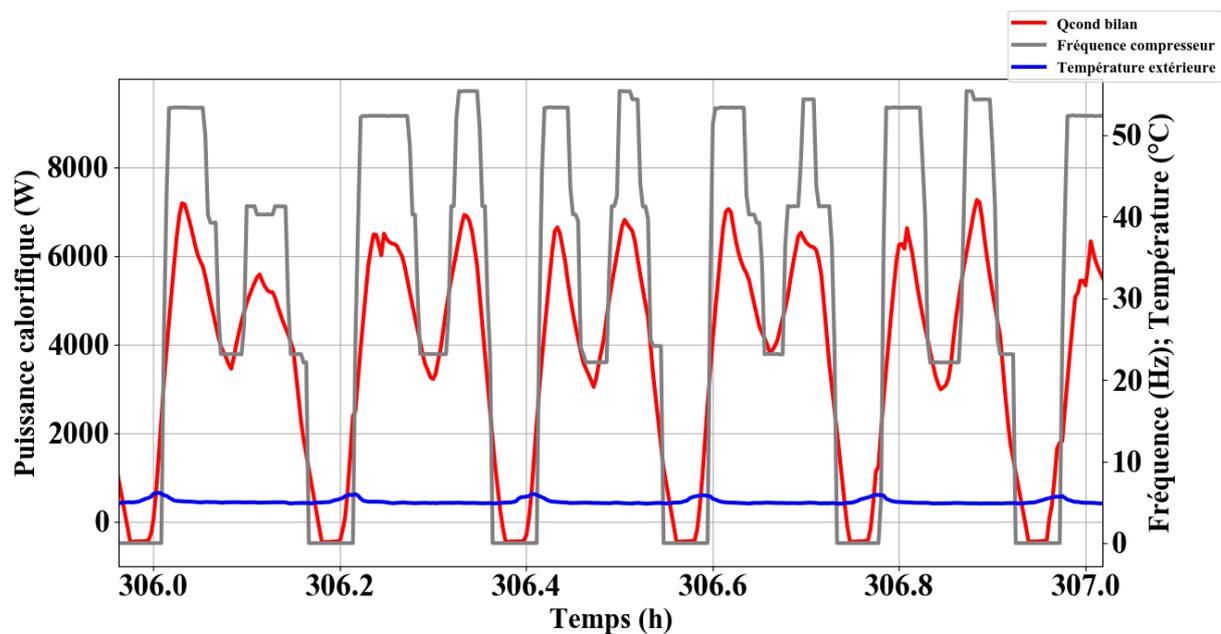


Figure 2.48 : Puissance calorifique calculée par la méthode du bilan d'énergie (MCbc)

La valeur calculée n'est pas absurde vue la puissance nominale de la PAC. Elle varie logiquement avec la fréquence du compresseur. Le COP calculé sur les phases de fonctionnement de cette séquence est d'ailleurs cohérent, entre 2 et 5 pour une température extérieure d'environ 5 °C, comme le montre la figure 2.49. Le résultat du calcul est cependant relativement instable.

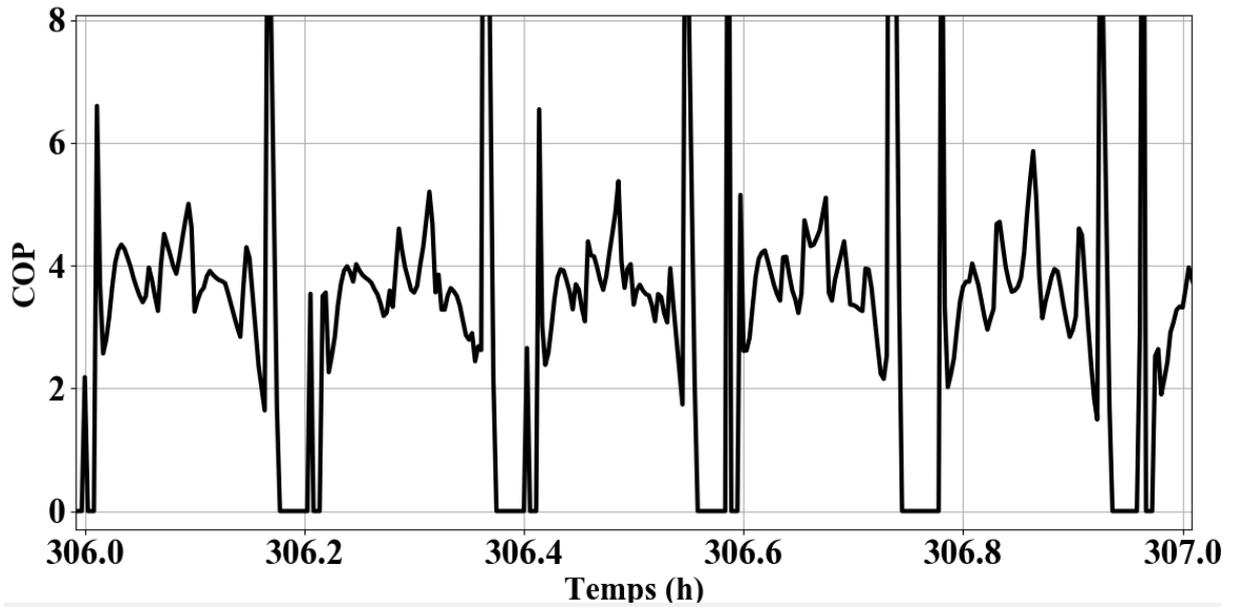


Figure 2.49 : COP calculée par la méthode du bilan d'énergie (MCbc)

La figure 2.50 montre le calcul de puissance calorifique sur une séquence de fonctionnement de plusieurs heures.

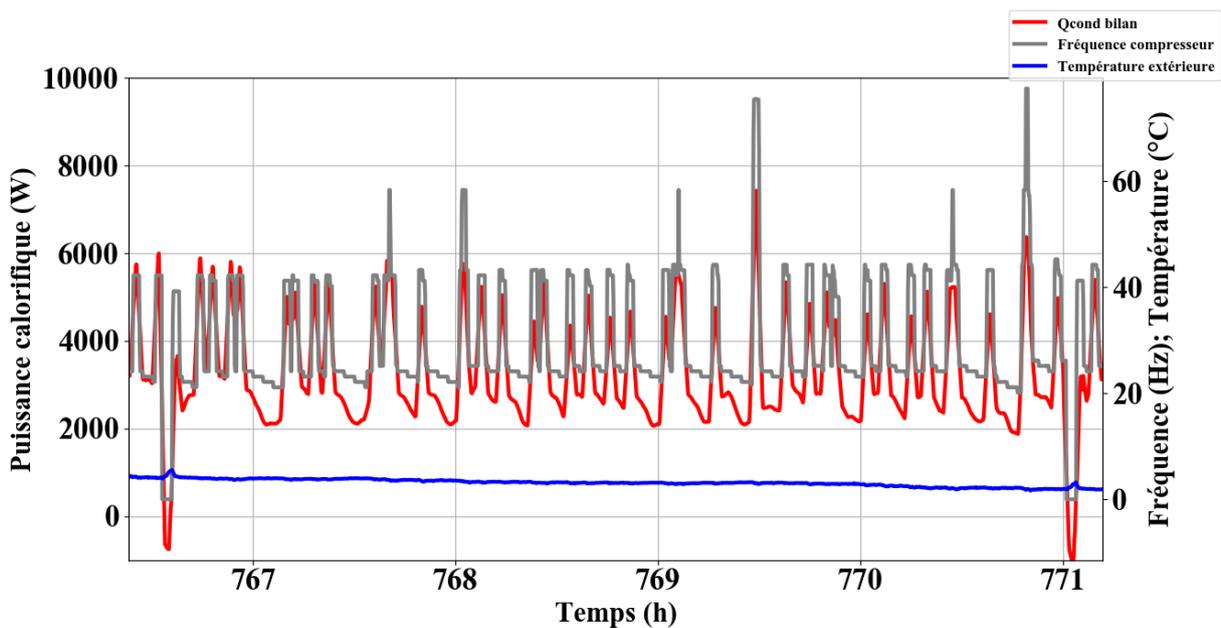


Figure 2.50 : Puissance calorifique calculée par la méthode du bilan d'énergie (MCbc)

Le calcul de la méthode du bilan d'énergie semble donc donner un bon ordre de grandeur de la puissance calorifique, qui semble d'ailleurs logiquement corrélée à la fréquence du compresseur.

La figure 2.51 montre le COP calculé par la méthode du bilan d'énergie sur la même séquence.

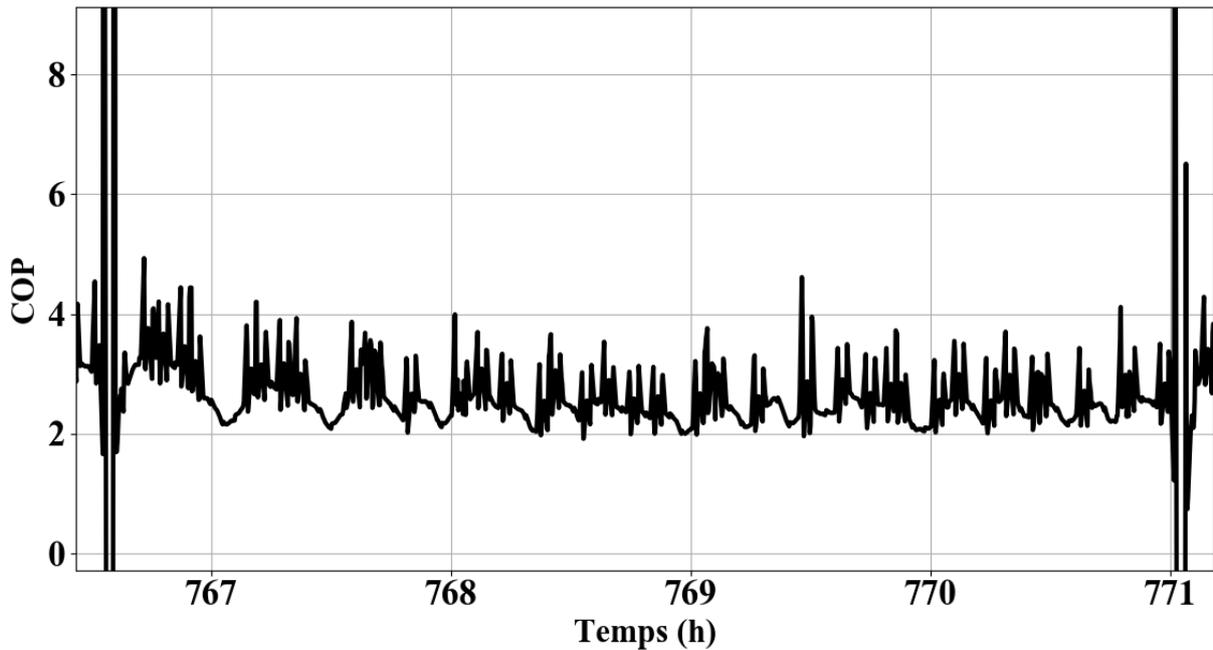


Figure 2.51 : COP calculée par la méthode du bilan d'énergie (MCbc)

Sur cette séquence, le COP calculé (compris entre 2 et 4) est logiquement dans le bon ordre de grandeur (le COP normatif à 7 °C est de 4), puisque le fluide est la plupart du temps surchauffé (figure 2.41). Il est impossible cependant de quantifier la précision de la méthode du bilan d'énergie puisqu'on ne dispose pas de mesure de référence sur ces suivis. En revanche, lorsque la surchauffe mesurée est nulle ou négative, le fait que l'hypothèse de fluide saturé en entrée du compresseur n'entraîne pas une large surestimation de la puissance calorifique peut laisser penser que le fluide est réellement proche de la saturation ou saturé, malgré la mesure de température à l'aspiration du compresseur très instable lorsque les arrêts du compresseur sont fréquents (figure 2.37).

Pour la PAC bi-split fonctionnant avec le fluide R32 située à Châtillon, la figure 2.52 montre la puissance calorifique calculée par la méthode du bilan d'énergie en considérant le fluide à saturation en entrée compresseur, sur une séquence avec des arrêts du compresseur fréquents.

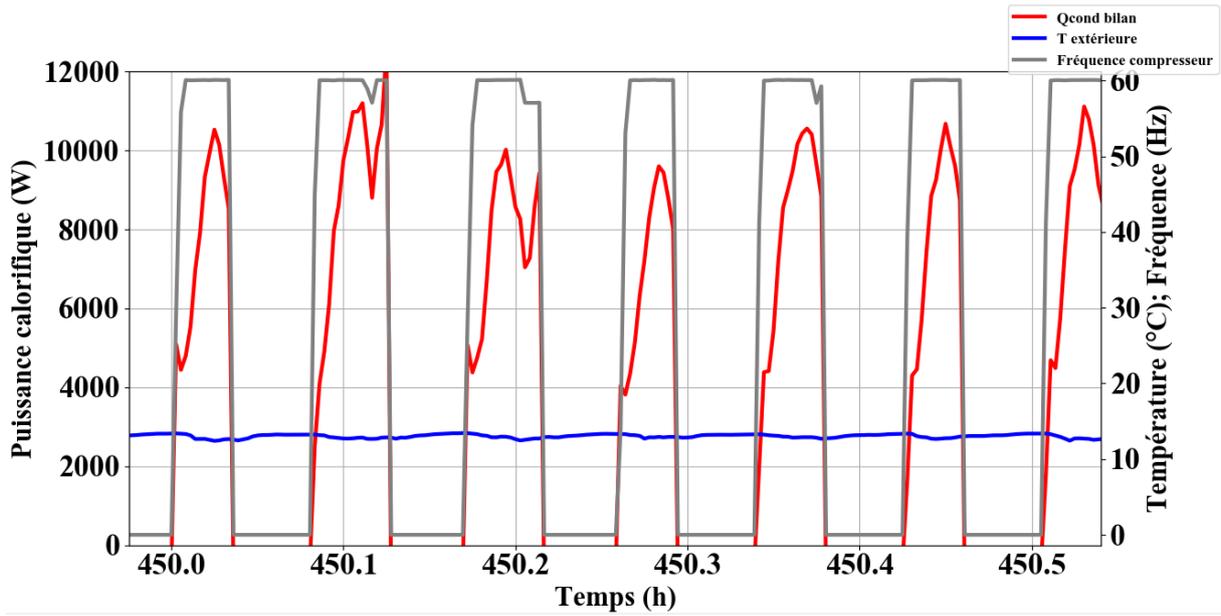


Figure 2.52 : Puissance calorifique calculée par la méthode du bilan d'énergie (Châtillon)

Dans ce cas, la puissance calorifique est toujours surestimée, puisqu'elle dépasse la puissance maximale de la PAC. Cette surestimation est due à l'état diphasique du fluide à l'aspiration du compresseur, d'une part lié au caractère transitoire des phases de fonctionnement, et d'autre part à la régulation.

La figure 2.53 montre le même calcul sur la phase de fonctionnement sans arrêt du compresseur.

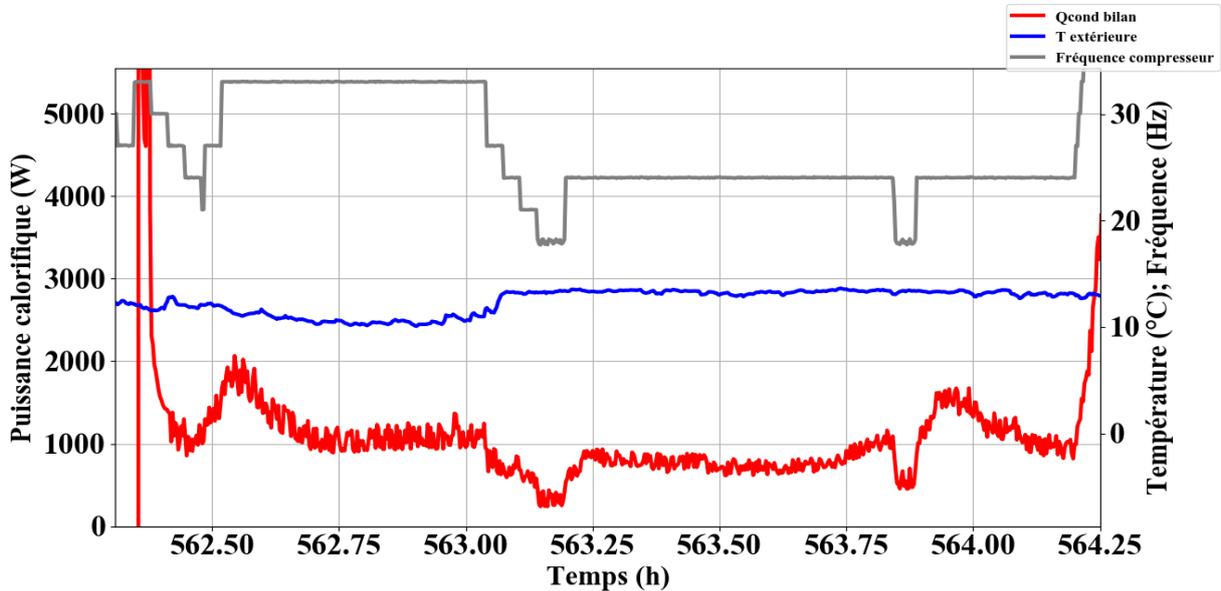


Figure 2.53 : Puissance calorifique calculée par la méthode du bilan d'énergie (Châtillon)

Ici, la puissance calorifique calculée semble bien moins surestimée. La fréquence et la puissance compresseur sont très faibles, tandis que la température extérieure est assez importante.

La figure 2.54 montre le COP calculé selon la même méthode sur la même séquence.

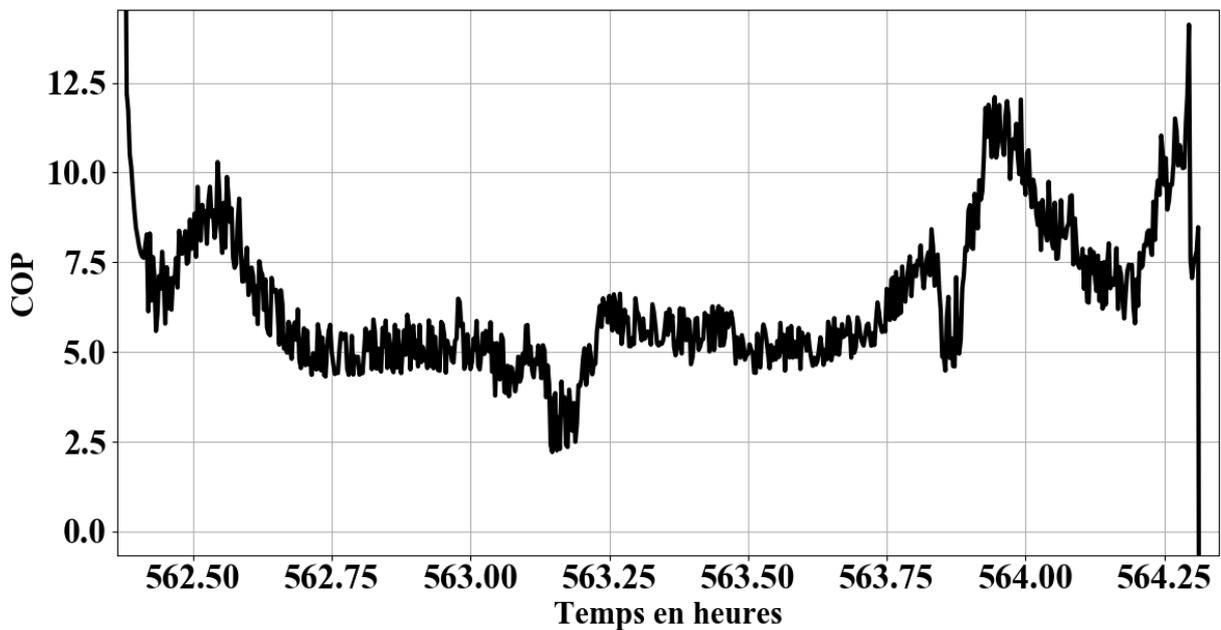


Figure 2.54 : COP calculé par la méthode du bilan d'énergie (Châtillon)

S'il semble raisonnable sur une partie de la séquence vu la température extérieure élevée, le COP est clairement surestimé au début et à la fin de la période. Cela pourrait signifier que le fluide est diphasique sur ces séquences et que l'hypothèse de la saturation n'est alors pas valable.

Ainsi, la combinaison de l'effet de la fréquence élevée des phases de démarrage et de l'aspiration diphasique fait que la puissance calorifique est mal estimée la plupart du temps par la méthode du bilan d'énergie, en particulier pour la PAC mono-split de la MME et la PAC bi-split à Châtillon. Il est donc indispensable de compléter et de modifier l'algorithme présenté au chapitre 1 permettant de prendre en compte les différentes phases de fonctionnement. Les phases transitoires de démarrage et l'aspiration de fluide diphasique ne doivent plus être considérées comme ponctuelles et négligeables, mais doivent disposer de leur propre méthode de calcul de la puissance calorifique.

2.4. Conclusions

Le fonctionnement de trois pompes à chaleur air/air a été suivi sur une partie de l'hiver. Une PAC mono-split et une PAC multi-split avec 4 unités intérieures fonctionnant toutes deux avec le fluide R410A, et une PAC air/air multi-split avec 2 unités intérieures fonctionnant avec le fluide R32.

Tout d'abord, les difficultés rencontrées à l'installation et à la mise en place de ces suivis ont confirmé la nécessité d'utiliser des capteurs non-intrusifs, mais surtout ont montré que des adaptations techniques sont nécessaires pour le développement concret d'une solution de mesure embarquée des performances des PAC.

Ensuite, ces suivis ont montré que l'occurrence des arrêts et redémarrages du compresseur est plus importante que ce à quoi on pourrait s'attendre pour une pompe à chaleur à vitesse variable. Plusieurs causes peuvent être envisagées, mais les principales semblent être les températures extérieures assez élevées sur la période de suivi et le surdimensionnement des unités. A ces cycles marche/arrêt s'ajoutent les séquences de dégivrage lorsque la température extérieure est proche de 0 °C. Ce constat a pour conséquence que le temps de fonctionnement en phases transitoires ne peut pas être négligé sur la saison. La méthode du bilan d'énergie n'étant pas fonctionnelle lors de ces phases de démarrage, son estimation des performances saisonnières sera faussée.

De plus, la régulation en aspiration diphasique décrite au chapitre 1 a été observée sur certaines phases de fonctionnement de ces machines. Pour la PAC au R32, les phases de fonctionnement étant très courtes, l'aspiration diphasique est due à cette régulation mais également au régime transitoire, qui accentue ce phénomène. Même si cette logique de régulation a été conçue pour les machines au R32, il semble qu'elle soit également valable pour des machines au R410A. Ainsi, par exemple sur la séquence de fonctionnement de la figure 2.30, après pourtant plusieurs dizaines de minutes de fonctionnement de la PAC monosplit, on n'observe toujours pas de surchauffe et il semble que le fluide soit également diphasique en entrée compresseur. Le fluide semble être très proche de la saturation voire légèrement surchauffé uniquement lorsqu'une phase de fonctionnement très longue, de plusieurs heures, se produit. La méthode du bilan d'énergie semble dans ce cas seulement donner une estimation correcte de la puissance calorifique. Par ailleurs, le fonctionnement dynamique de la PAC quadri-split ne permet pas d'obtenir une surchauffe stable et positive. L'hypothèse de fluide saturé semble cependant donner des valeurs de puissance calorifique a priori cohérentes dans ce cas.

Ainsi, les phases transitoires et l'état diphasique du fluide en entrée du compresseur ne semblent pas être des phases de fonctionnement marginales. Même si dans certains cas la méthode du bilan

d'énergie semble donner une bonne estimation de la puissance calorifique, pour obtenir une estimation correcte des performances saisonnières, il est nécessaire de compléter la méthode pour prendre en compte toutes les phases et les modes de fonctionnement à part entière.

Une étude à plus grande échelle du dimensionnement des PAC air/air résidentielles permettrait d'avoir une meilleure idée de l'occurrence des phases transitoires sur une saison de chauffe. Davantage d'observations avec des températures extérieures plus faibles et différentes marques de PAC seraient nécessaires pour caractériser le fonctionnement in-situ de façon générale.

Chapitre 3 : Mesure du débit en compression avec aspiration de fluide diphasique

La variation importante de conditions de fonctionnement au cours d'une saison, le possible surdimensionnement, ainsi que les nouvelles régulations utilisées pour les pompes à chaleur résidentielles font que la méthode du bilan d'énergie n'est pas suffisante pour estimer précisément leurs performances saisonnières. L'algorithme de Tran (2013), permet d'identifier les différentes phases de fonctionnement pour une PAC fonctionnant en compression classique, c'est-à-dire que l'aspiration de fluide diphasique au compresseur est considérée ponctuelle et involontaire. Pour ces phases, Tran considère que la puissance thermique produite est égale à la puissance électrique fournie au compresseur. Cette hypothèse conduit à sous-estimer la puissance calorifique pendant ces phases mais celle-ci peut être considérée comme globalement négligeable si ces conditions sont très ponctuelles. Dans le cas de conditions de fonctionnement très variables et/ou d'une régulation prévoyant une aspiration de fluide diphasique au compresseur en régime pseudo-stationnaire, et cela de façon régulière et non plus exceptionnelle, l'erreur sur l'estimation des performances saisonnières ne sera plus négligeable.

Il est donc nécessaire de compléter la méthode du bilan d'énergie de Tran (2012) et Niznik (2017) et de modifier l'algorithme de Tran (2013) **en identifiant d'autres méthodes de mesure directe ou indirecte du débit lorsque le titre en vapeur en entrée du compresseur est inférieur à 1.**

Dans un premier temps, la possibilité d'utiliser une instrumentation supplémentaire permettant d'obtenir directement ou indirectement le débit, déjà en partie considérée par Tran (2012), est réactualisée et reconsidérée, afin d'identifier et évaluer les limites d'une éventuelle solution, existante ou à développer, respectant le cahier des charges de la mesure in-situ (partie 1.3.1.).

Ensuite, 3 méthodes complémentaires, reposant sur la modélisation simplifiée de la régulation ou de la compression, sont considérées :

- L'utilisation d'une corrélation de titre en vapeur à l'aspiration en fonction des conditions de fonctionnement,
- L'utilisation d'une corrélation de rendement volumétrique,
- L'utilisation d'une corrélation de rendement global.

Les principes de ces différentes méthodes sont d'abord expliqués, puis une évaluation a priori des incertitudes de chacune d'entre elles est faite. Enfin, pour les deux dernières méthodes, une identification de corrélations de rendements de compresseurs issue de la littérature est menée. Ces corrélations ayant été établies pour des conditions de fonctionnement impliquant une compression monophasique classique, les conditions de leur généralisation à tous types de compression sont discutées.

3.1. Métrologie complémentaire en compression avec aspiration diphasique

Comme expliqué au chapitre 1, et illustré par la figure 1.22, rappelée ci-dessous, lorsque le fluide est diphasique en aspiration du compresseur, la méthode du bilan d'énergie ne permet pas d'obtenir une estimation correcte du débit, et donc des performances. Si une régulation visant à réduire la

température de refoulement permet au compresseur d'aspirer du fluide diphasique même en régime pseudo-stationnaire, l'erreur sur l'estimation des performances saisonnières sera trop importante.

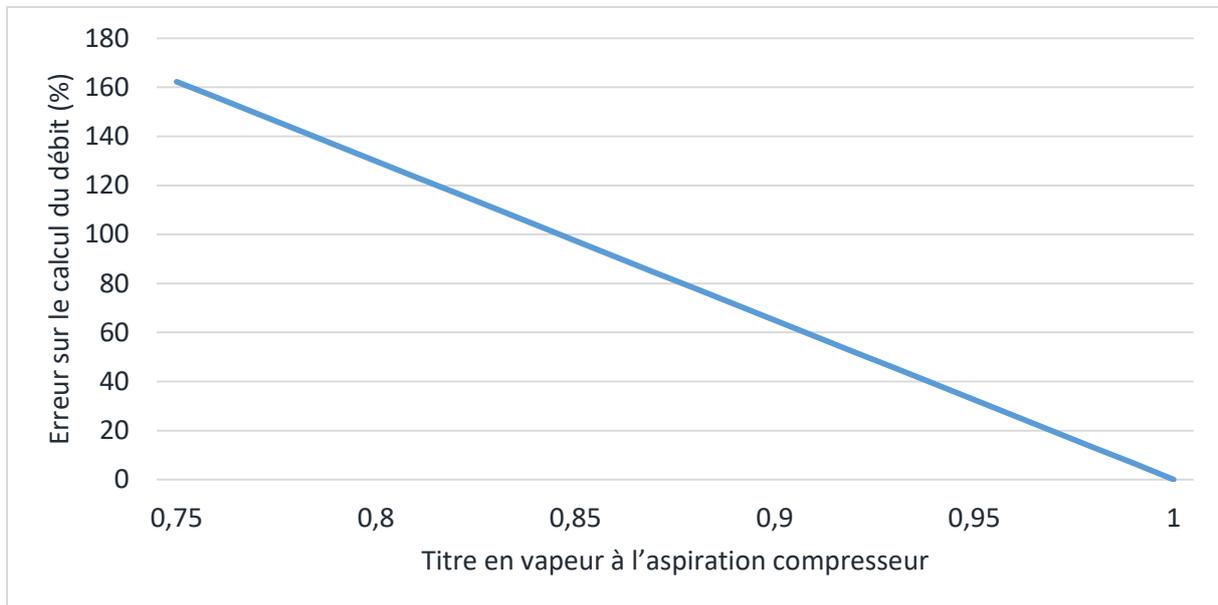


Figure 1.22 : Erreur relative de la méthode du bilan d'énergie uniquement causée par l'hypothèse de fluide saturé à l'aspiration, en fonction du titre en vapeur réel

Ainsi, si l'on souhaite utiliser la méthode du bilan d'énergie dans ce cas, il est nécessaire de mesurer le titre en vapeur à l'aspiration du compresseur pour connaître l'enthalpie du fluide frigorigène à ce point du cycle. Sinon, s'il l'on ne dispose d'aucune donnée sur le compresseur ou sur la régulation de la PAC, il faut envisager l'utilisation d'un débitmètre.

Comme expliqué au chapitre 1, les technologies de mesure intrusives sont à éviter car elles nécessitent l'ouverture du circuit de fluide ou doivent être prévues dès l'installation de la machine, ce qui limiterait le domaine d'application de la méthode aux machines neuves. De plus, les sections de tubes étant étroites pour la plupart des PAC, un appareil intrusif risquerait de perturber la circulation du fluide. Ce paragraphe fait la liste des technologies de mesure existantes (titre vapeur et débitmètres), quelle que soit leur application, et en tire les principaux avantages et inconvénients.

3.1.1. Mesure du titre en vapeur à l'aspiration

La connaissance exacte du titre en vapeur en entrée du compresseur permettrait non seulement de rendre la méthode du bilan d'énergie opérationnelle, mais également d'assurer une régulation précise, afin de tirer pleinement avantage de la compression avec aspiration diphasique. Dans ce but précis, Endoh (2015), propose une méthode afin de déterminer le titre en vapeur à partir de la mesure du débit. Il s'agit globalement d'utiliser la méthode du bilan d'énergie au compresseur, et de la comparer au débit réel, qui doit donc être mesuré ou évalué in-situ. Cette méthode n'est pas adaptée à notre cas puisque l'estimation du titre doit justement permettre le calcul du débit qui n'est pas connu.

Il est théoriquement possible de mesurer indirectement le titre en vapeur via une mesure du taux de vide associée à des corrélations, mais la mesure du taux de vide est elle-même compliquée et peu précise. Les mesures du taux de vide volumique peuvent être faites via une mesure de la masse volumique du fluide avec un débitmètre à effet Coriolis ou via la mesure de vitesse de l'écoulement

avec un débitmètre à ultrasons. Dans ce cas, il est plus judicieux de directement mesurer le débit de fluide.

L'utilisation de sondes électriques ou optiques permet des mesures du taux de vide local, mais il s'agit d'équipements intrusifs ; ce qui est à éviter dans le cas de notre étude. Par ailleurs, la précision de ces sondes pour le fluide frigorigène est mal connue (Tran, 2012).

3.1.2. Utilisation d'un débitmètre

Plusieurs technologies de débitmètre existent aujourd'hui.

Débitmètres à mesure de vitesse

- Tube de Pitot : Le principe est de mesurer la différence entre la pression statique et la pression dynamique, qui est liée à la vitesse de l'écoulement. Cette technologie est nécessairement intrusive, ce qui pose problème pour l'instrumentation d'une installation existante. De plus, les diamètres nécessaires à sa mise en place sont trop importants. En effet, les diamètres des tubes de Pitot les plus petits sont d'environ 1/8", mais ils sont recommandés pour des conduites d'au moins 4" (Chevrier Instruments). Les diamètres des tubes des pompes à chaleur résidentielles sont en général inférieurs à 1 pouce. Pour cette raison, un tube de Pitot induirait de trop grosses perturbations sur le débit lui-même.

- Débitmètre à turbine, pistons ou rotor : Tout comme le tube de Pitot, ces technologies sont intrusives et ne sont pas adaptées aux diamètres des tubes de fluide frigorigène.

- Débitmètre à ultrasons :

Le débitmètre à ultrasons mesure le temps de transit d'un signal ultrasonore entre une sonde amont et une sonde aval située autour d'un tube. Le son se propageant plus vite dans le sens de l'écoulement qu'à contre-courant, la différence de temps de transmission dans un sens et dans l'autre permet de déterminer la vitesse du fluide. Connaissant les sections des tubes, on peut en déduire le débit de volume. Il faut alors se placer en un endroit du circuit où le fluide est toujours monophasique, par exemple en sortie de compresseur ou en sortie de condenseur, pour éviter une erreur sur la masse volumique nécessaire au calcul du débit de masse.

Cette technologie présente a priori de nombreux avantages pour notre application :

- On peut l'utiliser de façon non-intrusive.
- La précision totale est de l'ordre de 1 % à 5 % (Dupuis et Delmas 2009).
- Le temps de réponse est très rapide
- Il peut mesurer le débit dans les deux sens d'écoulement
- Son fonctionnement ne dépend pas de la nature du fluide. Il dépend très peu des paramètres d'état du fluide (température, pression)

Mais elle présente deux principaux inconvénients :

- Les modèles présents sur le marché sont faits pour des tubes généralement plus larges que ceux rencontrés sur les PAC résidentielles.
- Le coût est trop important, même s'il existe une large gamme de prix selon les applications et la précision, allant de quelques centaines d'euros pour la détection de fuite d'eau (StreamLabs Smart Home Water Monitor) à quelques milliers d'euros pour des applications industrielles (Krohne Optisonic par exemple). Il n'existe pas de produit adapté à notre application.

Débitmètres à mesure de perte de charge

Les débitmètres à mesure de perte de charge ont pour principe d'introduire une perte de charge connue dans l'écoulement et de mesurer l'écart de pression entre l'amont et l'aval de cette perte de charge. Le débit de fluide est alors ensuite déduit de cet écart de pression (ISO 5167-1, 2003).

Il en existe plusieurs technologies :

- Plaque à orifice
- Tuyère (débitmètre à effet venturi)
- Diaphragme

Ces technologies intrusives seraient compliquées à mettre en œuvre in-situ. Pour éviter une installation intrusive supplémentaire, il est possible d'utiliser ce principe de mesure du débit en utilisant la perte de charge du détendeur. Cependant, cela nécessite de connaître le degré d'ouverture du détendeur, ce qui n'est possible qu'en ayant directement accès à sa régulation.

Débitmètre à effet vortex

Cette technologie repose sur l'observation des tourbillons générés par un obstacle placé dans l'écoulement. Elle est adaptée à des applications industrielles. Le débitmètre à effet vortex a pour principal inconvénient d'être intrusif et a un coût bien trop important.

Débitmètre électromagnétique

Cette technologie consiste à appliquer un champ magnétique au fluide et de mesurer la force électromotrice en résultant, qui dépend du débit du fluide. En plus d'être une technologie intrusive, elle n'est pas adaptée à la mesure de débit de fluide frigorigène dont la conductivité est trop faible.

Débitmètres massiques

- Débitmètre à effet Coriolis :

C'est la technologie la plus utilisée pour mesurer directement le débit de fluide frigorigène en laboratoire. Ces avantages sont nombreux, notamment en termes de précision, mais l'aspect intrusif, son encombrement et son coût (quelques milliers d'euros) font qu'il n'est pas envisageable de l'utiliser in-situ.

- Débitmètre thermique :

Le débitmètre thermique utilise une ou deux sondes de température, et une résistance chauffante. En apportant une puissance thermique au fluide, la variation de température entre les deux sondes situées de part et d'autre de la résistance permet de déterminer le débit de masse. Les débitmètres thermiques existants sont intrusifs, c'est-à-dire qu'un capteur chauffé est refroidi directement par l'écoulement du gaz. On pourrait cependant imaginer une version non-intrusive avec une résistance chauffante surfacique placée autour du tube de fluide.

Cette technologie présente donc certains avantages théoriques :

- Sur le principe, elle peut être non-intrusive
- Ce type de débitmètre est moins coûteux que le débitmètre à effet Coriolis

En revanche :

- Il peut potentiellement perturber le fonctionnement de la PAC par apport thermique
- Il nécessite un développement supplémentaire car il n'en existe pas sur le marché pour notre application.

Deux technologies semblent donc théoriquement envisageables, puisque non-intrusives : les débitmètres à ultrasons et les débitmètres thermiques.

Cependant, si les principes théoriques semblent pouvoir convenir à la mesure souhaitée, puisque ces technologies peuvent être installées à l'extérieur des tubes, aucun produit commercial n'a été développé spécifiquement pour notre application. Les débits mesurés sont généralement plus importants que ceux rencontrés dans les PAC résidentielles, et surtout, ils sont utilisés sur des tubes ayant des sections plus grandes. Les débitmètres à ultrasons les plus petits sont adaptés à des diamètres de ½ pouce minimum pour le liquide et 1 pouce pour le gaz, ce qui correspond aux diamètres les plus grands rencontrés sur les PACs résidentielles. Pour le débitmètre thermique, c'est surtout l'aspect intrusif des modèles existants qui pose problème, la version non-intrusive devrait être entièrement développée.

Quelle que soit la technologie envisagée, les débitmètres présents sur le marché sont la plupart du temps destinés au contrôle ou à la régulation de procédés industriels, et les critères prioritaires sont la fiabilité et la précision, ce qui fait que les coûts de ces instruments sont généralement élevés.

Ainsi, que ce soit par la mesure du titre en vapeur ou par la mesure directe du débit, cette partie confirme que l'utilisation d'une métrologie supplémentaire compliquerait grandement la mise en place de la mesure des performances in-situ. Pour éviter l'utilisation d'une instrumentation supplémentaire, il faut alors envisager d'autres méthodes, qui vont forcément nécessiter la connaissance de paramètres supplémentaires.

3.2 Utilisation d'une corrélation de titre en vapeur

3.2.1. Principe de la méthode et évaluation de son impact

Si les algorithmes de régulation des PAC étaient disponibles, on pourrait déduire des conditions de fonctionnement le titre en vapeur à l'aspiration du compresseur. Dans le cas d'une logique de régulation permettant une aspiration de fluide diphasique afin de réduire la température de refoulement, le titre en vapeur doit logiquement être corrélé, entre autres, au taux de compression et à la fréquence du compresseur, qui contribuent tous deux à augmenter la température de refoulement. Le titre en vapeur à l'aspiration du compresseur x_v , associé à la mesure de pression (BP), permet de calculer l'enthalpie d'aspiration (équation 3.1).

$$h_{comp,in}(x_v) = h(BP, x_v) \quad (\text{Eq. 3.1})$$

On peut alors ensuite appliquer la méthode du bilan d'énergie avec cette valeur d'enthalpie à l'aspiration (équation 3.2).

$$\dot{m}_{x_v} = \frac{\dot{W}_{comp} - \dot{Q}_{losses}}{(h_{comp,out} - h_{comp,in}(x_v))} \quad (Eq. 3.2)$$

$h_{comp,out}$ étant l'enthalpie de refoulement calculée à partir des températures et pression de refoulement mesurées.

On a vu au chapitre 1 l'ordre de grandeur de l'erreur commise si on suppose un titre en vapeur de 1 alors que le fluide est en réalité diphasique (voir figure 1.22). Si grâce à la mesure de la surchauffe et du rendement global par exemple, comme vu au chapitre 2, il est établi que le titre en vapeur est inférieur à 1, il est préférable de choisir une valeur de titre en vapeur inférieur à 1 plutôt que de considérer le fluide à saturation. Typiquement, si on retient 0,91, considérée comme optimale par Huang et al. (2019) dans leur cas, on peut calculer l'erreur relative de la méthode du bilan d'énergie ε_r commise sur le débit selon la valeur réelle du titre en vapeur x_v (équation 3.3).

$$\varepsilon_r = \frac{\dot{m}_{0,91} - \dot{m}_{x_v}}{\dot{m}_{x_v}} \quad (Eq. 3.3)$$

La figure 3.1 montre cette erreur relative de la méthode du bilan d'énergie sur le débit en faisant cette hypothèse, en fonction du titre en vapeur réel.

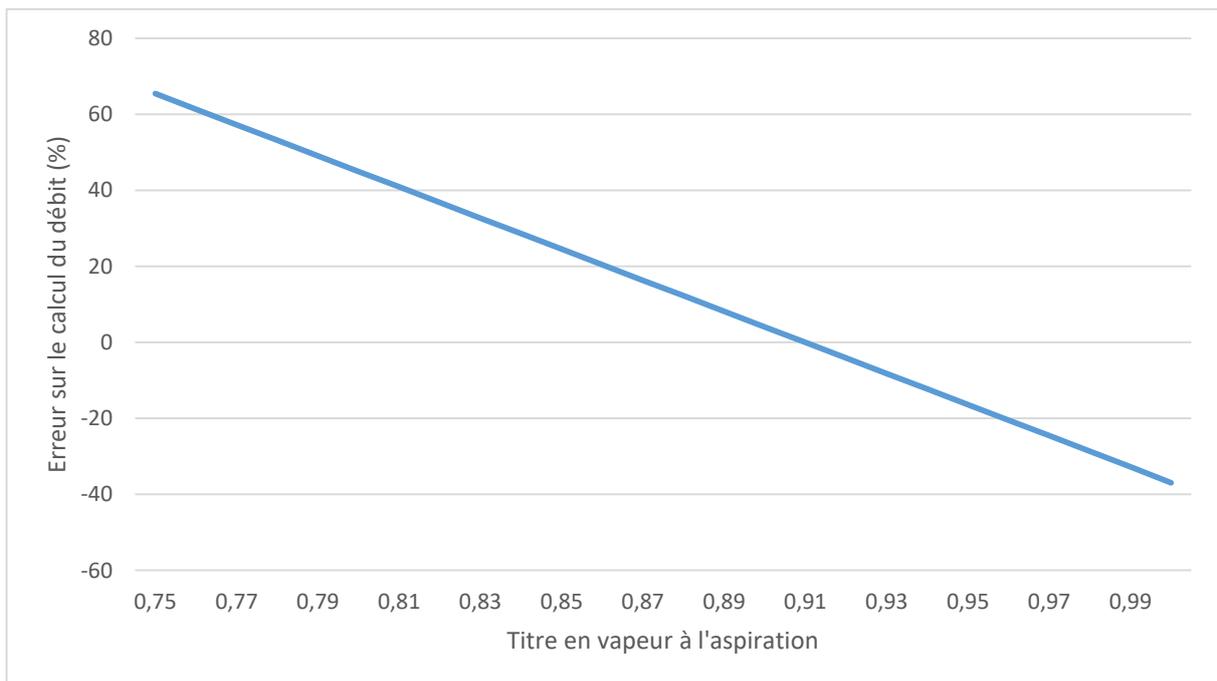


Figure 3.1 : Erreur sur le débit par la méthode du bilan d'énergie avec un titre en vapeur de 0,91, en fonction du titre en vapeur réel

Cette hypothèse ne fait que décaler la courbe d'erreur de la figure 1.22, mais d'après les brevets présentés en 1.2.1. (Taira et al., 2003), le titre en vapeur ne peut être inférieur à 0,75 en régime pseudo-stationnaire, donc l'erreur maximale ne peut dépasser ici 65 %. Cette valeur maximale reste trop importante, mais moindre qu'en considérant le fluide saturé. De plus, au lieu d'avoir systématiquement une surestimation du débit, celui-ci peut soit être surestimé soit sous-estimé. On peut alors espérer des effets de compensation pour une mesure des performances saisonnières. Ainsi,

a priori, si on ne dispose d'aucune donnée sur le titre en vapeur, lorsque la surchauffe mesurée est nulle ou négative, il vaut mieux en moyenne faire l'hypothèse d'un titre en vapeur de 0,91 plutôt que de 1. En considérant que le titre en vapeur est nécessairement compris entre 0,75 et 1 en phase pseudo-stationnaire (Taira et al., 2003), on peut également choisir la médiane de cet intervalle, à savoir 0,875, ce qui aurait pour avantage de borner l'erreur de la méthode à $\pm 45\%$, mais il est probable que le titre en vapeur soit souvent supérieur à cette valeur en réalité.

Choisir une valeur fixe de titre en vapeur n'est qu'une première approche insuffisante pour rendre la méthode du bilan d'énergie en continu acceptable. D'où le besoin de rechercher expérimentalement une corrélation de titre en vapeur en fonction des conditions de fonctionnement. La figure 3.1 montre que pour obtenir une valeur instantanée de débit avec une précision de 20 % avec cette méthode, il faut connaître le titre en vapeur à l'aspiration avec une précision de 5 %, ce qui nécessiterait de disposer d'une corrélation très précise.

3.2.2. Identification d'une corrélation de titre en vapeur

Pour être utilisée in-situ, il faut donc s'assurer qu'une corrélation de titre en vapeur représente avec une précision suffisante l'action de la régulation sur n'importe quelle PAC. Il est en effet probable que la régulation exacte tenue confidentielle diffère d'un constructeur à l'autre, voire d'un modèle à l'autre. Plusieurs publications (Seong et al. (2017), Wang et al. (2014), Yang et al., (2015)) étudient l'impact du titre en vapeur sur le fonctionnement et les performances dans des conditions de fonctionnement données, mais il n'existe pas d'étude qui propose une valeur du titre en vapeur en fonction des conditions de fonctionnement.

En laboratoire, lorsqu'on dispose d'une mesure de référence du débit, par exemple grâce à un débitmètre à effet Coriolis, ou pour une PAC air/eau grâce au bilan d'énergie au condenseur côté eau, il est possible d'estimer indirectement le titre en vapeur. De tels essais en laboratoire, sur une PAC air/air au R32, nous serviront à identifier le lien entre le titre vapeur à l'aspiration du compresseur et les conditions de fonctionnement. Selon les brevets décrits en 1.3.2., les principaux paramètres pris en compte dans ces nouvelles régulations sont la température de refoulement, la surchauffe au refoulement, le taux de compression et/ou la fréquence du compresseur. Ainsi, une corrélation donnant le titre en vapeur à l'aspiration devra dépendre d'un ou de plusieurs de ces paramètres. Elle sera applicable à plusieurs machines puisque le taux de compression, les températures de refoulement, d'évaporation et de condensation, ou encore la fréquence du compresseur sont mesurables avec l'instrumentation envisagée. La généralisation supposera d'éprouver la corrélation sur de nombreuses machines de marques différentes pour évaluer l'erreur commise en supposant une loi par défaut.

3.3 Méthode du rendement volumétrique

3.3.1. Description de la méthode

Le rendement volumétrique est le rapport du débit volume aspiré sur le débit volume balayé. A partir d'une valeur de rendement volumétrique η_{vol} , on peut donc calculer le débit selon l'équation 3.4.

$$\dot{m} = \eta_{vol} \cdot \rho_{asp} \cdot C \cdot Freq \quad (\text{Eq. 3.4})$$

Avec ρ_{asp} la masse volumique du fluide à l'aspiration, C la cylindrée et $Freq$ la fréquence du compresseur. Le calcul de \dot{m} suppose donc de disposer de la cartographie du rendement volumétrique d'un compresseur, c'est-à-dire sa valeur en fonction des températures d'évaporation et de condensation et de la fréquence du compresseur.

C'est une méthode fréquemment utilisée notamment par les constructeurs car ils disposent de toutes les données relatives au compresseur, et donc en particulier de cette cartographie. Par exemple, Vandaele & Aihara (2016) utilisent la cartographie du compresseur pour mesurer sur le terrain les performances de systèmes à débit de fluide variable (VRF). Ils s'appuient notamment sur la méthode de courbe du compresseur (compressor curve method, Kikuchi et al. (2011)), qui permet d'obtenir le débit de fluide à partir d'une fonction dépendant des pressions de fonctionnement et de la fréquence du compresseur.

3.3.2. Limites de la méthode et estimation de l'incertitude

En plus d'une connaissance plus ou moins précise du rendement volumétrique, on remarque dans l'équation 3.4 que cette méthode nécessite aussi la connaissance de la cylindrée, de la masse volumique à l'aspiration et de la fréquence. La fréquence du compresseur peut être mesurée de façon précise avec l'instrumentation envisagée pour la mesure in-situ. En revanche la cylindrée n'est pas toujours connue. La masse volumique nécessite aussi de connaître le titre en vapeur. Les incertitudes sur l'une de ces données se propagent directement sur la valeur du débit.

Connaissance de la cylindrée

La cylindrée n'est pas toujours une donnée explicite, elle est même introuvable chez certains constructeurs qui ne produisent des compresseurs que pour leurs propres pompes à chaleur. Toutefois, la cylindrée est parfois indiquée dans le nom de modèle du compresseur.

Dans le cas où la cylindrée est connue, l'incertitude sur cette donnée est considérée nulle. En l'absence de donnée, la cylindrée peut éventuellement être approchée en fonction du type de compresseur, de sa puissance, du fluide frigorigène, ou de ses dimensions extérieures et de sa masse. Une telle valeur est très incertaine, car une même enveloppe extérieure de compresseur peut correspondre à différentes cylindrées.

Si on identifie un point de fonctionnement en compression classique avec aspiration surchauffée, ce qui est possible lorsque le fonctionnement est stable et le taux de compression et la fréquence du compresseur sont faibles, on peut alors utiliser la méthode du bilan d'énergie pour calculer le débit, puis identifier la cylindrée grâce à l'équation 3.5.

$$C = \frac{\dot{m}}{\eta_{vol} \cdot \rho_{asp} \cdot Freq} \quad (\text{Eq. 3.5})$$

Sans indication sur la cylindrée, la méthode du rendement volumétrique n'est pas adaptée car l'erreur serait importante et difficile à quantifier.

Incertitude sur la masse volumique

Lorsque le fluide est diphasique en entrée du compresseur, le titre en vapeur n'est pas connu et la masse volumique à l'aspiration ne peut être qu'approchée. Dans le pire des cas, elle peut être minorée par la valeur de masse volumique à saturation. L'erreur commise sur le débit en prenant la masse volumique à saturation dans l'équation 3.4 est représentée sur la figure 3.2, en fonction du titre en vapeur, en considérant que le rendement volumétrique est connu.

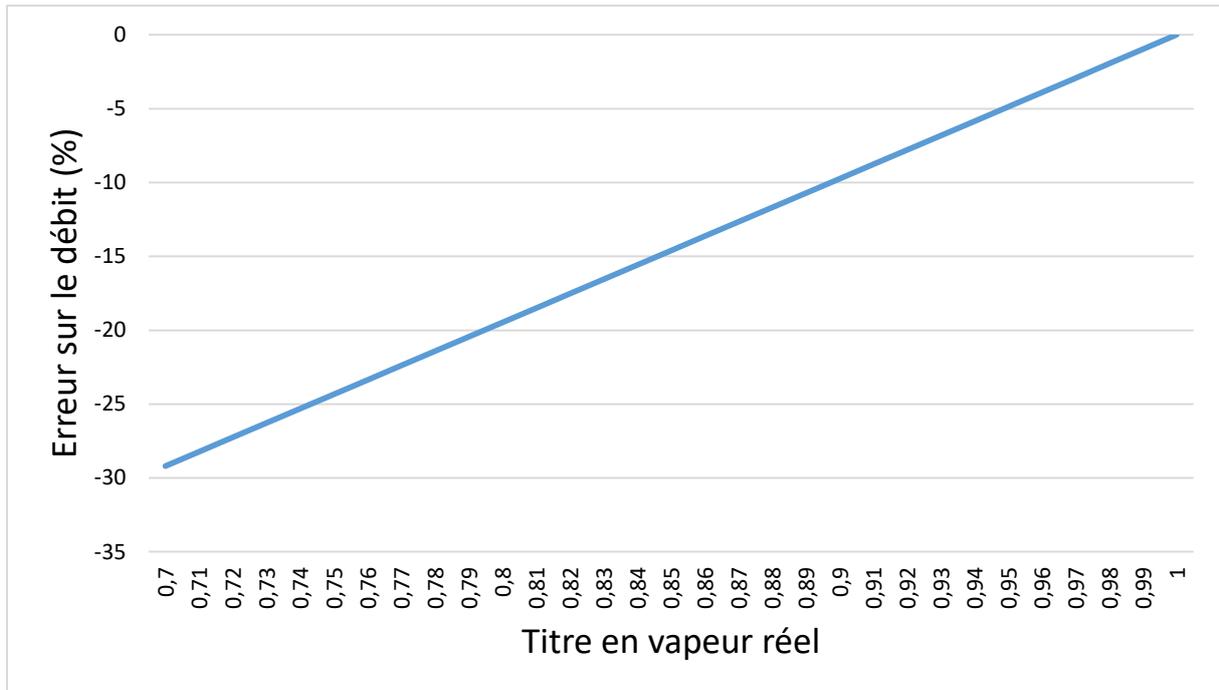


Figure 3.2 : Erreur sur le débit avec l'hypothèse de la masse volumique à saturation pour la méthode du rendement volumétrique, en fonction du titre en vapeur réel

Le débit est donc logiquement sous-estimé si on prend la valeur de masse volumique à saturation par méconnaissance du titre en vapeur. L'erreur commise reste toutefois bien inférieure à celle commise en utilisant la valeur d'enthalpie de saturation dans la méthode du bilan d'énergie (figure 1.22). Elle est assez importante lorsque le titre en vapeur réel est inférieur à 0,9, mais reste inférieure à 25 % jusqu'à un titre de 0,75.

Si la valeur du rendement volumétrique est correcte, le débit est sous-estimé en prenant la masse volumique à l'aspiration pour un titre en vapeur de 1. Au contraire, la méthode du bilan d'énergie surestime le débit en prenant un titre en vapeur de 1 pour calculer l'enthalpie d'aspiration. Ainsi, en procédant à des itérations sur le titre en vapeur, lorsque ces deux méthodes convergent vers la même valeur pour un certain titre en vapeur, elles doivent nécessairement converger vers la bonne valeur de débit (équation 3.6). Cela permet donc de résoudre l'incertitude sur la masse volumique à l'aspiration, il ne reste alors que l'incertitude sur la valeur du rendement volumétrique.

$$\dot{m} = \eta_{vol} \cdot \rho_{asp} \cdot C \cdot Freq = \frac{\dot{W}_{comp} - \dot{Q}_{losses}}{h_{comp,out} - h_{comp,in}} \quad (\text{Eq. 3.6})$$

Pour pouvoir converger vers la bonne valeur de débit, il faut que les deux méthodes encadrent cette bonne valeur pour un titre en vapeur de 1. Ainsi, si le rendement volumétrique n'est pas parfaitement connu, il est a priori préférable de le sous-estimer que de le surestimer, pour vérifier cet encadrement.

Incertitude sur le rendement volumétrique

Une incertitude sur la valeur de rendement volumétrique se traduit directement en une incertitude sur la valeur de débit calculée: une erreur de 10 % sur le rendement volumétrique entraîne une erreur de 10 % sur le débit.

La meilleure solution est d'avoir la cartographie précise du rendement volumétrique pour un compresseur donné, c'est-à-dire sa valeur en fonction des températures de fonctionnement et de la fréquence.

Cependant, outre la difficulté à obtenir ces cartographies pour tous les compresseurs, celles-ci sont déterminées en laboratoire, dans des conditions différentes des conditions réelles. Leur précision est ainsi affectée de plusieurs manières.

D'une part, ces cartographies sont généralement faites avec une température ambiante maintenue généralement à 35 °C autour du compresseur de façon à limiter les pertes thermiques. Au contraire, sur le terrain, les pertes thermiques représentent de 10 % à 25 % de la puissance injectée au compresseur, d'après les suivis sur sites présentés au chapitre 2, ce qui pourrait affecter le rendement volumétrique.

D'autre part, elles sont établies avec une valeur positive fixe de surchauffe à l'aspiration, généralement de 10 K (NF EN 12900, 2013) ou 11,1 K (20 °F) (AHRI Standard 540-2015), alors que celle-ci peut varier in-situ en fonction des conditions de fonctionnement, voire être nulle dans le cas d'une aspiration de fluide diphasique. Daibiri & Rice (1981) proposent d'ailleurs une correction du rendement volumétrique pour prendre en compte la surchauffe réelle (équation 3.7).

$$\eta_{vol} = \left(\frac{\rho_0}{\rho} + F_v * \left(1 - \frac{\rho_0}{\rho} \right) \right) \eta_{vol,0} \quad (\text{Eq. 3.7})$$

Avec ρ_0 et $\eta_{vol,0}$ la masse volumique à l'aspiration et le rendement volumétrique dans les conditions de surchauffe de la cartographie, et ρ et η_{vol} ceux dans les conditions réelles de surchauffe. Le facteur de correction F_v est égal à 0,75 d'après Daibiri & Rice (1981).

Enfin, comme le met en évidence Seong et al. (2017) pour un compresseur rotary, le rendement volumétrique varie avec le titre en vapeur à l'aspiration. La figure 3.3 montre le rendement volumétrique en fonction du titre en vapeur, selon Seong et al. (2017).

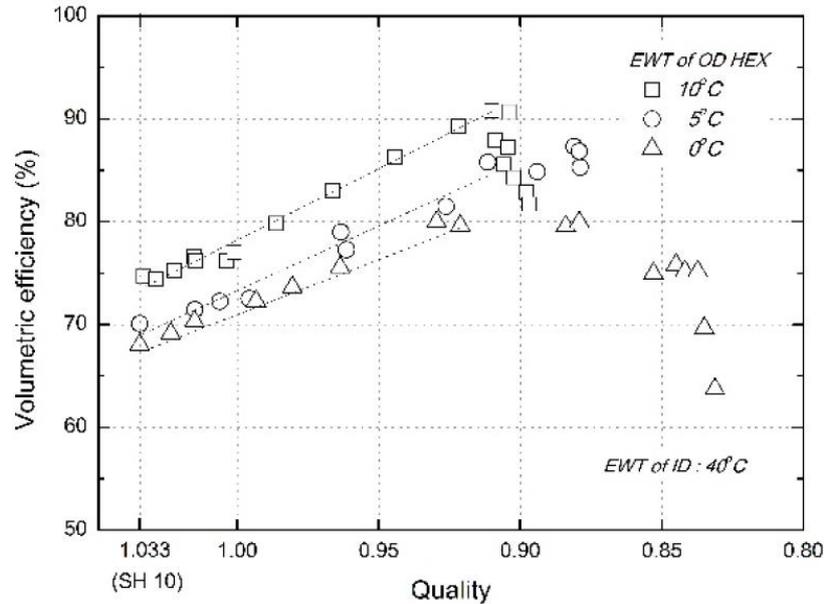


Figure 3.3 : Rendement volumétrique en fonction du titre en vapeur dans trois conditions de fonctionnement données (Seong et al., 2017)

D'après la figure 3.3, le rendement volumétrique augmente lorsque le titre en vapeur diminue jusqu'à un certain point, dans des conditions de fonctionnement données, notamment en raison de l'augmentation de la masse volumique à l'aspiration et donc du débit de masse. Selon ce graphique, la variation maximale du rendement volumétrique due à la variation du titre en vapeur est d'environ 20 % par rapport à la valeur pour une surchauffe de 10 K. In situ, le titre en vapeur varie avec les conditions de fonctionnement.

Quoiqu'il en soit, en compression avec aspiration diphasique, il y a donc un risque d'erreur sur la valeur réelle du rendement volumétrique, y compris en ayant accès à la cartographie du compresseur qui a été établie en compression classique avec surchauffe.

Il est donc nécessaire de tester cette méthode expérimentalement pour déterminer sa précision sur une machine fonctionnant avec aspiration de fluide diphasique.

3.3.3. Identification de corrélations de rendement volumétrique

La méthode décrite dans ce paragraphe repose sur la connaissance la plus précise possible du rendement volumétrique du compresseur. Si aucune cartographie pour ce rendement n'est disponible, une autre solution est de s'appuyer sur des corrélations déjà établies pour d'autres compresseurs et d'analyser la possibilité de les généraliser en les adaptant au cas étudié.

Une étude de Sekine et al. (2012) propose d'utiliser une valeur fixe de rendement volumétrique pour calculer le débit de fluide sur des systèmes VRF. En mesurant directement le débit, le rendement volumétrique est d'abord calculé dans plusieurs conditions de fonctionnement en régime stationnaire et sa valeur moyenne estimée à 0,9 pour la machine testée. Le débit de masse est ensuite calculé en utilisant cette valeur moyenne de rendement et l'équation 3.4, et les résultats sont comparés avec la mesure directe du débit. Les auteurs ont ainsi pu conclure que l'erreur faite par cette méthode reste

inférieure à 9 %. Si cela montre que la connaissance exacte du rendement volumétrique n'est pas nécessaire pour avoir une estimation correcte du débit, cette méthode nécessite tout de même une valeur de rendement volumétrique moyenne représentative de la machine étudiée. Il serait plus rigoureux d'utiliser une corrélation de rendement volumétrique dépendante des conditions de fonctionnement.

Tran (2013), à partir de données du constructeur, utilise une relation donnant le rendement volumétrique sous forme de fonction polynômiale d'ordre 2 des températures de fonctionnement et de la fréquence du compresseur (équation 3.8), pour un compresseur de type rotary fonctionnant au R410A. Les conditions expérimentales d'obtention des données du constructeur ne sont pas précisées, on peut supposer que l'air autour du compresseur est brassé à 35 °C pour limiter les pertes de chaleur et que la surchauffe est fixée à 10 K comme le stipule la norme EN 12900-2013 (AFNOR, 2013).

$$\eta_{vol} = a_0 + a_1 T_{evap} + a_2 T_{cond} + a_3 F + a_4 T_{evap}^2 + a_5 T_{evap} \cdot F + a_6 T_{cond}^2 + a_7 T_{cond} \cdot F + a_8 \cdot F^2 + a_9 T_{evap} \cdot T_{cond} \quad (\text{Eq. 3.8})$$

Le rendement volumétrique η_{vol} est donné en %, avec T_{evap} la température d'évaporation en °C, T_{cond} la température de condensation en °C et F la fréquence de rotation du compresseur en Hz.

Deutz (2018), pour un compresseur de type rotary utilisant du R134a, a pu obtenir des données du constructeur du compresseur et en déduire des corrélations de rendement volumétrique de la forme d'une fonction polynômiale d'ordre 3 des températures d'évaporation et de condensation (équation 3.9). Les essais permettant d'obtenir cette corrélation ont été effectués avec une surchauffe fixe de 10 K, et un air brassé à 20 °C autour du compresseur. Les pertes thermiques dans ce cas n'étaient donc pas négligeables, même si elles sont inférieures à celles rencontrées sur le terrain.

$$\eta_{vol} = a_0 + a_1 T_{evap} + a_2 T_{cond} + a_3 T_{evap} T_{cond} + a_4 T_{evap}^2 + a_5 T_{cond}^2 + a_6 T_{evap} \cdot T_{cond}^2 + a_7 \cdot T_{evap}^2 T_{cond} + a_8 T_{evap}^3 + a_9 T_{cond}^3 \quad (\text{Eq. 3.9})$$

Les différents coefficients a_i sont déterminés pour 4 fréquences de rotation du compresseur (30, 50, 60 et 90 Hz), puis une interpolation linéaire permet d'obtenir le rendement volumétrique pour les autres fréquences de rotation.

Li (2013), utilise des données issues du constructeur pour un compresseur Mitsubishi RHV207FEM, de type rotary fonctionnant au R22 et de cylindrée 20,7 cm³. Une surchauffe fixe de 11 K a été appliquée pour obtenir ces données. Les conditions de pertes de chaleur du compresseur, en particulier la température ambiante autour du compresseur, ne sont pas précisées. Li (2013), obtient ensuite une corrélation donnant le rendement volumétrique en fonction du taux de compression (τ_{comp}) et du coefficient adiabatique (γ) du fluide utilisé, pour une fréquence compresseur donnée (équation 3.10).

$$\eta_{vol}(F_0) = 1,083 - 0,077(\tau_{comp})^{1/\gamma} \quad (\text{Eq. 3.10})$$

Puis, une correction en fonction de la fréquence du compresseur est proposée (équation 3.11).

$$\eta_{vol}(F) = \eta_{vol}(F_0) * (0,709 - 0,416 * \frac{F}{F_0} - 0,125 * (\frac{F}{F_0})^2) \quad (\text{Eq. 3.11})$$

Avec F la fréquence de rotation du compresseur, et F_0 la fréquence de rotation de référence pour laquelle la corrélation (équation 3.10) a été établie, qui est de 60 Hz pour ce compresseur.

Jankovic et al. (2018) propose une corrélation simple de rendement volumétrique en fonction du taux de compression, obtenue à partir de données du constructeur d'un compresseur scroll hermétique (équation 3.12). Les conditions expérimentales d'obtention de cette corrélation ne sont pas connues.

$$\eta_{vol} = 1,04783 - 0,028886\tau_{comp} \quad (\text{Eq. 3.12})$$

Cette dernière corrélation a été établie pour un compresseur très différent de ceux généralement présents sur les PAC air/air résidentielles, et risque donc a priori de donner les résultats les plus éloignés de la réalité.

Le tableau 3.1 résume les caractéristiques des compresseurs et les conditions d'obtention des différentes corrélations lorsqu'elles sont connues.

Source	Type de compresseur	cylindrée	fluide	surchauffe	Température ambiante compresseur
Deutz (2018)	Rotary	13 cm ³	R134a	10 K	20 °C
Jankovic (2018)	Scroll	54,2 cm ³	R407C	n.c.	n.c.
Tran (2013)	Rotary	n.c.	R410A	n.c.	n.c.
Li (2013)	Rotary	20,7 cm ³	R22	11 K	n.c.

Tableau 3.1 : Caractéristiques des compresseurs et conditions d'obtention des corrélations

Ces différentes corrélations sont générées au départ pour différents fluides, ainsi, même si la température ambiante autour du compresseur est connue, les températures de refoulement et de surface du compresseur vont dépendre de la nature du fluide, et les pertes thermiques du compresseur seront ainsi différentes selon le fluide.

La figure 3.4 permet de comparer les corrélations de rendement volumétrique de Tran (2013), Li (2013), Jankovic et al. (2018) et Deutz (2018) en fonction du taux de compression, avec une

température d'évaporation comprise entre -20 °C et 15 °C et une température de condensation comprise entre 30 °C et 50 °C, pour une fréquence compresseur de 60 Hz.

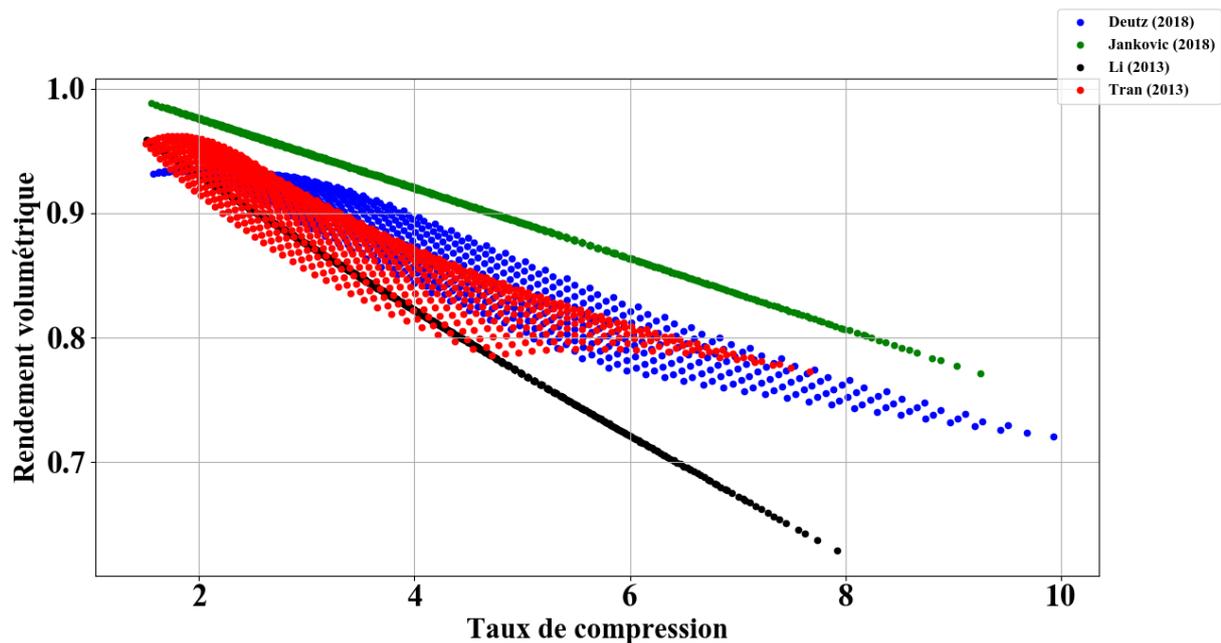


Figure 3.4 : Rendement volumétrique selon les différentes corrélations, en fonction du taux de compression, à une fréquence compresseur de 60 Hz

Jankovic et al. (2018) donne l'estimation la plus haute du rendement volumétrique, et Li (2013) la plus basse, en particulier pour les taux de compression élevés. L'écart maximal de 22 % entre ces deux corrélations est atteint pour le plus fort taux de compression. Les corrélations de Tran (2013) et Deutz (2018) présentent un écart entre elles toujours inférieur à 7 %, tandis que l'écart maximal entre les corrélations de Li (2013) et Deutz (2018) est inférieur à 15 %.

L'estimation du rendement volumétrique par ces corrélations devra être comparée sur des essais en laboratoire sur PAC air/air au R32 avec une détermination du rendement volumétrique réel grâce à un débitmètre, afin de pouvoir conclure sur la précision de la méthode du rendement volumétrique.

3.3.4 Résumé de la méthode du rendement volumétrique

Cette méthode de calcul du débit est basée sur la connaissance du rendement volumétrique du compresseur, par l'équation 3.4 rappelée ci-dessous :

$$\dot{m} = \eta_{vol} \cdot \rho_{asp} \cdot C \cdot Freq \quad (\text{Eq. 3.4})$$

Cette méthode suppose la connaissance :

- De la cylindrée du compresseur. Sans cette information, la méthode n'est pas applicable.
- De la fréquence du compresseur. Celle-ci est mesurée dans le cadre de la méthode du bilan d'énergie

- Du rendement volumétrique. Celui-ci peut être obtenu soit par une cartographie du compresseur mise à disposition par le fabricant, soit par une corrélation issue de la littérature. Dans un cas comme dans l'autre, les valeurs de rendement volumétrique ont une incertitude qu'il est nécessaire d'estimer.
- De la masse volumique à l'aspiration du compresseur. Celle-ci dépend du titre vapeur à ce point du cycle. Une méthode itérative sur la valeur du titre et basée sur le calcul du débit (Equation 3.6) permet de converger vers la valeur de masse volumique.

Compte tenu de ces éléments, on voit que l'incertitude sur la valeur du débit, engendrée par cette méthode, repose quasi-exclusivement sur l'incertitude sur le rendement volumétrique.

3.4 Méthode du rendement global

3.4.1. Description de la méthode

En l'absence de pertes de chaleur, le rendement isentropique est défini comme le rapport du travail de la compression isentropique à celui de la compression réelle. Pour une compression adiabatique, il est donc défini par l'équation 3.13.

$$\eta_{is} = \frac{h_{comp,out,is} - h_{comp,in}}{h_{comp,out} - h_{comp,in}} \quad (\text{Eq. 3.13})$$

Il s'agit de la même équation que l'équation 2.3 du chapitre 2, puisque le ratio isentropique est l'application directe de la définition du rendement isentropique pour une compression non adiabatique. Les valeurs de $h_{comp,in}$ et de $h_{comp,out,is}$ sont directement liées par entropie constante, et $h_{comp,out}$ au refoulement est obtenue à partir des mesures de température et de pression.

Le rendement isentropique dépend des caractéristiques constructives du compresseur, du taux de compression et de la fréquence. Les trois variables peuvent être mesurées pour un compresseur donné. Ainsi, si on connaît la cartographie du rendement isentropique en fonction de ces conditions, cette méthode peut être adaptée. Cependant, afin de prendre en compte les pertes de chaleur du compresseur, il serait plus précis d'utiliser le rendement global, défini par l'équation 2.4 au chapitre 2 et rappelée par l'équation 3.14.

$$\eta_g = \frac{\dot{m}(h_{comp,out,is} - h_{comp,in})}{\dot{W}_{comp}} \quad (\text{Eq. 3.14})$$

Le rendement isentropique et le rendement global sont liés par la puissance et les pertes thermiques du compresseur, selon l'équation 3.15.

$$\eta_g = \frac{\dot{W}_{comp} - \dot{Q}_{losses}}{\dot{W}_{comp}} * \eta_{is} \quad (\text{Eq. 3.15})$$

Cette donnée permet alors d'obtenir le débit de masse du fluide, en inversant l'équation 3.14, ce qui donne l'équation 3.16.

$$\dot{m} = \frac{\eta_g \cdot \dot{W}_{comp}}{h_{comp,out,is} - h_{comp,in}} \quad (\text{Eq. 3.16})$$

Cependant, dans ce cas, on ne dispose pas de l'enthalpie d'aspiration. Pour obtenir une valeur de débit, on peut dans un premier temps appliquer l'équation 3.16 à une compression à saturation. On utilise l'enthalpie d'aspiration à saturation $h_{comp,in,sat}$ et l'enthalpie de refoulement isentropique issue de cette saturation $h_{comp,out,is(sat)}$. On obtient alors l'équation 3.17.

$$\dot{m}_{sat} = \frac{\eta_g \cdot \dot{W}_{comp}}{h_{comp,out,is(sat)} - h_{comp,in,sat}} \quad (\text{Eq. 3.17})$$

Si on utilise directement cette valeur de débit pour le calcul de la puissance calorifique, sans parler de l'incertitude sur la valeur de rendement global, une erreur sera faite au niveau de l'enthalpie d'aspiration et donc de l'enthalpie de refoulement isentropique également si le titre en vapeur réel est inférieur à 1. La figure 3.5 montre l'écart théorique en appliquant cette méthode, à saturation d'une part, et avec le titre en vapeur réel d'autre part, en fonction de ce titre en vapeur et en considérant que le rendement global est connu.

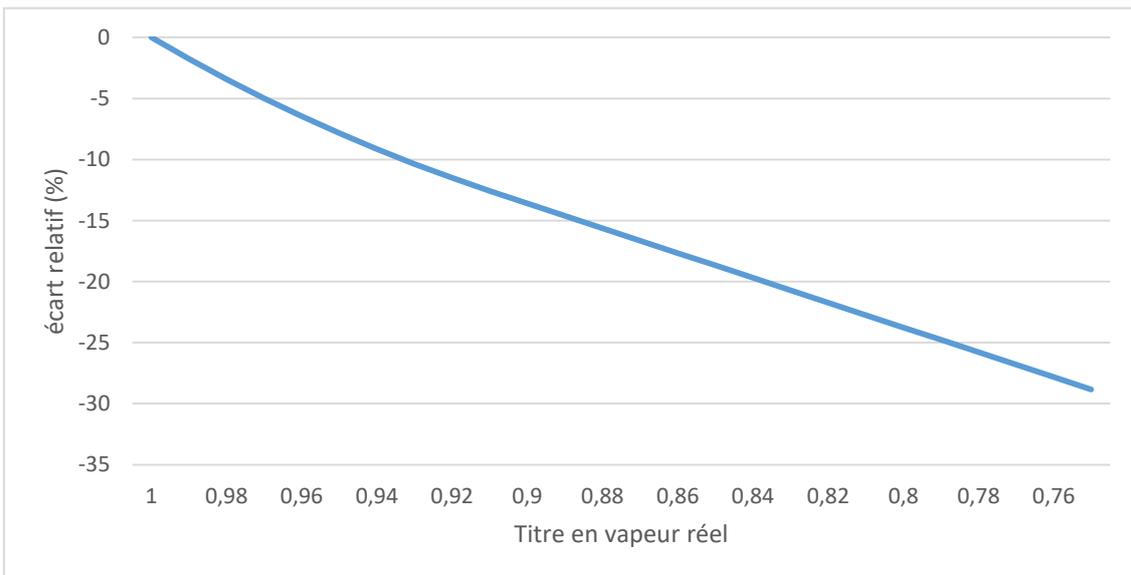


Figure 3.5 : Erreur sur le débit en utilisant l'enthalpie d'aspiration à saturation en fonction du titre en vapeur réel pour la méthode utilisant le rendement global (Eq. 3.17)

Ainsi, l'erreur relative causée par cette hypothèse est bien plus faible qu'en appliquant directement la méthode du bilan d'énergie à saturation. De plus, l'erreur est ici une sous-estimation, car la pente des isentropes sur un diagramme P-h augmente lorsque l'enthalpie diminue, ce qui fait que l'écart entre l'enthalpie d'aspiration et l'enthalpie de refoulement isentropique associée est plus importante lorsque l'aspiration est saturée que lorsqu'elle est diphasique, donc le débit calculé est plus faible.

De même que pour la méthode du rendement volumétrique, l'équation 3.17 sous-estime le débit en prenant une valeur de titre en vapeur de 1 pour calculer l'enthalpie d'aspiration et en déduire l'enthalpie de refoulement isentropique associée.

Si la valeur de rendement global est correcte, on peut également procéder à des itérations sur le titre en vapeur pour faire converger le résultat de l'équation 3.17 avec le résultat de la méthode du bilan d'énergie. A l'issue de ces itérations, on obtient alors le débit de fluide (équation 3.18).

$$\dot{m} = \frac{\eta_g \cdot \dot{W}_{comp}}{h_{comp,out,is} - h_{comp,in}} = \frac{\dot{W}_{comp} - \dot{Q}_{losses}}{h_{comp,out} - h_{comp,in}} \quad (\text{Eq. 3.18})$$

Pour pouvoir converger vers la bonne valeur de débit, il faut que les deux méthodes encadrent cette bonne valeur pour un titre en vapeur de 1. Ainsi, si le rendement global n'est pas parfaitement connu, il est préférable de le sous-estimer que de le surestimer.

La précision de cette méthode ne dépend au final que de l'incertitude sur le rendement global. Elle sera estimée sur des essais en laboratoire sur une PAC fonctionnant en compression avec aspiration diphasique.

3.4.2. Incertitude de la méthode du rendement global

La principale limite de cette méthode est qu'elle est conditionnée à la connaissance du rendement isentropique ou du rendement global. Une incertitude sur cette donnée se propagerait directement sur la valeur du débit. Tout comme le rendement volumétrique, le rendement global est une donnée cartographiée pour chaque compresseur par le constructeur. Cependant, ces cartographies sont établies en condition de surchauffe fixe et l'air autour du compresseur est brassé et maintenu généralement à 35 °C (NE 12900 (AFNOR, 2013), AHRI 540 (AHRI, 2015)) afin de réduire les pertes de chaleur du compresseur, ce qui n'est pas le cas sur le terrain. De plus, il n'est pas possible d'obtenir ces cartographies de rendement pour tous les compresseurs rencontrés sur site. Des corrélations identifiées dans la littérature seront présentée au paragraphe 3.4.3. Aussi, le rendement global dépend du titre en vapeur d'après Seong et al. (2017), comme on peut le voir sur la figure 3.6 (Les auteurs négligent les pertes de chaleur pour calculer le rendement isentropique, ce qui revient à calculer le rendement global).

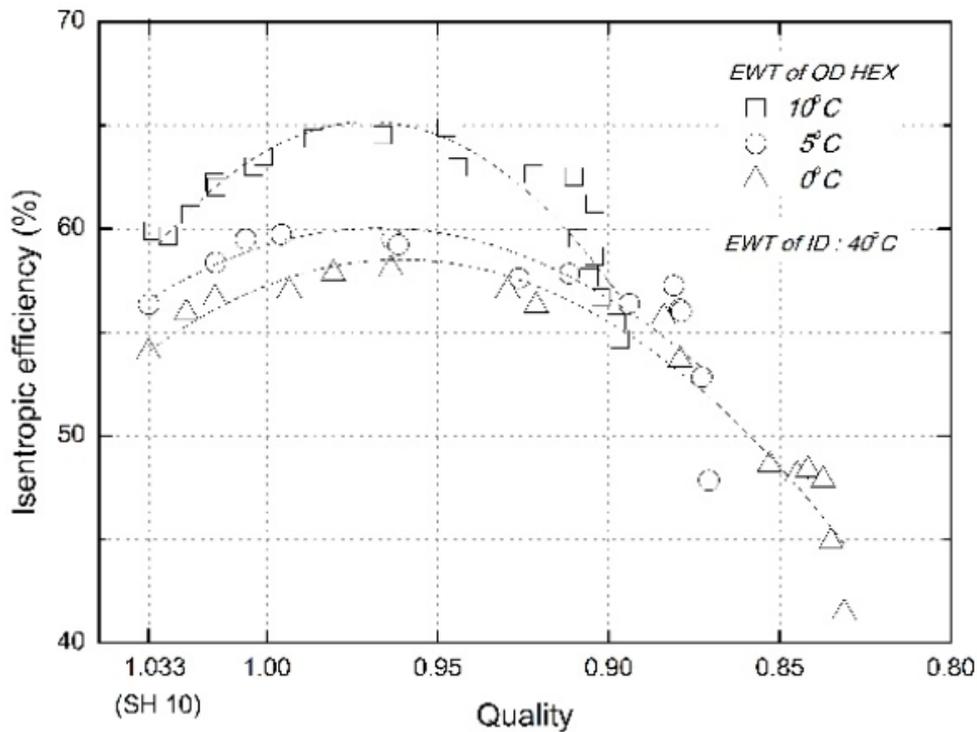


Figure 3.6 : Rendement global en fonction du titre en vapeur (Seong et al., 2017)

D'après la figure 3.6, le rendement global augmente lorsque le titre en vapeur diminue jusqu'à un certain point, puis diminue avec le titre en vapeur dans des conditions de fonctionnement données. Selon ce graphique, la variation maximale du rendement global due à la variation du titre en vapeur est d'environ 15 % par rapport à la valeur donnée pour une surchauffe de 10 K.

Ainsi, tout comme pour le rendement volumétrique, même en disposant de la cartographie du rendement global, il est possible de faire une erreur sur sa valeur in-situ.

3.4.3. Corrélations de rendement global

Comme précédemment, la méthode présentée ici repose sur la connaissance d'un rendement, ici isentropique ou global. Si aucune cartographie n'est disponible, la solution est également d'utiliser, en les adaptant, des corrélations issues de la littérature.

Tout comme pour le rendement volumétrique, Deutz (2018) a obtenu des corrélations donnant le rendement global en fonction des températures de changement de phase pour différentes valeurs de fréquence du compresseur (équation 3.19).

$$\eta_g = a_0 + a_1 T_{evap} + a_2 T_{cond} + a_3 T_{evap} T_{cond} + a_4 T_{evap}^2 + a_5 T_{cond}^2 + a_6 T_{evap} \cdot T_{cond}^2 + a_7 \cdot T_{evap}^2 T_{cond} + a_8 T_{evap}^3 + a_9 T_{cond}^3 \quad (\text{Eq. 3.19})$$

Cette corrélation a été établie pour un compresseur rotary fonctionnant au R134a, situé dans un air ambiant brassé à 20 °C, et avec une surchauffe fixe de 10 K. On peut ensuite obtenir les valeurs de rendement global pour toutes les fréquences de compresseur grâce à une interpolation linéaire.

Jankovic et al. (2018), propose une corrélation en fonction du taux de compression, obtenue à partir de données d'un compresseur scroll hermétique fonctionnant au R407C (équation 3.20). Les conditions expérimentales d'obtention de ces données ne sont pas précisées.

$$\eta_g = 0,257 + 0,366\tau_{comp} - 0,09517\tau_{comp}^2 + 0,00679\tau_{comp}^3 \quad (\text{Eq. 3.20})$$

Pour spécifier les performances de leurs compresseurs, les fabricants utilisent généralement des corrélations de débit et de puissance du compresseur en fonction des températures d'évaporation et de condensation. Par exemple, à partir de données des constructeurs, Shao et al. (2004), présente des corrélations de débit (M^*) et de puissance compresseur (P^*) pour trois compresseurs rotary de différentes cylindrées, établies à une surchauffe fixe de 11 K, de la forme suivante (équation 3.21), pour une fréquence donnée $Freq_0$:

$$M^*(P^*) = a_1T_{cond}^2 + a_2T_{cond} + a_3T_{evap}T_{cond} + a_4T_{evap}^2 + a_5T_{evap} + a_6 \quad (\text{Eq. 3.21})$$

Shao (2004) propose ensuite une correction en fonction de la fréquence $Freq$ (équation 3.22):

$$M_0(P_0) = M^*(P^*). (c_1(Freq - Freq_0)^2 + c_2(Freq - Freq_0) + c_3) \quad (\text{Eq. 3.22})$$

Plus généralement, lorsque ces corrélations sont accessibles, elles sont sous la forme de l'équation 3.23, pour une fréquence de rotation donnée :

$$M(P) = a_1 + a_2T_{evap} + a_3T_{cond} + a_4T_{evap}^2 + a_5T_{evap}T_{cond} + a_6T_{cond}^2 + a_7T_{evap}^3 + a_8T_{cond}T_{evap}^2 + a_9T_{evap}T_{cond}^2 + a_{10}T_{cond}^3 \quad (\text{Eq. 3.23})$$

Les coefficients ont été obtenus pour un compresseur Hitachi à vitesse fixe par AHRI (2013), utilisant d'une part du R410A et d'autre part du R32, pour étudier l'impact du fluide sur les performances du compresseur. Ces coefficients ont également été obtenus pour un compresseur rotary Panasonic au R410A pour une fréquence de 60 Hz. Pour obtenir les performances à d'autres fréquences, on peut utiliser la correction proposée par Shao et al. (2004) (équation 3.22).

Ces corrélations de débit et de puissance compresseur ne sont applicables directement que pour les compresseurs en question, mais elles peuvent permettre d'obtenir des valeurs de rendement global, en prenant la valeur d'enthalpie d'aspiration correspondant à la surchauffe de la cartographie $h_{comp,in,SH\ map}$, et la valeur d'enthalpie de refoulement isentropique correspondante $h_{comp,out,is,(SH\ map)}$ (équation 3.24).

$$\eta_g = \frac{M. (h_{comp,out,is,(SH\ map)} - h_{comp,in,SH\ map})}{P} \quad (\text{Eq. 3.24})$$

Le tableau 3.2 résume les conditions d'obtention des différentes corrélations de rendement.

Source	Type de compresseur	cylindrée	fluide	surchauffe	Température autour du compresseur
Deutz (2018)	Rotary	13 cm ³	R134a	10 K	20 °C
Jankovic et al. (2018)	Scroll	54,2 cm ³	R407C	n.c.	n.c.
Panasonic	Rotary	15,06 cm ³	R410A	11,1 K	35 °C
AHRI (2013)	Rotary	28 cm ³	R410A	11,1 K	n.c.
AHRI (2013)	Rotary	28 cm ³	R32	11,1 K	n.c.
Shao et al. (2004)	Rotary	20,7 cm ³	R22	11 K	n.c.
Shao et al. (2004)	Rotary	13,2 cm ³	R22	11 K	n.c.
Shao et al. (2004)	Rotary	12,5 cm ³	R22	11 K	n.c.

Tableau 3.2 : Caractéristiques des compresseurs et conditions d'obtention des corrélations

On peut comparer les valeurs de rendement global obtenues par ces différentes corrélations pour différentes conditions de fonctionnement. La figure 3.7 montre les résultats de rendement global des corrélations de Jankovic et al. (2018), et Deutz (2018), ainsi que ceux obtenus à partir des spécifications données par Shao et al. (2004) (pour chaque compresseur), AHRI (2013) pour les deux fluides utilisés et Panasonic. La température d'évaporation varie entre -20 °C et 15 °C, la température de condensation varie entre 30 °C et 50 °C, et la fréquence du compresseur est de 60 Hz. Les résultats sont montrés en fonction du taux de compression.

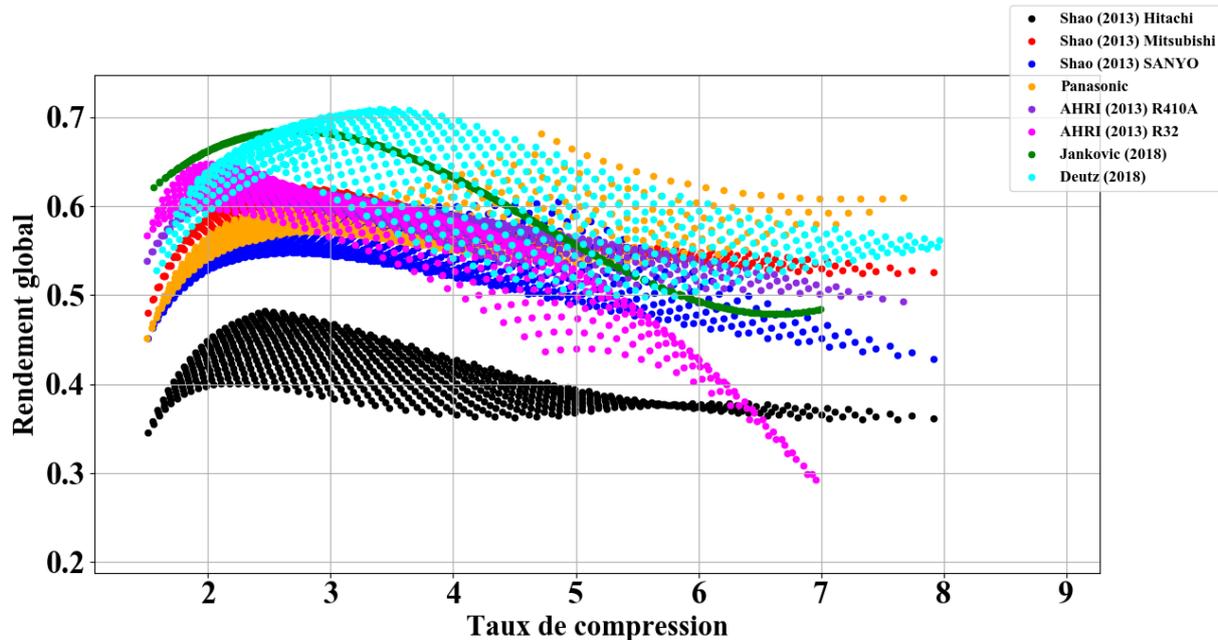


Figure 3.7 : Rendement global en fonction du taux de compression, selon les différentes corrélations

Les écarts sont ici plus importants entre les corrélations que pour le rendement volumétrique, en particulier pour les forts taux de compression. Les conditions d'obtention de ces corrélations sont variables et pas toujours bien connues, notamment pour les conditions de pertes thermiques du compresseur. De plus, les compresseurs en question sont très différents les uns des autres, avec des puissances et des cylindrées différentes, certains sont anciens (en particulier pour Shao et al. (2004)) et d'autres plus récents, certains sont à vitesse variable et d'autres à vitesse fixe.

D'autre part, l'ensemble des corrélations semblent sous-estimer le rendement global. En effet, en observant les COP normatifs des compresseurs fournis par les constructeurs dans leurs documentations techniques, il est de nos jours plutôt compris entre 2,9 et 3,4, ce qui correspond à un rendement global compris entre 0,69 et 0,78 (Huang et al., 2018). En particulier, la corrélation de Shao et al. (2004) pour le compresseur Hitachi semble donner des valeurs bien trop faibles.

A ce stade, il est donc difficile de savoir avec quelle incertitude on pourra connaître le rendement global afin d'appliquer cette méthode pour estimer le débit in-situ. Des essais sur une PAC air/air permettront de mesurer le rendement global en conditions réelles de fonctionnement et de le comparer avec les résultats des corrélations, puis de comparer les résultats de débit selon les différentes corrélations. Une méthode permettant d'ajuster les corrélations de rendement global à la PAC étudiée in-situ sera proposée.

3.4.4. Résumé de la méthode du bilan global

Cette méthode de calcul du débit est basée sur la connaissance du rendement global du compresseur, par l'équation 3.16 rappelée ci-dessous :

$$\dot{m} = \frac{\eta_g \cdot \dot{W}_{comp}}{h_{comp,out,is} - h_{comp,in}} \quad (\text{Eq. 3.16})$$

Cette méthode suppose la connaissance :

- Du rendement global. Celui-ci peut être obtenu soit par une cartographie du compresseur mise à disposition par le fabricant, soit par une corrélation issue de la littérature. Dans un cas comme dans l'autre, les valeurs de rendement global ont une incertitude qu'il est nécessaire d'estimer.
- De l'enthalpie à l'aspiration du compresseur. Celle-ci dépend du titre vapeur à ce point du cycle. Une méthode itérative sur la valeur du titre et basée sur le calcul du débit (Equation 3.18) permet de converger vers la valeur d'enthalpie d'aspiration.

Compte tenu de ces éléments, on voit que l'incertitude sur la valeur du débit, engendrée par cette méthode, repose quasi-exclusivement sur l'incertitude sur le rendement global.

3.5 Conclusions

La méthode du bilan d'énergie ne permet pas d'estimer correctement la puissance calorifique lorsque le fluide est diphasique en entrée du compresseur. Or, cette situation peut être fréquente et durable dans le cas d'une régulation visant à réduire la température de refoulement, notamment pour les systèmes au R32. Ainsi, nous avons identifié différentes solutions complémentaires pour estimer le débit dans ce cas.

L'utilisation d'une instrumentation supplémentaire à celle prévue initialement pour la mesure in-situ pose des difficultés : la mesure du titre en vapeur n'est pas possible dans l'état actuel, et il n'existe pas de capteur adapté aux contraintes du terrain pour la mesure directe du débit. Certaines technologies, comme le débitmètre thermique par exemple, ont un principe de fonctionnement qui pourrait être adapté à une mesure in-situ sur PAC résidentielle, mais qui demande un travail complet de développement.

La connaissance ou l'identification des modes de fonctionnement prévus par la régulation permettrait de connaître le titre en vapeur à l'aspiration du compresseur, mais ce travail n'est pas encore publié. L'identification en laboratoire d'une corrélation de titre en vapeur sur une PAC air/air au R32 sera faite au chapitre suivant. Les résultats obtenus devront à l'avenir être complétés par une étude expérimentale sur plusieurs machines pour que la corrélation soit généralisable.

Dans le cas où on dispose de quelques données supplémentaires sur le compresseur, deux méthodes permettant de modéliser le débit de fluide de façon simple ont été explorées.

- La première, si on connaît la cylindrée du compresseur et son rendement volumétrique, consiste à mesurer la fréquence du compresseur pour calculer le débit. En comparant le résultat avec celui de la méthode du bilan d'énergie et procédant ensuite à des itérations sur le titre en vapeur, on peut réduire l'erreur fait sur la masse volumique à l'aspiration et donc sur l'estimation du débit par cette méthode.
- La seconde, permet de calculer le débit à partir de la valeur du rendement global. Là encore, la comparaison avec la méthode du bilan d'énergie et des itérations sur le titre en vapeur permet de réduire l'erreur sur l'estimation de l'enthalpie d'aspiration, et donc sur le débit.

Dans l'état actuel, la cartographie du rendement volumétrique et du rendement global n'est pas documentée pour chaque compresseur, et les valeurs de rendement peuvent être différentes sur le terrain de celles calculées en laboratoire pour un autre compresseur avec une surchauffe positive constante, des conditions de pertes thermiques du compresseur différentes et un fluide différent. Une

action volontariste des constructeurs comme partenaires d'un affichage des performances in situ permettrait d'obtenir ces données. En l'absence de ces informations, mais également afin d'avoir une méthode indépendante du constructeur comme précisé dans le cahier des charges au chapitre 1, il est seulement possible d'utiliser des corrélations issues de la littérature et les généraliser. L'incertitude est alors plus importante et difficile à estimer a priori.

Pour résumer, le diagramme suivant (figure 3.8) représente un arbre de décision quant à la méthode à employer pour calculer le débit selon les données dont on dispose, lorsque la compression se fait avec aspiration diphasique. La méthode utilisant une corrélation de titre en vapeur pour ensuite appliquer la méthode du bilan d'énergie nécessite une corrélation précise à 5 % près pour obtenir une incertitude sur le débit inférieure à 20 %. L'incertitude des méthodes reposant sur la connaissance du rendement volumétrique ou global dépend directement de l'incertitude sur ces rendements. Une étude expérimentale sur PAC air/air avec une mesure directe du débit présentée au chapitre suivant permettra d'évaluer la précision de ces méthodes. D'autre part, cela permettra également d'évaluer la pertinence de ces méthodes pour les phases transitoires. L'arbre de décision sera alors complété et modifié en conséquence.

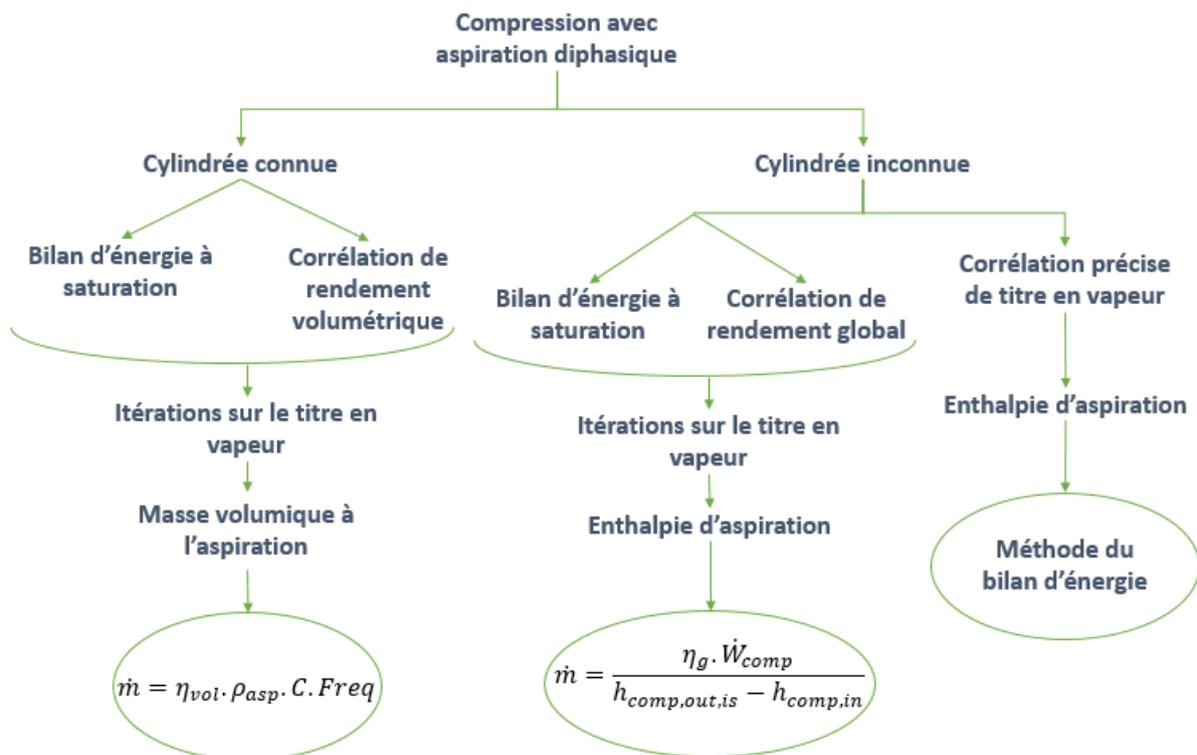


Figure 3.8 : Méthodes à employer en compression avec aspiration diphasique en fonction des données disponibles.

Chapitre 4 : Etude expérimentale d'une PAC air/air au R32

Nous avons vu dans les chapitres précédents que lorsque le fluide est diphasique en entrée du compresseur, la méthode du bilan d'énergie ne peut pas être appliquée directement. Afin de mesurer les performances des PAC dans ces conditions, différentes solutions ont été proposées. Les solutions nécessitant une instrumentation supplémentaire ne sont pas adaptées à la mesure in-situ. Connaître le titre en vapeur à l'aspiration du compresseur via des corrélations en fonction des conditions de fonctionnement permettrait de rendre fonctionnelle la méthode du bilan d'énergie. Cependant, de telles corrélations ne sont pas encore publiées dans la littérature. Deux méthodes complémentaires consistant à modéliser le débit du fluide à partir des rendements de compression semblent être mieux adaptées.

Une étude expérimentale de PAC air/air récente fonctionnant fréquemment avec une aspiration de fluide diphasique est présentée dans ce chapitre. L'objectif est d'une part d'identifier le titre en vapeur à l'aspiration du compresseur grâce à une mesure du débit de fluide frigorigène, et d'autre part de tester les méthodes complémentaires proposées au chapitre 3, pour vérifier si elles permettent une amélioration de l'estimation des performances saisonnières en prenant mieux en compte les phases de fonctionnement en aspiration diphasique.

4.1. Description du banc d'essais

4.1.1. Description de la PAC étudiée

Une PAC air/air fonctionnant au R32 a été testée en laboratoire. Il s'agit d'une PAC d'une marque différente de celles étudiées lors des suivis sur sites. C'est un monosplit avec un compresseur de type rotary de 7,3 cm³ et d'une puissance de chauffage de 3,6 kW. La charge de fluide est de 450 g de R32 pour une longueur de liaisons frigorifiques de 7 m. La fréquence minimale de rotation du compresseur est de 30 Hz et sa fréquence maximale de 100 Hz. Le tableau 4.1 résume les principales caractéristiques de la PAC.

Fluide / précharge	R32 / 450g
Cylindrée compresseur	7,3 cm ³
Puissance calorifique min/nominale (7°C/20°C)/max (kW)	0,9 / 3,6 / 3,7
Puissance calorifique à -7 °C (kW)	2,4
Puissance absorbée totale nominale (7°C/20°C, kW)	0,975
COP nominal normatif 7°C/20°C (EN 14511)	3,69
SCOP normatif (EN 14825)	4,3

Tableau 4.1 : Caractéristiques techniques de la PAC étudiée

Chaque unité (intérieure et extérieure) est placée dans une cellule climatique permettant de contrôler la température et l'humidité.

4.1.2. Instrumentation et incertitudes de mesure

Cette pompe à chaleur a été instrumentée de façon à pouvoir mesurer le débit de fluide frigorigène, la puissance calorifique au condenseur, les paramètres de fonctionnement de la PAC et pour pouvoir appliquer les différentes méthodes de mesure de performance. La figure 4.1 schématise l'emplacement des différents capteurs utilisés.

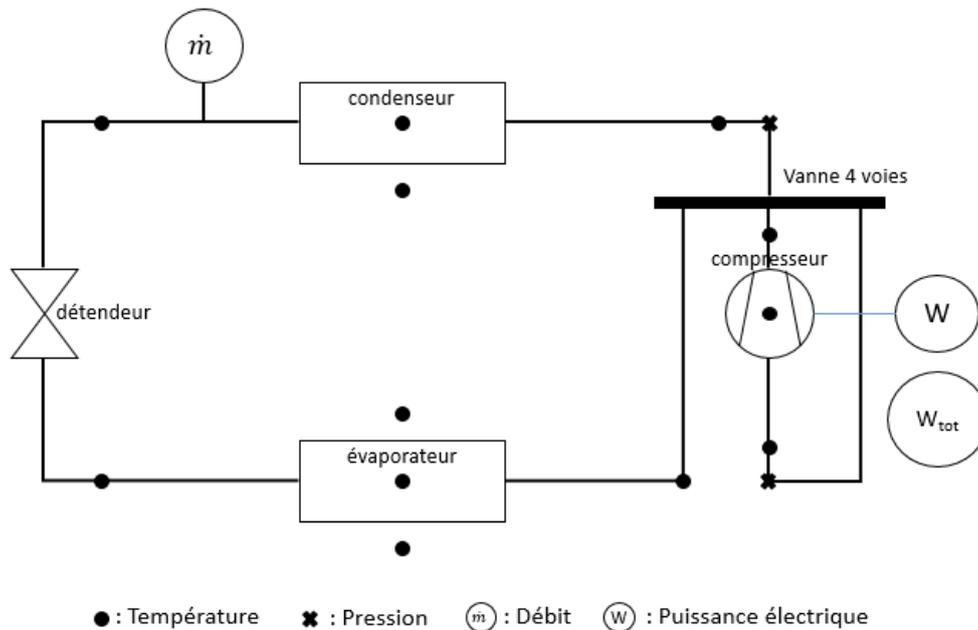


Figure 4.1 : Instrumentation de la PAC air/air

Capteurs de température

9 capteurs Pt100 de surface sont utilisés pour la mesure de température du fluide en plusieurs points du cycle :

- Entrée et sortie compresseur
- Surface compresseur
- Entrée et sortie condenseur
- Crosse du condenseur (Figure 4.2)
- Entrée et sortie évaporateur
- Crosse de l'évaporateur

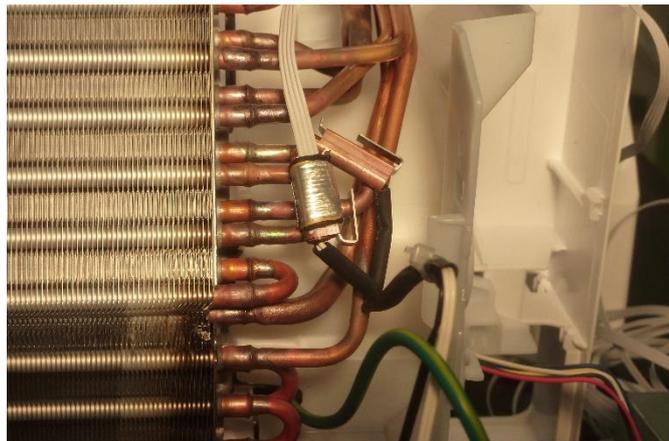


Figure 4.2 : Emplacement du capteur de température de condensation

Les capteurs Pt100 ont une incertitude absolue de mesure de 0,1 K, Cependant, pour prendre en compte l'incertitude liée à la mesure surfacique de la température du fluide, on considère que l'incertitude absolue de mesure des capteurs surfaciques est de 0,8 K (LNE, 2004). Les températures

de l'air intérieur et de l'air en entrée et en sortie de l'évaporateur sont mesurées avec des sondes Pt100.

Capteurs de pression

Des capteurs de pression relative sont placés en entrée et en sortie du compresseur. Les pertes de charge dans les échangeurs sont négligées et la pression est considérée uniforme dans chaque partie du circuit de fluide (basse pression et haute pression). Leur incertitude relative de mesure est de 0,5 %.

Mesures électriques

Pour les deux mesures de puissance électriques, la méthode spécifique aux suivis sur sites développée par EDF R&D (décrite en 2.1.2) n'a pas été utilisée. Deux wattmètres directement adaptés au système d'acquisition du laboratoire ont été privilégiés :

- Un wattmètre pour la mesure de puissance électrique totale.
- Un wattmètre pour la mesure de puissance électrique du compresseur

Le wattmètre permettant de mesurer la puissance électrique du compresseur permet également de mesurer sa fréquence de rotation. L'incertitude de mesure de chaque wattmètre est de 0,5 %.

Mesure du débit

Pour la mesure du débit de fluide frigorigène, un débitmètre de masse à effet Coriolis a été positionné sur la ligne liquide en sortie de condenseur. La charge de fluide a été ajustée pour prendre en compte le volume supplémentaire apporté par le débitmètre. L'incertitude de mesure du débitmètre est de 0,5 %. Il ne permet de mesurer le débit que lorsque le fluide est monophasique, donc ici lorsque le sous-refroidissement est supérieur à 0 K. Le cas d'un fluide diphasique à la sortie du condenseur est globalement minoritaire, mais sur cette PAC, cela se produit en phase transitoire, au démarrage du compresseur après une séquence de dégivrage, et dure généralement de 5 à 10 minutes.

Calcul des valeurs d'enthalpie

Les propriétés thermodynamiques du fluide, en particulier les valeurs d'enthalpie, sont calculées à partir des mesures de température et de pression grâce à la bibliothèque CoolProp. L'incertitude relative de l'enthalpie obtenue via CoolProp est inférieure à 0,8 % pour le R410A d'après une étude de Casari et al. (2019). On suppose que les résultats pour le R32, qui est l'un des composants du R410A, sont obtenus avec la même incertitude. Comme expliqué en partie 1.3.2, une petite partie de l'huile servant à lubrifier le compresseur circule avec le fluide frigorigène. Ce taux de circulation d'huile, estimé à 0,5 % (Niznik, 2017), est pris en compte dans le calcul des enthalpies.

4.1.3. Calcul de la puissance calorifique et incertitude de mesure

La puissance calorifique de référence $\dot{Q}_{cond,ref}$ peut donc être calculée à partir de la mesure du débit, des mesures de températures en entrée et en sortie du condenseur et de la mesure de pression en sortie du compresseur selon l'équation 4.1. Les valeurs d'enthalpie sont calculées grâce aux bases de données CoolProp.

$$\dot{Q}_{cond,ref} = \dot{m} \cdot (h_{cond,in} - h_{cond,out}) \quad (Eq. 4.1)$$

Mesure ou calcul effectué	Capteur / outil	Incertitude de mesure
Débit masse	Coriolis 83F15-AD2S	0,5 %
Température fluide	Pt100 contact	0,8 K
Température air	Sonde Pt100	0,1 K
Pression	Capteur de pression relative	0,25 %
Puissance électrique et fréquence compresseur	YOKOGAWA	0,5 %
Puissance électrique totale	SENECA	0,5 %
Propriétés thermodynamiques	CoolProp	0,8 %

Tableau 4.2 : Types de capteurs et incertitudes de mesure associées

L'incertitude de mesure de la puissance calorifique peut ainsi être déterminée selon la formule de propagation des incertitudes (équation 4.2) à l'aide du logiciel EES.

$$\sigma_{\dot{Q}_{cond}} = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial \dot{Q}_{cond,w}}{\partial x_i} \right)^2 \sigma_{x_i}^2} \quad (Eq. 4.2)$$

L'incertitude relative de mesure de la puissance calorifique de référence est ainsi inférieure à 1 % pour tous les points d'essais.

4.1.4. Banc d'essai et conditions de fonctionnement

La figure 4.3 décrit l'installation dans laquelle les essais ont été réalisés.

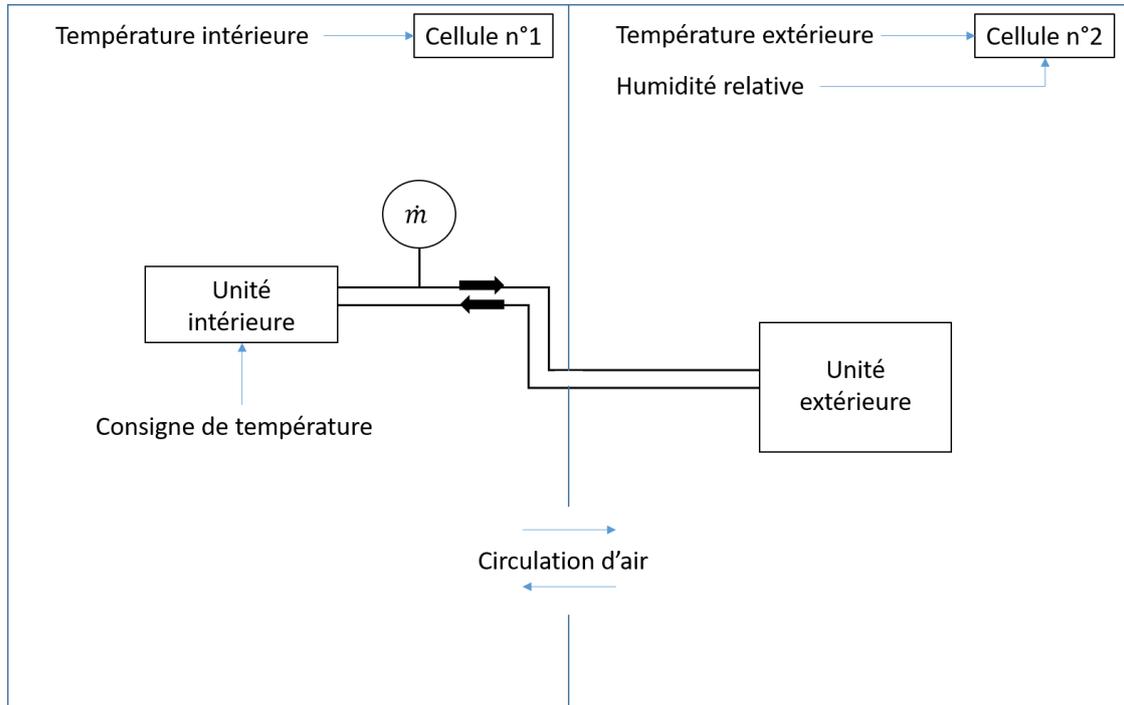


Figure 4.3 : Configuration des cellules climatiques dans lesquelles les essais ont été réalisés.

La pompe à chaleur a été étudiée avec la régulation prévue par le constructeur. Elle a été soumise à diverses conditions de fonctionnement en faisant varier la température d'air de la cellule « extérieure », la température d'air de la cellule « intérieure », la température de consigne de la PAC et la charge thermique. Les cellules n'étant pas pilotées en puissance, la charge thermique demandée à la PAC a été modifiée en jouant sur l'écart entre les températures des cellules extérieure et intérieure, sur la circulation d'air entre celles-ci, et sur la consigne de la PAC. En effet, les cellules étant quasiment adiabatiques, afin d'obtenir des taux de charge partielle intermédiaires, des déperditions supplémentaires ont été apportées en permettant une circulation d'air entre les cellules.

Pour atteindre les taux de charge partielle les plus bas, aucune circulation d'air n'était permise entre les cellules et un contrôle de la température de la cellule était effectué pour qu'elle corresponde à la température de consigne. Pour atteindre les puissances thermiques les plus importantes, aucune circulation d'air n'était permise entre les cellules et la température de la cellule intérieure est fixée de façon à ce que la PAC ne parvienne pas à atteindre la température de consigne. Pour quantifier la charge thermique demandée à la PAC, un taux de charge partielle, PLR, a été défini ici comme le rapport entre la puissance calorifique mesurée $\dot{Q}_{cond,ref}$ et la puissance nominale déclarée par le constructeur à une température extérieure de $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\dot{Q}_{cond(-7^{\circ}\text{C})}$ (équation 4.3⁵).

$$PLR = \frac{\dot{Q}_{cond,ref}}{\dot{Q}_{cond(-7^{\circ}\text{C})}} \quad (\text{Eq. 4.3})$$

⁵ Ce taux de charge partielle PLR a une expression différente de celle contenue dans la norme NF EN 14825 (cf chapitre 1) car celle-ci considère au dénominateur la puissance de dimensionnement à -10°C en incluant l'appoint électrique.

$\dot{Q}_{cond} (-7^{\circ}C)$ est de 2,4 kW d'après la documentation technique de la PAC (tableau 4.1).

Ainsi, la PAC a été testée pour 60 points de fonctionnement. Pour pouvoir s'y référer, le tableau 4.3 en résume les principaux paramètres (valeurs moyennes mesurées pendant chaque point d'essai, en excluant les séquences de dégivrage pouvant se produire pour des températures d'air extérieur comprises entre $-5^{\circ}C$ et $5^{\circ}C$). Chaque point d'essai a duré au moins deux heures afin d'obtenir un fonctionnement stabilisé suffisamment long.

N°	Text (°C)	Tint (°C)	Tevap (°C)	Tcond (°C)	Freq (Hz)	Taux comp	PLR (%)
1	-9,3	19,8	-15,2	38,6	99,2	5,4	96,6
2	-9,5	21,6	-15,0	38,4	94,5	5,4	86,3
3	-9,7	22,8	-13,8	34,7	60,9	4,6	60,5
4	-10,3	21,8	-15,8	39,9	99,5	5,7	92,8
5	-9,9	23,8	-15,3	42,0	99,5	5,9	92,5
6	-10,2	24,9	-12,6	30,3	26,1	3,6	28,4
7	-4,7	22,8	-10,9	43,3	95,0	5,2	105,4
8	-5,0	24,9	-7,9	31,4	29,3	3,2	34,3
9	-5,0	26,9	-7,9	33,2	29,5	3,4	33,3
10	-5,0	19,6	-11,2	42,1	93,0	5,1	101,6
11	-5,1	20,9	-11,0	41,9	89,5	5,0	96,0
12	-5,1	20,0	-11,4	43,8	99,6	5,3	107,6
13	-5,0	22,6	-10,9	44,8	94,0	5,4	99,4
14	-5,1	20,1	-11,4	43,9	99,8	5,3	108,1
15	-5,1	23,8	-10,6	43,3	85,7	5,1	89,5
16	-5,1	19,8	-11,4	43,7	99,8	5,3	108,1
17	0,1	21,8	-7,2	46,1	96,0	4,9	118,7
18	0,2	23,8	-6,5	46,6	89,6	4,8	111,0
19	0,0	24,9	-3,3	32,0	29,8	3,0	38,9
20	0,2	24,9	-3,0	31,3	29,7	3,0	38,2
21	-0,1	24,9	-3,5	32,7	28,7	2,9	40,8
22	-0,1	15,2	-7,6	43,5	99,6	4,7	123,6
23	-0,1	15,1	-7,6	43,6	99,6	4,7	123,8
24	-0,1	23,3	-5,3	40,7	65,5	4,0	79,9

25	-0,1	23,7	-5,7	43,7	74,0	4,3	89,5
26	0,1	25,5	-4,1	38,8	50,0	3,6	62,9
27	-0,1	25,7	-5,6	44,6	72,4	4,4	87,0
28	-0,1	24,2	-6,2	47,1	84,9	4,7	101,7
29	-0,1	25,1	-5,8	45,3	76,6	4,5	90,8
30	0,2	17,9	-7,5	42,7	99,8	4,6	126,1
31	0,2	19,8	-7,3	44,7	99,6	4,8	125,2
32	0,2	22,0	-7,1	46,7	99,5	5,0	123,2
33	0,2	23,8	-6,7	47,6	95,4	5,0	117,1
34	0,2	27,0	-3,1	34,5	29,6	3,0	39,4
35	0,0	22,4	-3,5	30,3	29,2	2,7	39,4
36	-0,1	24,4	-6,4	44,2	81,8	4,5	100,1
37	5,1	20,9	0,4	31,7	36,3	2,6	57,5
38	5,1	22,9	1,1	31,9	29,5	2,5	47,5
39	5,1	24,9	1,1	33,9	29,5	2,6	46,8
40	5,1	17,9	-3,5	46,3	99,5	4,4	141,6
41	5,1	20,1	-3,2	48,0	98,5	4,5	138,3
42	5,2	22,0	-3,0	49,2	97,5	4,6	134,6
43	5,2	23,8	-1,9	47,9	84,8	4,3	120,1
44	5,0	25,8	-1,3	46,5	71,5	4,0	101,2
45	5,1	26,9	1,3	35,8	29,6	2,8	45,9
46	4,9	22,3	-2,1	43,5	75,8	3,9	107,0
47	4,9	24,4	-1,7	44,7	72,8	3,9	101,7
48	4,9	18,3	0,1	30,3	38,5	2,5	55,2
49	4,8	18,7	-2,4	45,9	82,8	4,1	116,9
50	4,9	23,7	1,0	33,9	29,3	2,6	45,2
51	4,9	24,2	0,7	34,0	27,5	2,7	45,7
52	4,9	25,6	0,0	40,7	50,1	3,3	71,5
53	4,8	26,0	0,7	36,9	33,9	2,9	50,5
54	4,9	26,2	0,5	38,3	41,4	3,1	58,2

55	9,8	19,8	1,1	47,7	88,1	3,9	139,8
56	10,0	21,8	2,4	45,5	73,7	3,5	118,7
57	10,0	22,8	3,9	40,3	53,6	3,0	88,5
58	10,0	21,9	2,5	45,8	73,2	3,5	117,2
59	10,0	23,5	2,8	46,3	70,6	3,5	111,6
60	10,0	24,6	4,4	40,0	44,3	2,9	76,3

Tableau 4.3 : Conditions d'essais

Par ailleurs, un essai d'une durée de 26 h a été réalisé en utilisant un scénario de température extérieure issue d'une mesure terrain, correspondant à un jour avec une grande amplitude de température. Cet essai avait pour objectif d'observer le fonctionnement de la PAC et les résultats des différentes méthodes de mesure des performances dans des conditions de température extérieure représentatives des variations naturelles de température observées sur le terrain. La figure 4.4 montre la température et le taux de charge partielle sur la durée de cet essai.

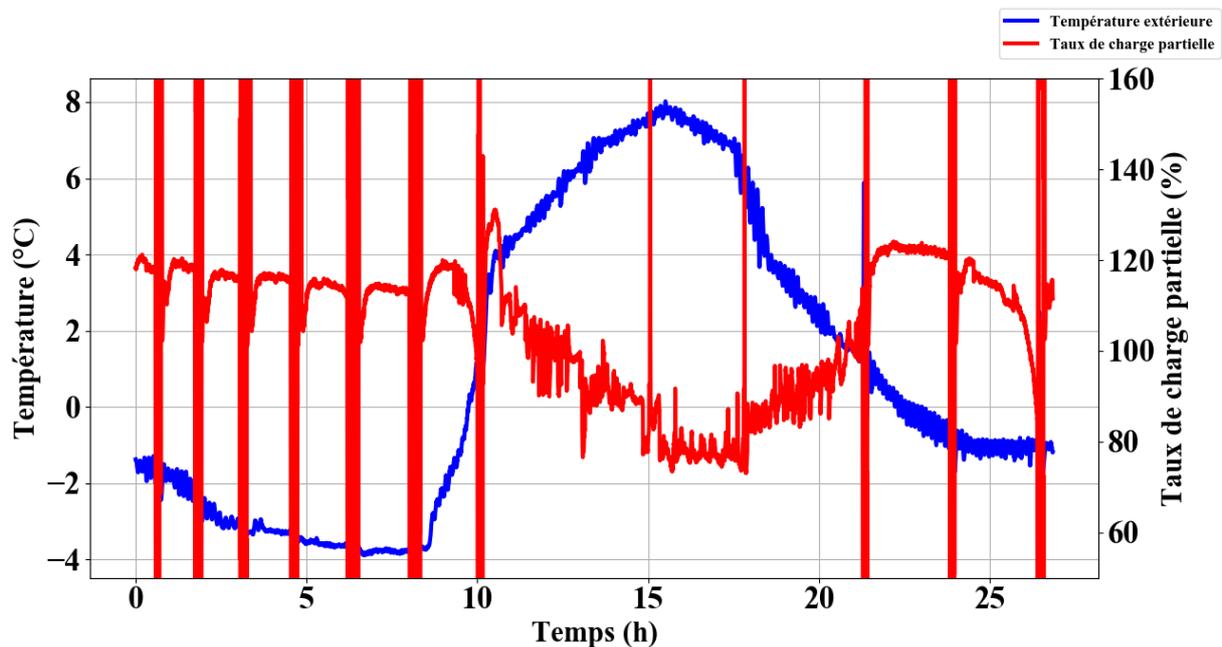


Figure 4.4 : Température extérieure et taux de charge partielle

Sur cet essai, on observe plusieurs séquences de dégivrage lorsque la température extérieure est inférieure à 2 °C. En dehors de ces séquences, le taux de charge partielle est compris entre 80 et 120 %.

4.2 Analyse du fonctionnement de la PAC

4.2.1. Aspiration diphasique

La machine étant une PAC air/air récente fonctionnant avec le fluide R32, elle dispose d'un moyen de réduire la température de refoulement du compresseur. La PAC fonctionne en cycle simple, c'est-à-dire sans injection. On vérifie alors qu'elle fonctionne avec une aspiration de fluide diphasique lorsque les conditions de fonctionnement l'exigent. En particulier, en l'absence d'une régulation de la

température de refoulement, un fort taux de compression, un fort taux de charge partielle et une fréquence compresseur élevée contribuent à l'augmenter. Ainsi, c'est particulièrement dans ces conditions que l'on s'attend à observer une aspiration de fluide diphasique au compresseur.

Tran (2013), considère que si la surchauffe est inférieure à 1,1 K (incertitude de mesure de la surchauffe), le fluide est diphasique en entrée du compresseur. Comme il a été observé pour les suivis sur sites au chapitre 2, la mesure in-situ de la surchauffe est parfois imprécise. La surchauffe au refoulement permet de compléter cette analyse.

La figure 4.5 montre la surchauffe moyenne en entrée du compresseur par point d'essai en fonction du taux de charge partielle, en excluant les phases de dégivrage.

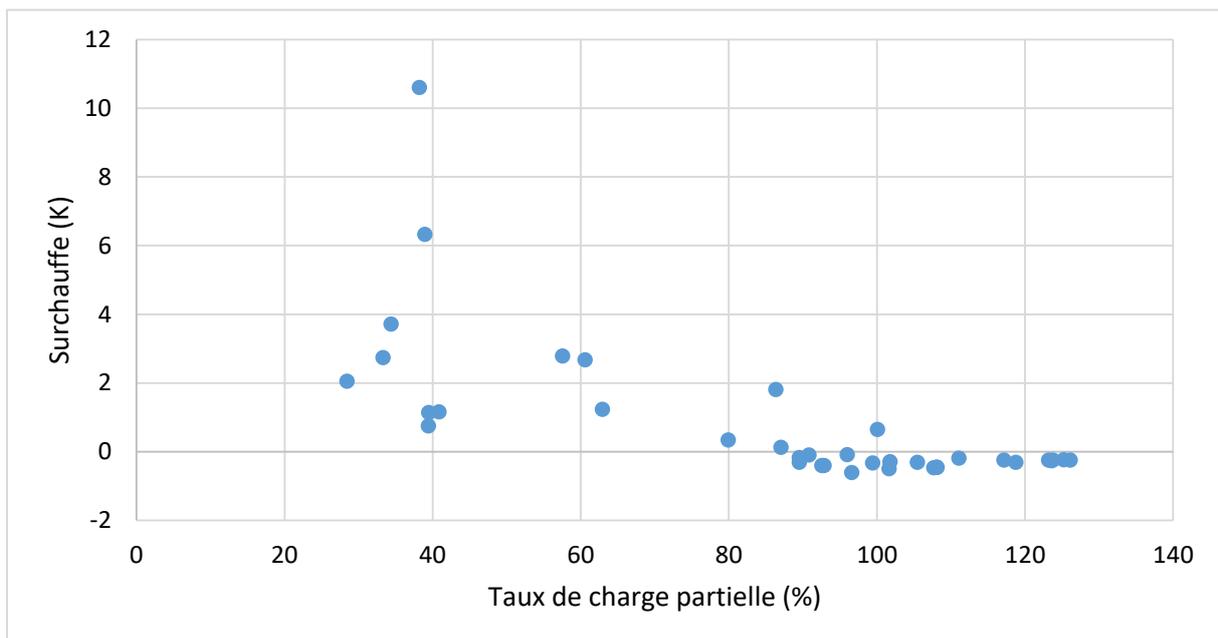


Figure 4.5 : Surchauffe moyenne en fonction du taux de charge partielle

On observe déjà que la surchauffe est en moyenne nulle voire négative pour les taux de charge partielle supérieurs à 100 %. Les points ayant une surchauffe moyenne significative correspondent principalement aux plus faibles taux de charge. Ainsi, on peut déjà supposer qu'il existe effectivement une séquence de régulation permettant de réduire la température de refoulement.

Cependant, pour les points montrant une surchauffe moyenne significative, il convient de regarder plus en détail l'évolution instantanée de cette surchauffe parfois instable. Par exemple, la figure 4.6 montre l'évolution de la surchauffe sur le point d'essai n°20, pour lequel la surchauffe moyenne en entrée du compresseur dépasse 10 K.

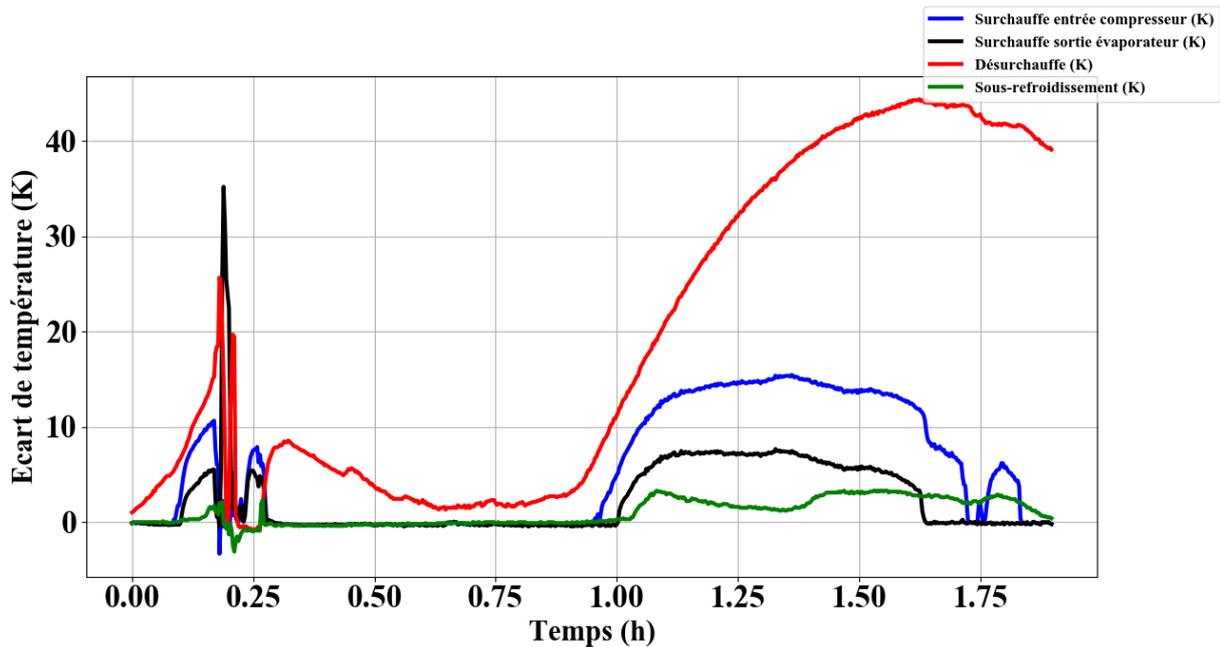


Figure 4.6 : Evolution des paramètres de fonctionnement sur le point d'essai n°20

Ce point d'essai est très particulier : après une séquence de dégivrage, la surchauffe à l'aspiration est nulle et celle au refoulement reste anormalement faible. Pendant cette période, le sous-refroidissement en sortie de condenseur est également nul et le débitmètre ne parvient pas à donner une valeur de débit. Environ 45 minutes après le dégivrage, on observe une augmentation soudaine et importante des surchauffes à l'aspiration et au refoulement. Pendant plus de 30 minutes, on a alors une surchauffe significative, mais qui est supérieure en entrée du compresseur par rapport à la sortie d'évaporateur, ce qui est anormal puisqu'il n'y a pas d'apport de chaleur entre ces deux points du circuit frigorifique. A la fin de cette séquence d'essai, la surchauffe au refoulement se stabilise à une valeur de 40 K environ, et celle à l'aspiration redevient nulle en sortie d'évaporateur. Cette séquence particulière n'est pas explicable en l'état et relève d'un fonctionnement transitoire qu'il ne faut pas compter dans les phases pseudo-stationnaires, même si le compresseur fonctionne depuis un certain temps. Ainsi, si la valeur moyenne de la surchauffe mesurée après le redémarrage du compresseur à l'aspiration est significative, elle ne représente pas un fonctionnement stable en compression classique.

Pour essayer de comprendre ce phénomène, ce point d'essai a été reproduit avec le point d'essais n°21 sur une plus longue période, et il semble que ce comportement inattendu se reproduit après chaque séquence de dégivrage à faible taux de charge partielle. Le fonctionnement de la PAC est plus difficile à stabiliser dans ces conditions, et les séquences de dégivrage entraînent visiblement une perturbation de la régulation. En particulier, le fait de ne pas avoir de sous-refroidissement ne peut être volontaire, d'ailleurs au bout d'un certain temps le détendeur réduit largement son ouverture pour rétablir ce sous-refroidissement, ce qui entraîne l'apparition d'une surchauffe significative. Le comportement redevient normal au bout de quelques dizaines de minutes. La figure 4.7 montre l'évolution de la surchauffe à l'aspiration, au refoulement (désurchauffe), et du sous-refroidissement sur le point d'essai n°21, après une séquence de dégivrage.

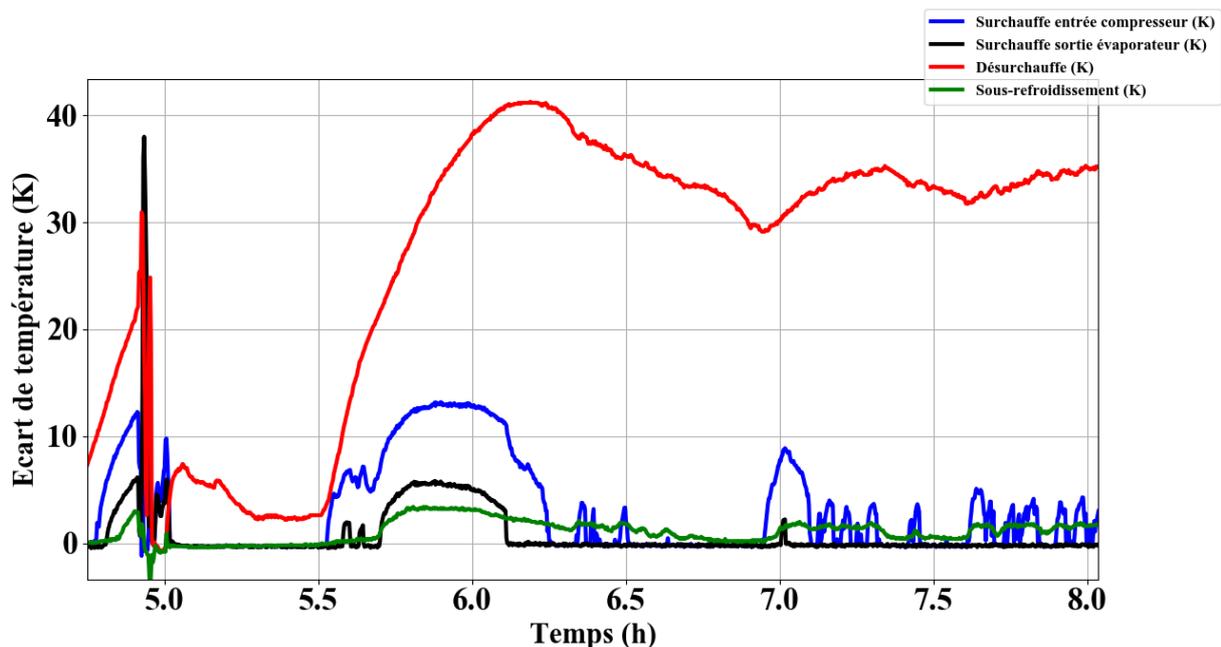


Figure 4.7 : Evolution des paramètres de fonctionnement sur le point d'essai n°21

Finalement, sur l'ensemble de nos points d'essais, on ne dispose pas d'une séquence de fonctionnement avec surchauffe en régime pseudo-stationnaire. Même lorsque la surchauffe moyenne en entrée du compresseur est positive, cela cache en réalité une instabilité de la température en entrée du compresseur (figure 4.6) plusieurs heures après la séquence de dégivrage, où la surchauffe en sortie d'évaporateur est constamment nulle. D'une part, c'est la température en sortie d'évaporateur qui doit être utilisée pour estimer si le fluide est surchauffé ou non, et d'autre part, ces phases particulières à faible taux de charge partielle après un dégivrage doivent être considérées comme transitoires.

4.2.2. Identification des phases transitoires et pseudo-stationnaires

Plusieurs séquences de dégivrage ont eu lieu pendant les essais en particulier lorsque la température extérieure était fixée entre -5 °C et 5 °C.

Il n'y a pas eu de séquence avec un cyclage du compresseur (succession d'arrêts et redémarrages). Sur cette machine, même à très faible taux de charge partielle, le compresseur fonctionne en continu. En réduisant significativement les déperditions thermiques simulées, les cellules conservant le niveau de température atteint, la PAC s'arrête durablement, contrairement à ce qui a été observé sur les suivis sur sites, où la température intérieure était certainement plus fluctuante.

Quoiqu'il en soit, les séquences de dégivrage représentent des phases de fonctionnement non-standard qu'il convient d'identifier afin d'adapter l'évaluation des performances.

L'étude des phases transitoires est illustrée sur le point d'essai n°31 sur lequel il y a des séquences de dégivrage.

D'après Tran (2013), les phases transitoires sont notamment caractérisées par un titre en vapeur très faible en entrée du compresseur. On peut appliquer la méthode du bilan d'énergie avec la valeur d'enthalpie à saturation pour calculer la puissance calorifique pour vérifier cela. La figure 4.8 montre

ce résultat sur une phase transitoire du point d'essai n°31. On observe effectivement que la méthode du bilan d'énergie surestime très largement la puissance calorifique de la PAC en phase transitoire, ce qui est révélateur d'un titre en vapeur très faible à l'aspiration du compresseur, qui est la cause principale d'erreur de cette méthode. D'autre part, le fluide est également diphasique en sortie du condenseur juste après le redémarrage du compresseur. En considérant le fluide comme liquide saturé pour calculer la puissance calorifique, cela contribue également à surestimer la puissance calorifique. Cela confirme que ces phases doivent être traitées séparément dans l'évaluation des performances de la PAC.

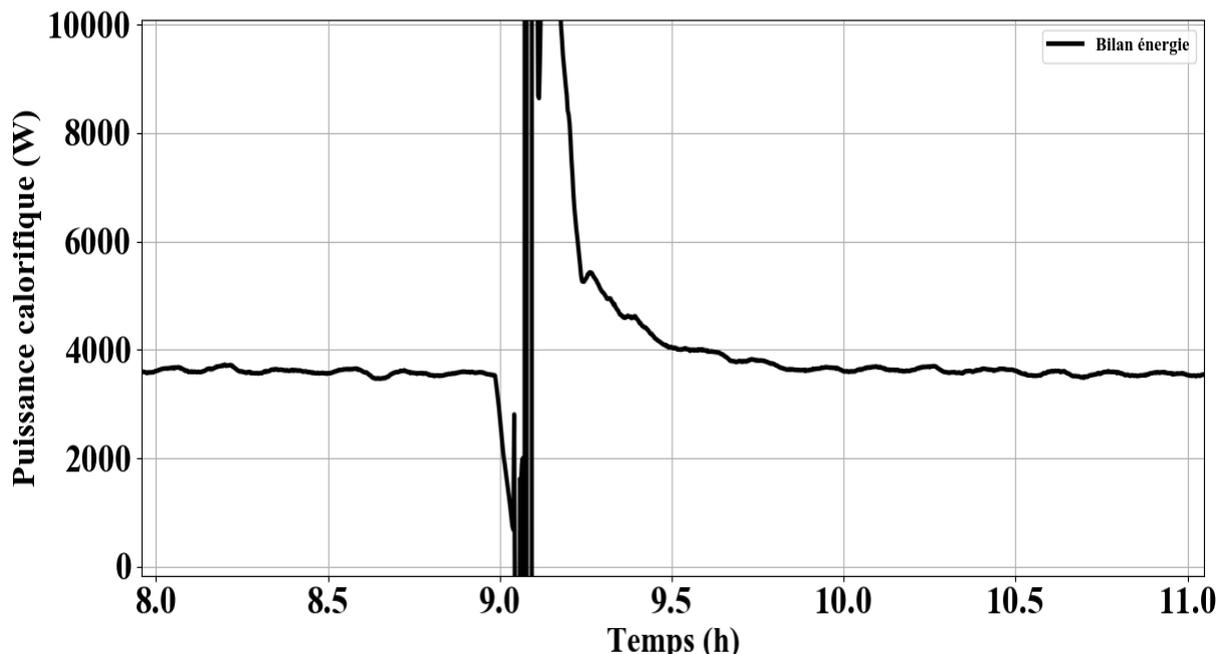


Figure 4.8 : Puissance calorifique calculée par la méthode du bilan d'énergie sur une phase transitoire du point d'essai n°31

Tran (2013), propose les critères suivants afin de distinguer les différentes phases de fonctionnement :

- Si la puissance du compresseur mesurée est supérieure à 1 % de sa puissance nominale, celui-ci est en marche. Sinon, il est à l'arrêt et la puissance calorifique est nulle.
- Si le compresseur est en marche, la PAC est en phase de chauffage si la température de condensation mesurée sur l'échangeur de l'unité intérieure est bien supérieure à la température d'évaporation mesurée sur l'échangeur de l'unité extérieure. Sinon, le cycle est inversé pour dégivrage, et la puissance calorifique est nulle.

Ces deux premiers critères restent valables dans notre cas. Le suivant peut en revanche être discuté :

- Si la surchauffe au refoulement est inférieure à une certaine valeur, dépendant des températures d'évaporation et de condensation, la PAC est en phase transitoire suivant un démarrage du compresseur. Sinon, elle a atteint un régime pseudo-stationnaire.

La présence d'une régulation visant à réduire la température de refoulement entraîne également une diminution de la surchauffe au refoulement. Ainsi, le seuil de surchauffe au refoulement à partir duquel on peut considérer que la PAC est en régime pseudo-stationnaire sera différent selon que la compression est classique ou avec aspiration de fluide diphasique. Il peut également dépendre de la PAC et de la charge de fluide, c'est donc un critère qui est très difficilement généralisable.

La figure 4.9 montre l'évolution de la puissance électrique injectée au compresseur pendant une séquence de dégivrage, pour le point d'essai n°31.

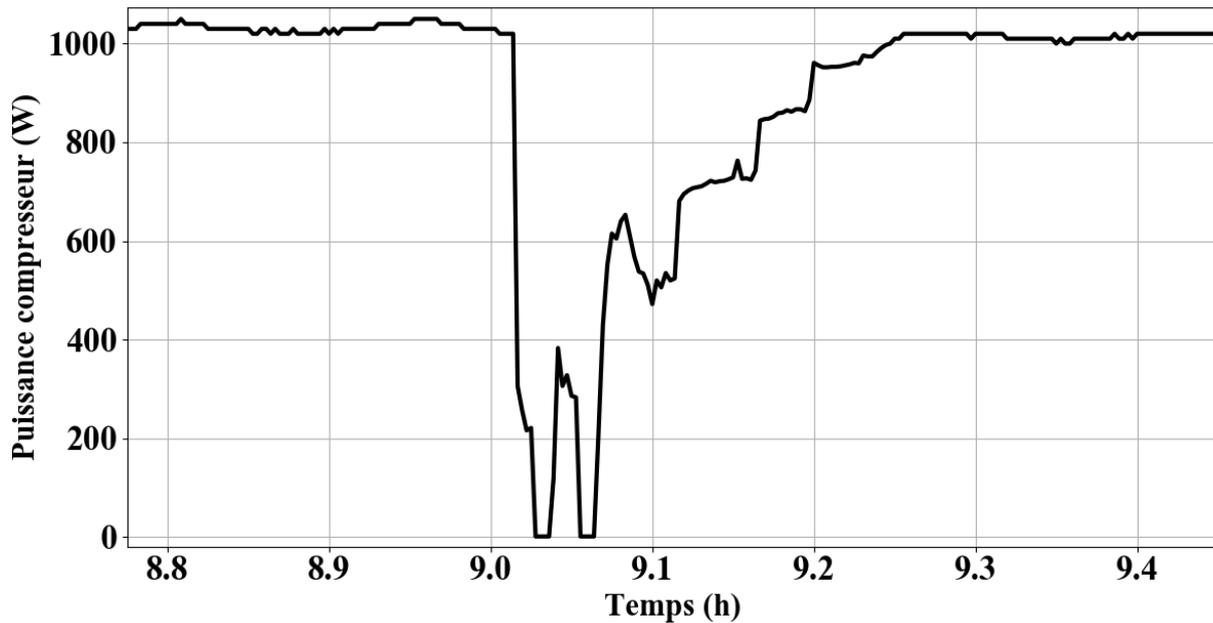


Figure 4.9 : Puissance compresseur sur le point d'essai n°31, comprenant une séquence de dégivrage.

On peut effectivement observer l'arrêt du compresseur, la phase de dégivrage en tant que telle qui dure un peu plus d'une minute, puis le redémarrage du compresseur en mode chauffage. Après le redémarrage, la puissance électrique met environ 11 minutes à retrouver sa valeur pseudo-stable à un peu plus de 1000 W.

La figure 4.10 montre l'évolution de la surchauffe au refoulement (désurchauffe, en rouge) après une séquence de dégivrage, pour le même point d'essai. La surchauffe en sortie d'évaporateur comme en entrée du compresseur (en bleu) est constamment nulle sur cet essai.

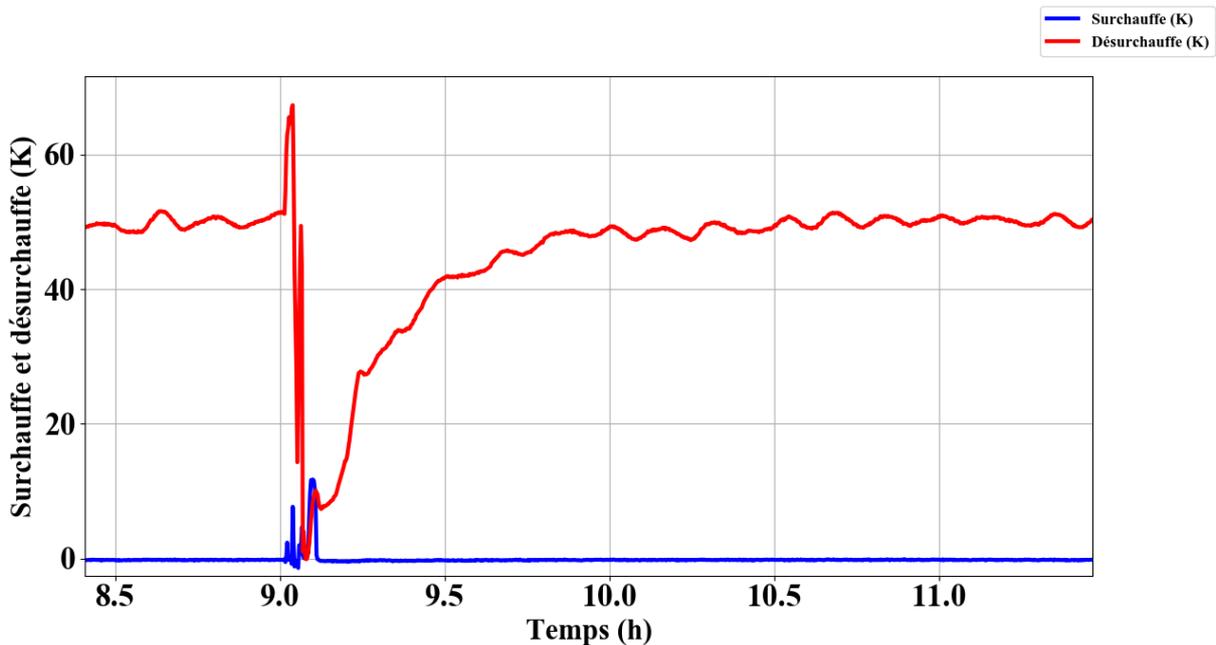


Figure 4.10 : Evolution de la surchauffe au refoulement (Désurchauffe) sur le point d'essai n°31.

Dans ce cas, la valeur de surchauffe au refoulement lorsque le régime est pseudo-stable est d'environ 50 K, ce qui est élevé, alors que le fluide est certainement diphasique sur cette séquence, la surchauffe à l'aspiration étant nulle. Après la séquence de dégivrage, donc au démarrage du compresseur, elle est d'abord très faible et augmente progressivement, pour atteindre la valeur pseudo-stabilisée après environ 45 minutes. Cependant, la phase de démarrage à proprement parler est d'environ 11 minutes, temps d'établissement d'une valeur pseudo-stable de la puissance électrique. Cette durée correspond à un segment où la surchauffe au refoulement augmente le plus rapidement. Cette surchauffe atteint alors une valeur d'environ 28 K. Afin de distinguer la phase transitoire de la phase pseudo-stationnaire, on pourrait fixer un seuil de valeur de surchauffe au refoulement à 40 K sur cet essai. Toutefois, la valeur pseudo-stationnaire de cette surchauffe varie en fonction du taux de charge partielle, et elle se stabilise à une valeur inférieure à 30 K lorsque la PAC fonctionne à faible puissance. Il faut plutôt observer la variation de la surchauffe au refoulement pour savoir quand la phase transitoire est terminée. Pour cela, on peut calculer l'écart-type glissant de cette surchauffe sur un pas de temps supérieur au temps caractéristique des variations en régime pseudo-stationnaire. La figure 4.11 montre cet écart-type glissant calculé sur un pas de temps de 10 minutes, sur le point d'essai n°31.

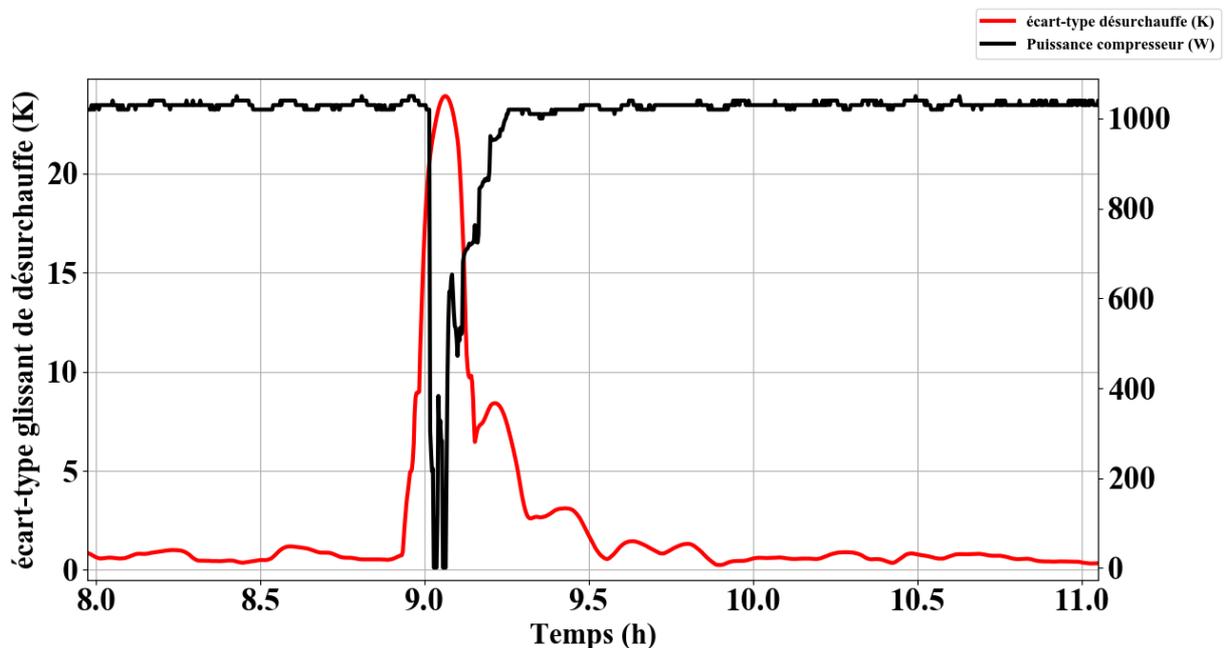


Figure 4.11 : Ecart-type glissant de la surchauffe au refoulement (Désurchauffe) sur le point d'essai n°31

Cet écart-type est ainsi effectivement bien plus élevé pendant la séquence de dégivrage et pendant la phase transitoire qu'en régime pseudo-stationnaire. Le seuil permettant de distinguer la phase transitoire de la phase pseudo-stationnaire qui suit est d'environ 3 K. L'écart-type glissant reste inférieur à cette valeur à partir de 23 minutes après le redémarrage du compresseur. Pour exclure les phases où la surchauffe au refoulement est temporairement stable à une valeur très faible après un dégivrage comme observé sur les points n° 20 et 21, on peut fixer, en plus du seuil sur l'écart-type glissant, un seuil de surchauffe au refoulement de 10 K pour que le régime puisse être considéré comme pseudo-stationnaire.

La figure 4.12 montre l'évolution du sous-refroidissement pendant la même phase transitoire du point d'essai n°31.

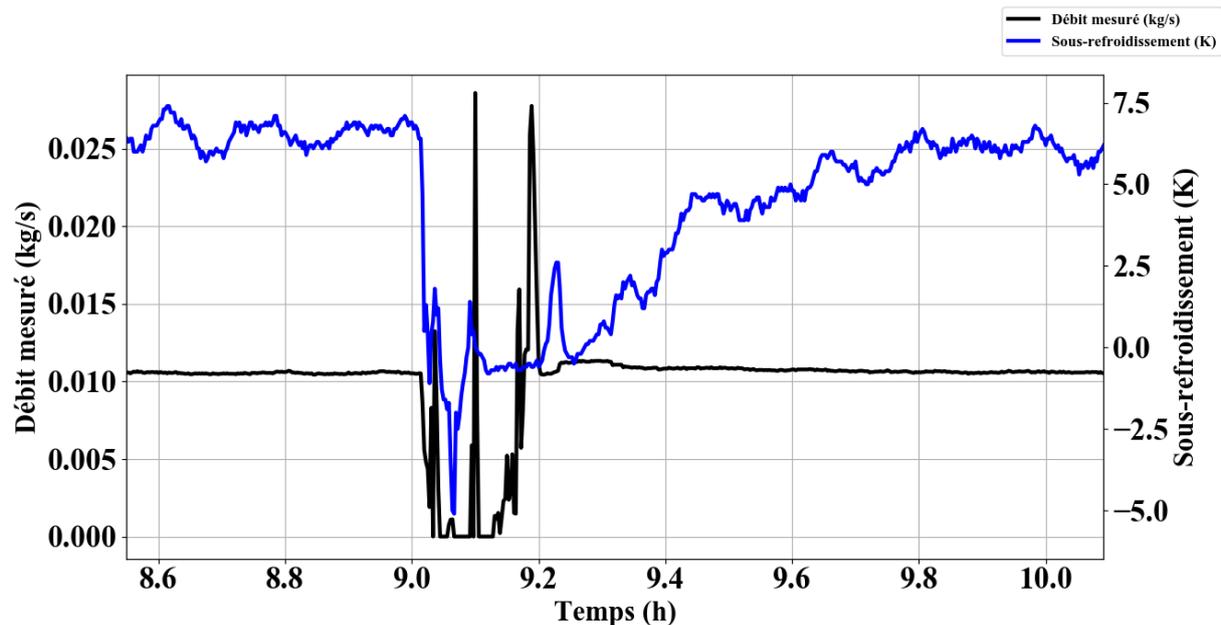


Figure 4.12 : Evolution du sous-refroidissement et mesure du débit sur le point d'essai n°31

Le sous-refroidissement s'effondre avec l'arrêt du compresseur, il devient négatif pendant l'inversion de cycle (il ne s'agit alors plus du sous-refroidissement mais de l'écart entre la température mesurée en entrée de l'évaporateur et celle mesurée sur l'évaporateur). Le fluide est effectivement diphasique en ce point pendant l'inversion du cycle. Après le redémarrage en mode chauffage, il faut environ 9 minutes pour que le sous-refroidissement redevienne positif. Le débitmètre n'est pas fait pour mesurer le débit lorsque le fluide est diphasique, ainsi, pendant cette période où il n'y a pas de sous-refroidissement, le débit n'est pas mesuré ou sa valeur est instable et/ou incohérente. On utilisera comme critère que le sous-refroidissement doit être positif pour qu'on puisse considérer le régime comme pseudo-stationnaire. Par ailleurs, lorsque le sous-refroidissement est nul et que le fluide est diphasique en sortie du condenseur, on fait l'hypothèse que le fluide est à saturation liquide pour calculer la puissance calorifique, ce qui contribue à la surestimer, quelle que soit la méthode utilisée.

En résumé, afin de distinguer les phases transitoires des phases pseudo-stationnaires, les critères suivant sont proposés :

- **Surchauffe au refoulement supérieure à 10 K,**
- **Ecart-type glissant sur 10 minutes de la surchauffe au refoulement inférieur à 3 K,**
- **Sous-refroidissement positif.**

Ces critères ont été appliqués afin de séparer les phases transitoires des phases pseudo-stationnaires des 60 essais réalisés. La bonne adaptation des différentes méthodes de calcul de performances va être étudiée pour les phases pseudo-stationnaires. Les phases transitoires devaient également être étudiées sur ces essais. Cependant, le débitmètre Coriolis ne permet pas de faire de mesure pour un fluide diphasique et son emplacement en sortie de condenseur fait qu'il rencontre parfois ces conditions. Les phases transitoires seront donc étudiées au chapitre suivant, en utilisant les données obtenues pour la validation de la méthode du bilan d'énergie en compression classique (partie 1.3.3).

4.3. Identification du titre en vapeur à l'aspiration et des rendements

4.3.1. Titre en vapeur

Grâce à la mesure directe du débit avec le débitmètre Coriolis et au bilan d'énergie au compresseur, il est possible d'identifier le titre en vapeur à l'aspiration du compresseur. En effet, le bilan d'énergie au compresseur en régime stationnaire est représenté par l'équation 4.4.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}(h_{comp,out} - h_{comp,in}) + \dot{Q}_{losses} \quad (Eq. 4.4)$$

En mesurant directement la puissance compresseur \dot{W}_{comp} et le débit \dot{m} , en estimant les pertes thermiques du compresseur \dot{Q}_{losses} selon la méthode de Niznik (2017), et en calculant l'enthalpie de refoulement au compresseur $h_{comp,out}$ grâce aux mesures de température et de pression, on peut en déduire l'enthalpie à l'aspiration du compresseur (équation 4.5).

$$h_{comp,in} = h_{comp,out} - \frac{\dot{W}_{comp} - \dot{Q}_{losses}}{\dot{m}} \quad (Eq. 4.5)$$

Le titre en vapeur peut donc être déterminé à partir de l'enthalpie d'aspiration et de la mesure de basse pression. En utilisant les valeurs d'incertitude de mesure des capteurs du tableau 4.2 et l'équation de propagation d'incertitude 4.2, on détermine l'incertitude relative de mesure du titre en vapeur selon cette méthode. Elle est inférieure à 1,2 % de la valeur moyenne du titre en vapeur pour tous les points d'essai.

Les phases pseudo-stationnaires ont ici été identifiées grâce aux critères proposés en 4.2.2.

Ainsi, la figure 4.13 montre le titre en vapeur moyen sur les phases pseudo-stationnaires de chaque point d'essai en fonction du taux de compression.

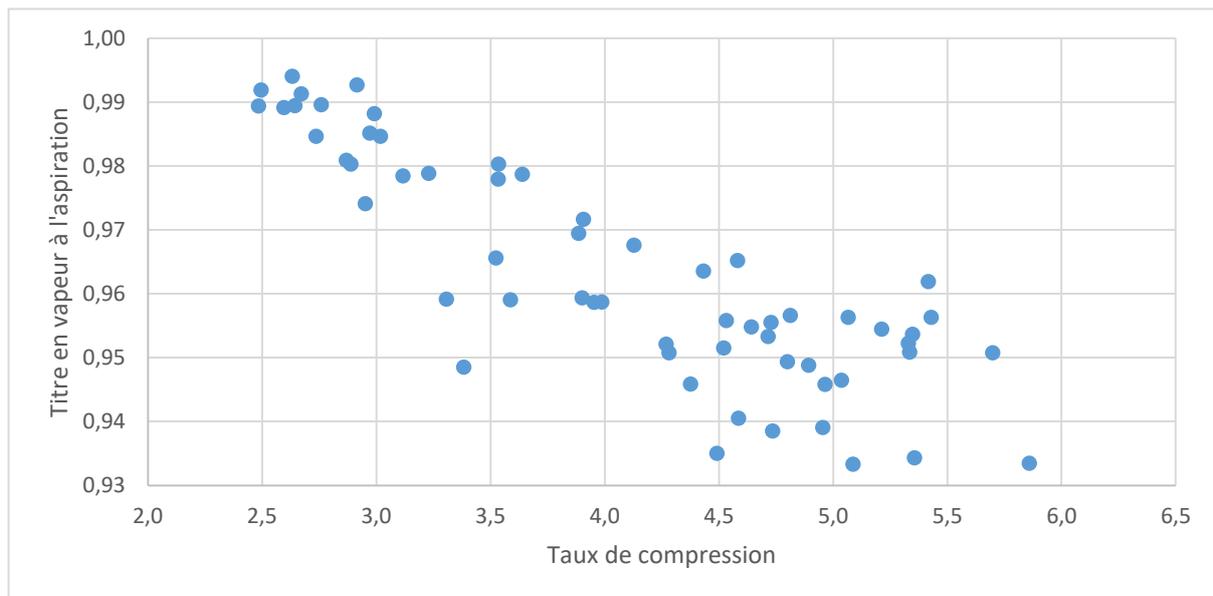


Figure 4.13 : Titre en vapeur moyen à l'aspiration du compresseur en fonction du taux de compression

On observe ainsi une tendance claire de diminution du titre en vapeur en fonction du taux de compression. Ce nuage de points ne peut pas être simplement représenté par une droite uniquement dépendante du taux de compression, ainsi, le titre en vapeur est fonction d'autres paramètres.

Le calcul du titre en vapeur à l'aspiration du compresseur selon l'équation 4.5 confirme le fait que le fluide est diphasique en entrée du compresseur pour la majorité des points. La figure 4.14 montre l'erreur commise sur le débit avec la méthode du bilan d'énergie en prenant l'enthalpie d'aspiration à saturation, en fonction du titre en vapeur, pour chaque point d'essai, en régime pseudo-stationnaire.

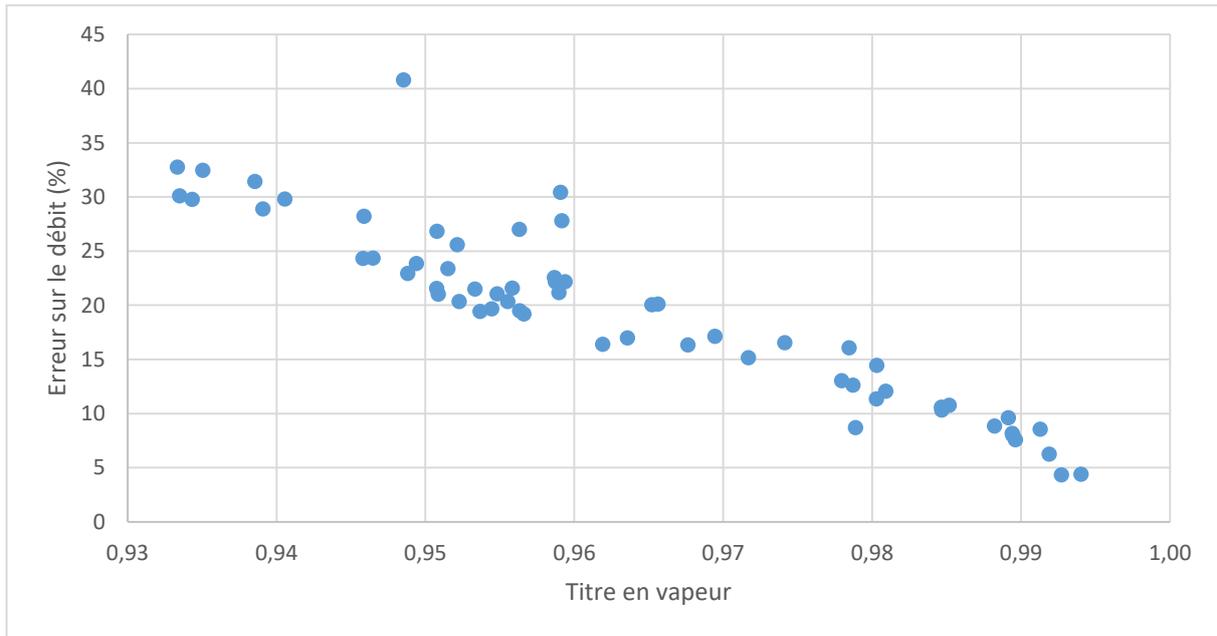


Figure 4.14 : Erreur moyenne de la méthode du bilan d'énergie en fonction du titre en vapeur

Une utilisation de la méthode du bilan d'énergie en cas d'aspiration diphasique n'est possible que si l'on peut déterminer le titre vapeur. Or, nous avons vu qu'aucune corrélation n'est disponible dans la littérature. Les résultats des essais en régime pseudo-stationnaire ont donc été utilisés pour proposer deux corrélations : une corrélation du second degré donnant le titre en vapeur en fonction du taux de compression (équation 4.6), et une autre en fonction des températures d'évaporation, de condensation et de la fréquence du compresseur F (équation 4.7).

$$x_v = 1,0956 - 0,052\tau_{comp} + 0,0045\tau_{comp}^2 \quad (\text{Eq. 4.6})$$

$$\begin{aligned} x_v = & 1,008 - 1,491 \cdot 10^{-3}T_{evap} + 1,852 \cdot 10^{-3}T_{cond} - 1,787 \cdot 10^{-3}F \\ & + 1,128 \cdot 10^{-4}T_{evap}^2 - 6,169 \cdot 10^{-5}T_{cond}^2 - 2,586 \cdot 10^{-6}F^2 \\ & + 1,23 \cdot 10^{-4}T_{evap}T_{cond} - 1,098 \cdot 10^{-5}T_{evap}F + 4,521T_{cond}F \end{aligned} \quad (\text{Eq. 4.7})$$

La figure 4.15 montre les résultats de ces deux corrélations sur chaque point d'essai, en fonction de la valeur moyenne du titre en vapeur calculé à partir de l'équation 4.5.

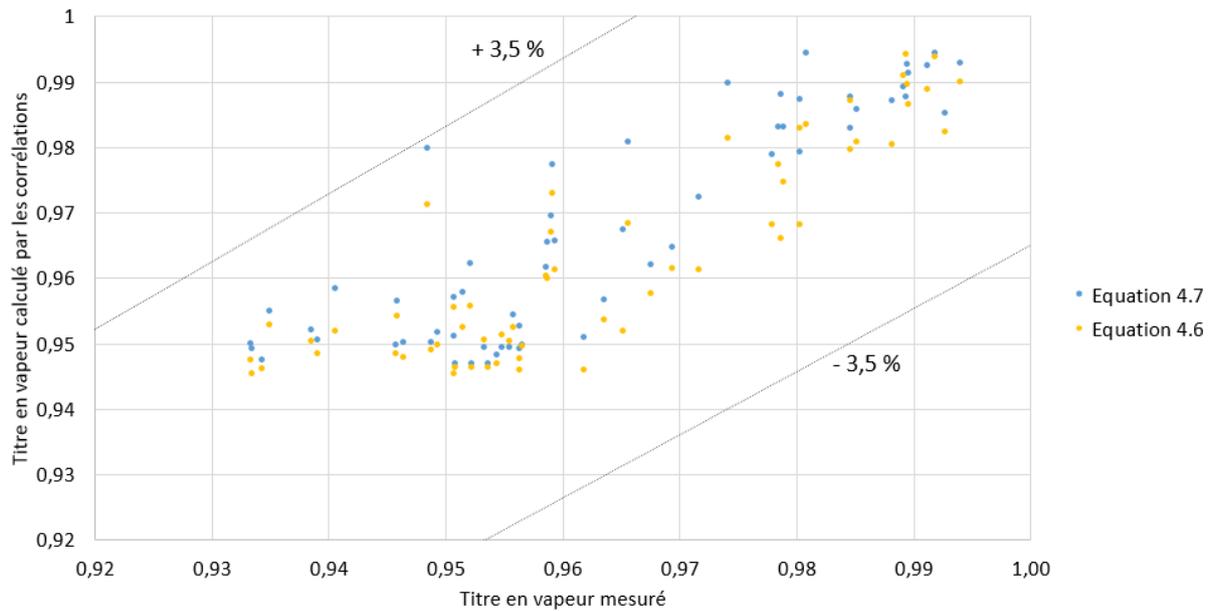


Figure 4.15 : Titre en vapeur calculé par les corrélations proposées comparé au titre en vapeur mesuré.

4.3.2. Rendement volumétrique

Dans ces essais, le débit étant mesuré par un débitmètre, la fréquence via un wattmètre, on peut calculer le rendement volumétrique selon l'équation 4.8.

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}}{C \cdot \rho_{asp} \cdot Freq} \quad (\text{Eq. 4.8})$$

Cependant, pour le calculer avec précision, il faut connaître le titre en vapeur pour calculer la masse volumique à l'aspiration du compresseur. Lorsque le fluide est diphasique, on peut alors utiliser la valeur de titre en vapeur obtenue avec la comparaison entre le débit mesuré et celui calculé par la méthode du bilan d'énergie (équation 4.5). La figure 4.16 montre le rendement volumétrique moyen en fonction du taux de compression pour chaque point d'essai. Le rendement volumétrique diminue généralement avec le taux de compression, et il augmente avec la fréquence de rotation. Or, avec la régulation de la PAC, ces deux paramètres sont corrélés, ce qui explique que le rendement volumétrique diminue peu avec le taux de compression.

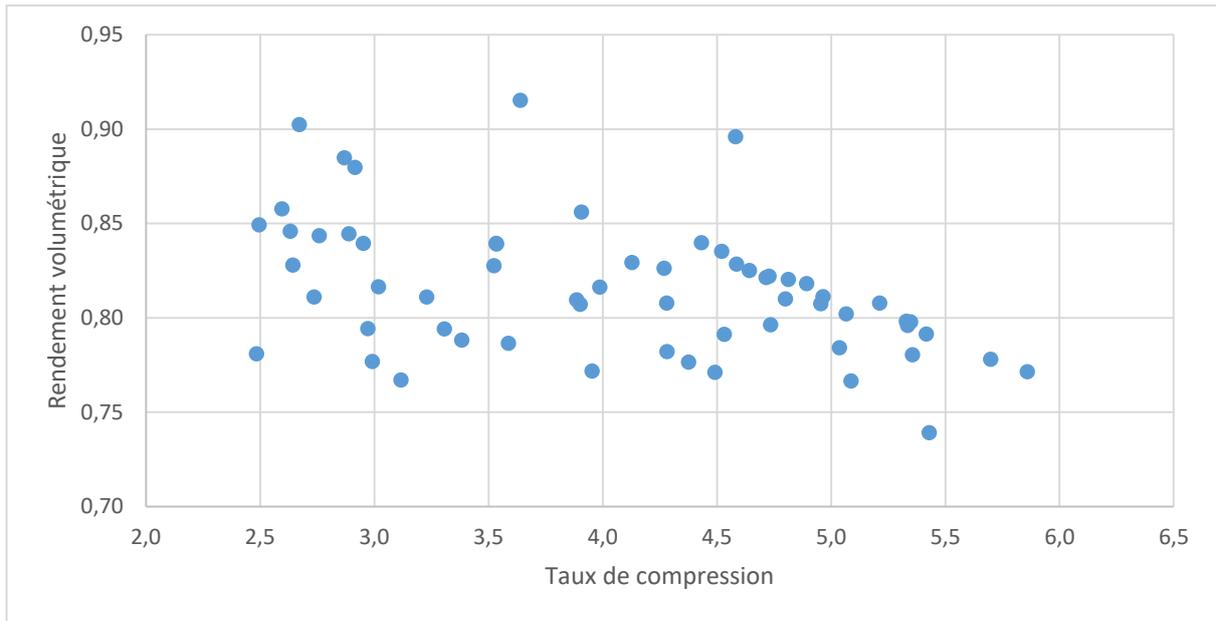


Figure 4.16 : Rendement volumétrique moyen en fonction du taux de compression

4.3.3. Rendement global

Le rendement global est défini par l'équation 4.9.

$$\eta_g = \frac{\dot{m}(h_{comp,out,is} - h_{comp,in})}{\dot{W}_{comp}} \quad (\text{Eq. 4.9})$$

Si le fluide est diphasique à l'aspiration du compresseur, on utilise l'enthalpie d'aspiration calculée selon l'équation 4.5. La figure 4.17 montre le rendement global moyen pour chaque point d'essai en fonction du taux de compression.

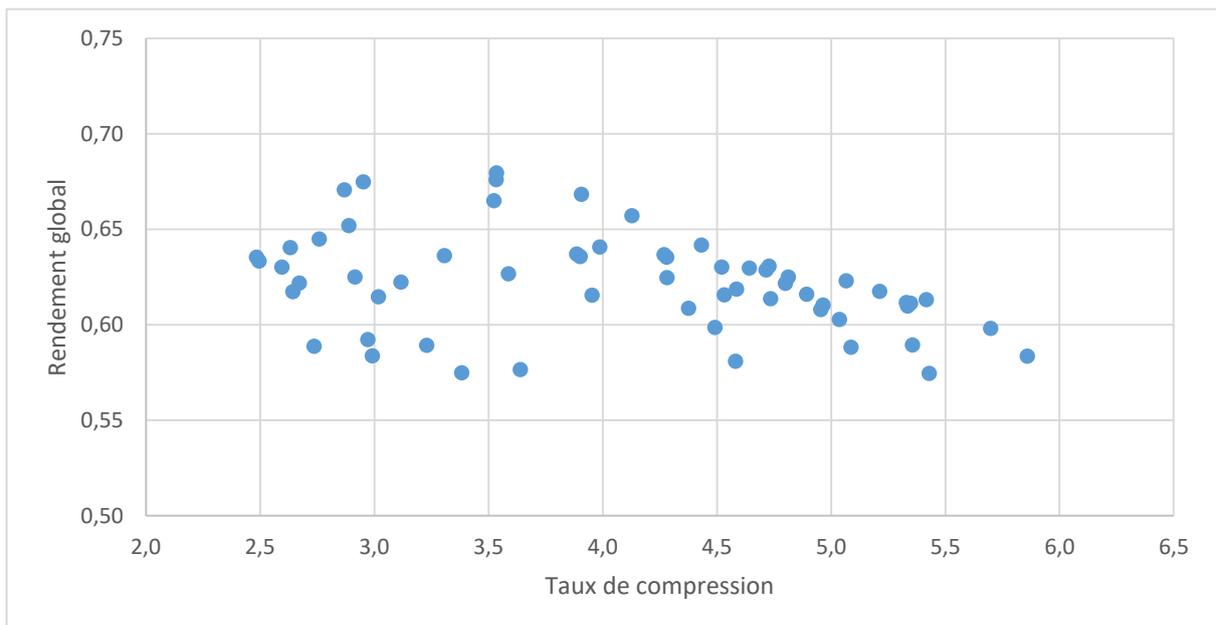


Figure 4.17 : Rendement global moyen en fonction du taux de compression

4.4 Application des méthodes complémentaires

En distinguant les phases transitoires des phases pseudo-stationnaires selon les critères définis en 4.2.2., on peut calculer les valeurs moyennes des différents rendements sur les phases pseudo-stationnaires de chaque essai et les comparer avec celles obtenues grâce aux corrélations identifiées en parties 3.3.3 et 3.4.3. Les corrélations de Shao et al. (2004) n'ont pas été utilisées car les compresseurs de ces études ne sont plus représentatifs des compresseurs actuels. La corrélation de Jankovic (2018) est écartée car elle concerne un compresseur de type Scroll. Toutes les corrélations de rendement volumétrique étudiées sont données en fonction de la température d'évaporation, de la température de condensation, et de la fréquence du compresseur. Pour les corrélations de rendement global, elles sont toutes fonctions de la température d'évaporation et de condensation. Lorsqu'il n'y a pas de prise en compte de la fréquence du compresseur dans une de ces corrélations, la correction en fonction de la fréquence proposée par Shao et al. (2004) (équation 3.22) est utilisée.

4.4.1. Comparaison des rendements volumétriques

La figure 4.18 montre ces valeurs de rendement volumétrique en fonction du taux de compression. Les valeurs mesurées (équation 4.8) sont nommées « Noël, 2020 », et sont représentées par des carrés noirs.

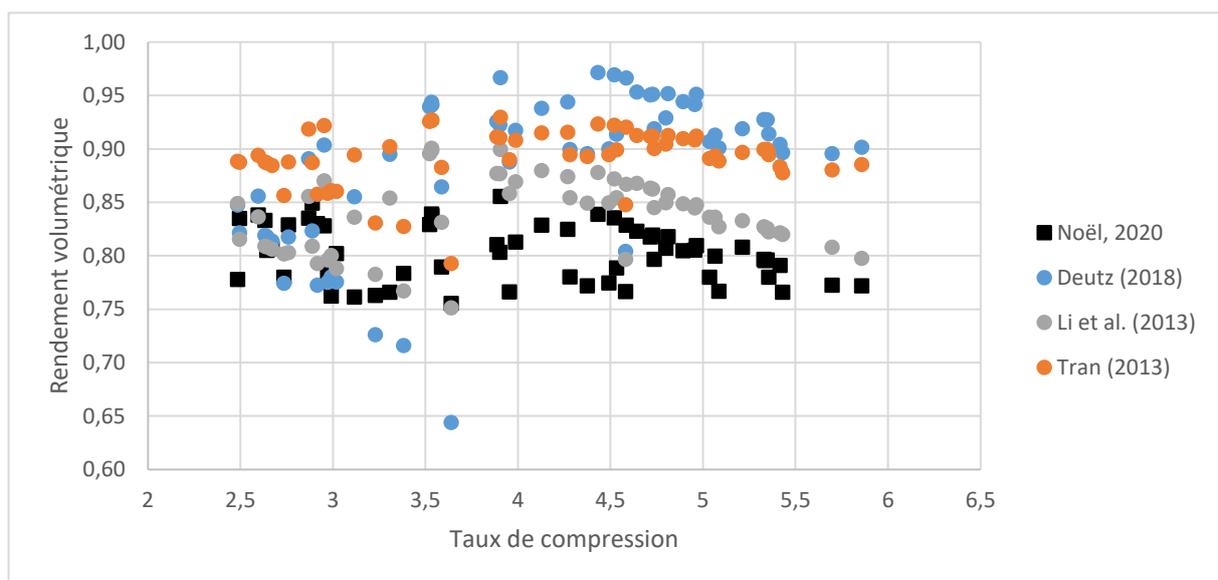


Figure 4.18 : rendement volumétrique moyen sur les phases pseudo-stationnaires

La figure 4.19 représente les résultats des différentes corrélations en fonction de la valeur mesurée (équation 4.8).

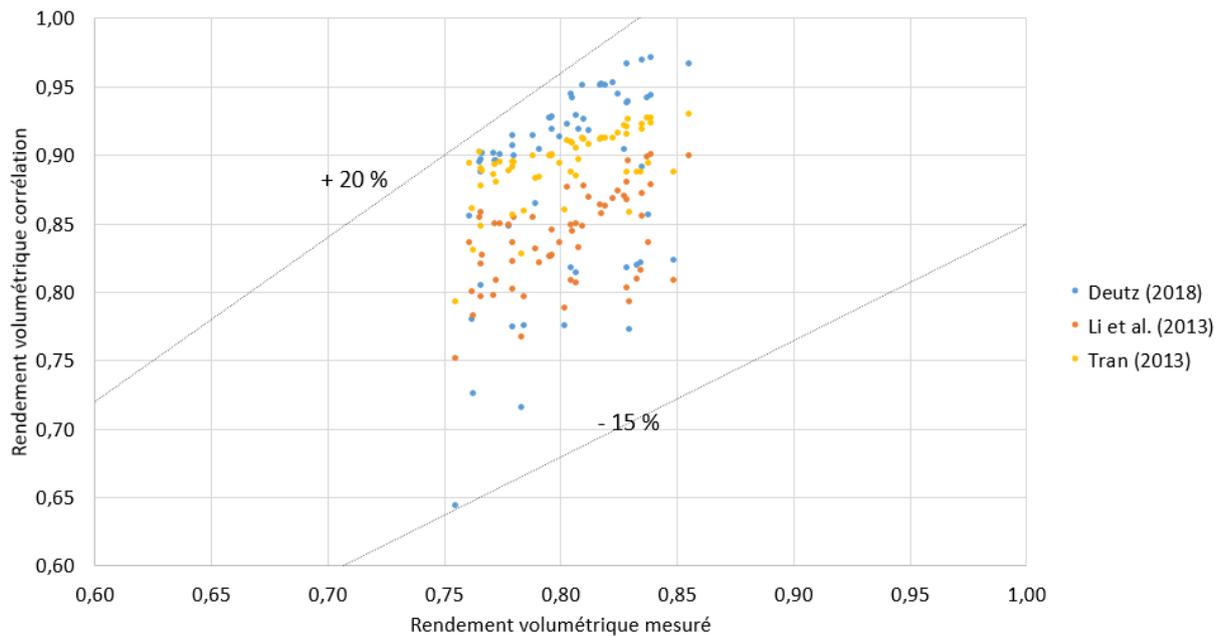


Figure 4.19 : Rendement volumétrique selon les différentes corrélations

Ainsi, en particulier pour les taux de compression élevés, les corrélations issues de la littérature surestiment en moyenne le rendement volumétrique par rapport à la valeur calculée à partir de la mesure directe du débit. Elles sont toutes comprises entre -15 % et + 20 % de la valeur calculée à partir de la mesure du débit (équation 4.8).

4.4.2. Comparaison des rendements globaux

La figure 4.20 montre le rendement global sur les phases pseudo-stationnaires selon les différentes corrélations.

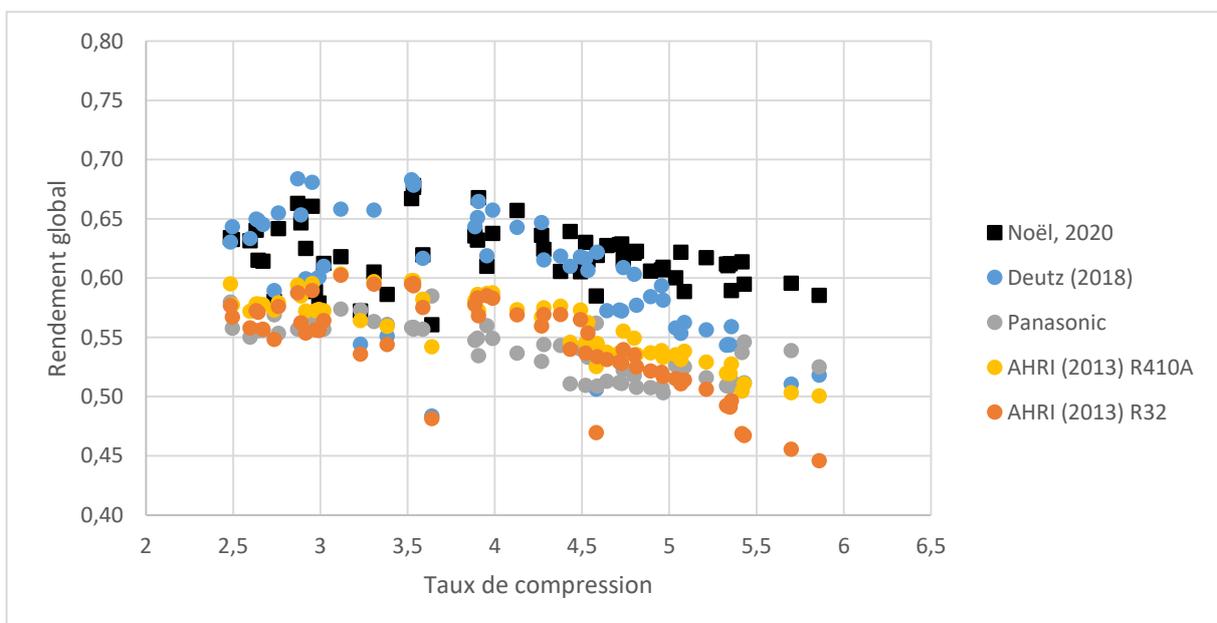


Figure 4.20 : Rendement global selon les différentes corrélations

La figure 4.21 montre le rendement global selon les différentes corrélations en fonction de la valeur mesurée (équation 4.9).

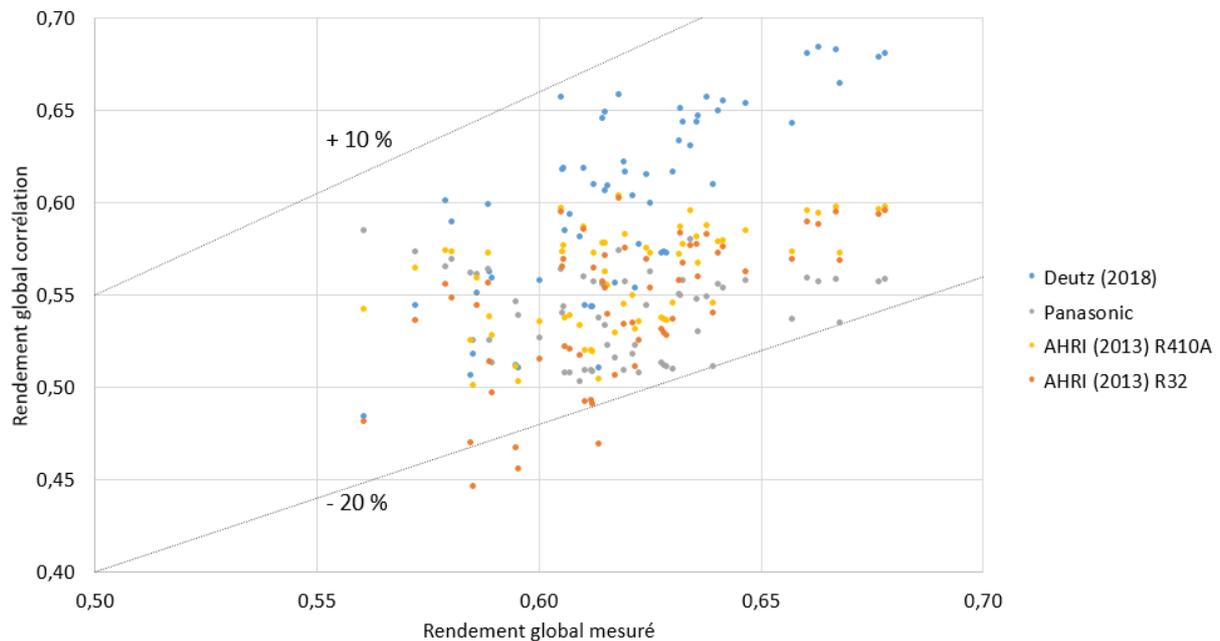


Figure 4.21 : Rendement global selon les différentes corrélations

Ici, les différentes corrélations de rendement global du compresseur ont plutôt tendance à le sous-estimer en moyenne. Mis à part quelques points issus de la corrélation AHRI (2013) pour le R32 pour de forts taux de compression, toutes les valeurs sont comprises entre -20% et 10% de la valeur mesurée. Comme expliqué au chapitre 3, les différentes corrélations sont obtenues dans des conditions de pertes thermiques du compresseur différentes de la réalité, avec une température de l'air ambiant maintenue à 20 ou 35 °C . Nous ne disposons pas des conditions précises d'obtention des corrélations qui nous permettraient de corriger les corrélations avec les pertes thermiques réelles. Cependant, grâce à la méthode de mesure des pertes thermiques de Niznik (2017), on peut calculer le rendement global du compresseur en utilisant ces différentes valeurs de température ambiante pour les pertes thermiques du compresseur. La figure 4.22 montre le rendement global calculé en prenant des pertes calculées avec une température ambiante autour du compresseur de 20 °C et de 35 °C , en fonction du rendement global calculé en prenant pour température ambiante du compresseur la température de l'air extérieur, comme le suggère la méthode de Niznik (2017).

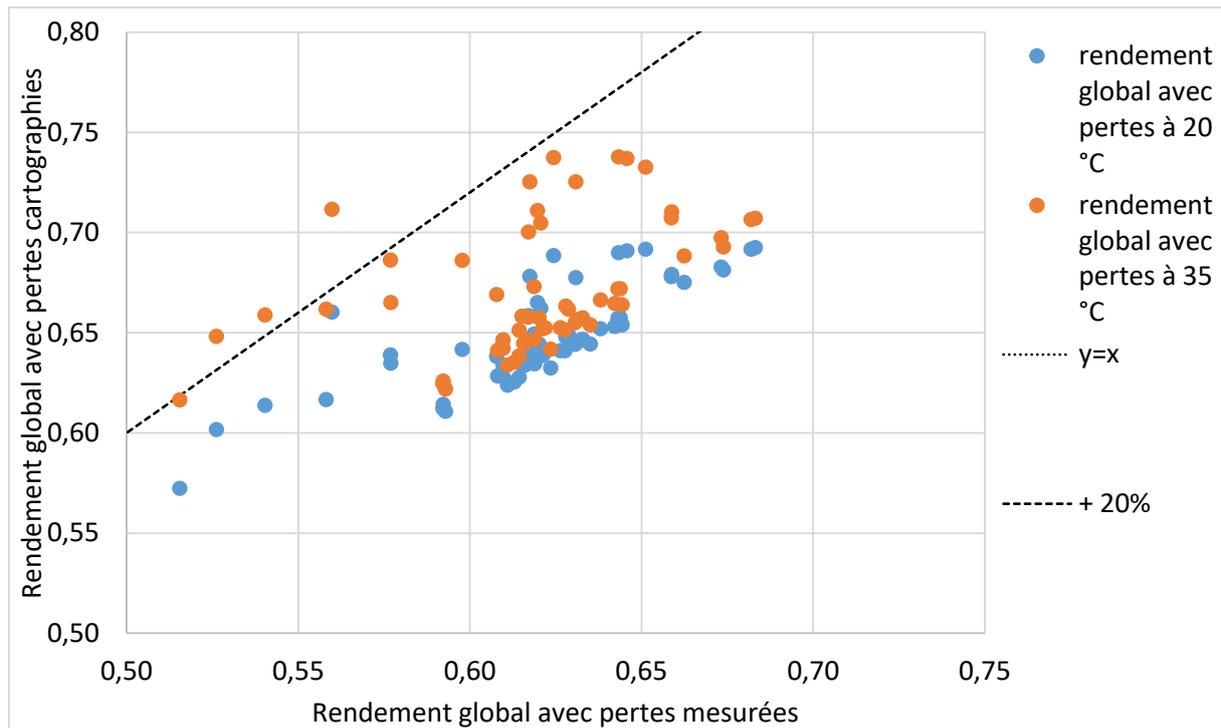


Figure 4.22 : Rendement global calculé selon différentes températures ambiantes pour le calcul des pertes thermiques du compresseur

En toute logique, cela donne une valeur de rendement global plus importante, et celles obtenues par les différentes corrélations en sont alors d'autant plus sous-estimées. Cela ne semble donc pas ici être la raison de la sous-estimation générale du rendement global par les différentes corrélations.

Quelle que soit la raison qui mène à une mauvaise estimation du rendement global ou du rendement volumétrique, il faut surtout évaluer l'impact de l'approximation de ces rendements sur les différentes méthodes de calcul de la puissance calorifique.

4.4.3. Résultats sur l'évaluation des performances

En phases pseudo-stationnaires

Dans un premier temps, on peut appliquer les différentes méthodes à ces essais en utilisant directement les valeurs de rendement données par les différentes corrélations présentées au chapitre 3, à partir des mesures de températures d'évaporation et de condensation et de la fréquence du compresseur. Cela permettra d'analyser la conséquence sur l'estimation de la puissance calorifique d'une erreur sur les rendements. Les figures 4.23 et 4.24 montrent les résultats de puissance calorifique des différentes méthodes sur le point d'essai n°32.

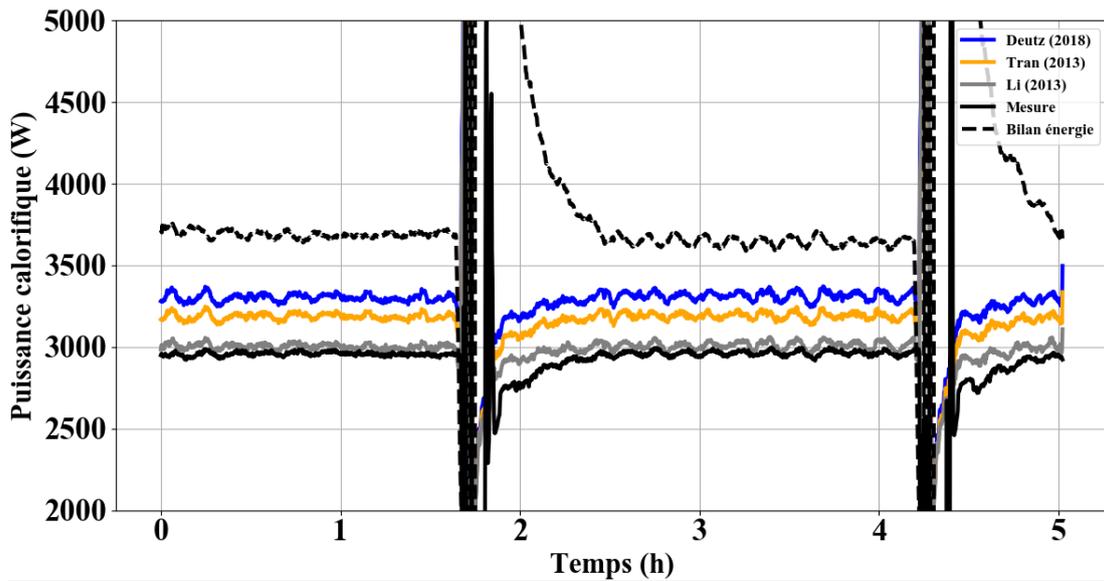


Figure 4.23 : Méthode du rendement volumétrique selon différentes corrélations comparée à la méthode du bilan d'énergie et à la valeur de référence

Si pour ce point, la méthode du rendement volumétrique permet de réduire l'erreur faite sur la puissance calorifique par rapport à la méthode du bilan d'énergie, elle la surestime cependant quelle que soit la corrélation utilisée. Sur les phases pseudo stabilisées de ce point d'essai, l'écart le plus grand avec la puissance calorifique de référence est obtenu avec la corrélation de Deutz (2018) avec une surestimation de 12 % en moyenne, contre 24 % pour la méthode du bilan d'énergie. La méthode permet d'atténuer l'erreur sur le rendement volumétrique, puisqu'ici il est surestimé de 16 % selon la corrélation de Deutz (2018). Ici, c'est la corrélation de Li qui permet d'avoir la meilleure estimation de la puissance calorifique, avec une erreur inférieure à 2 %.

Les corrélations de rendement global le sous-estiment sur cet essai, ce qui se répercute sur la puissance calorifique. C'est la corrélation issue des données de Panasonic qui sous-estime ici le plus le rendement global, de -17 %, et la puissance calorifique est ainsi sous-estimée de 13 % en moyenne.

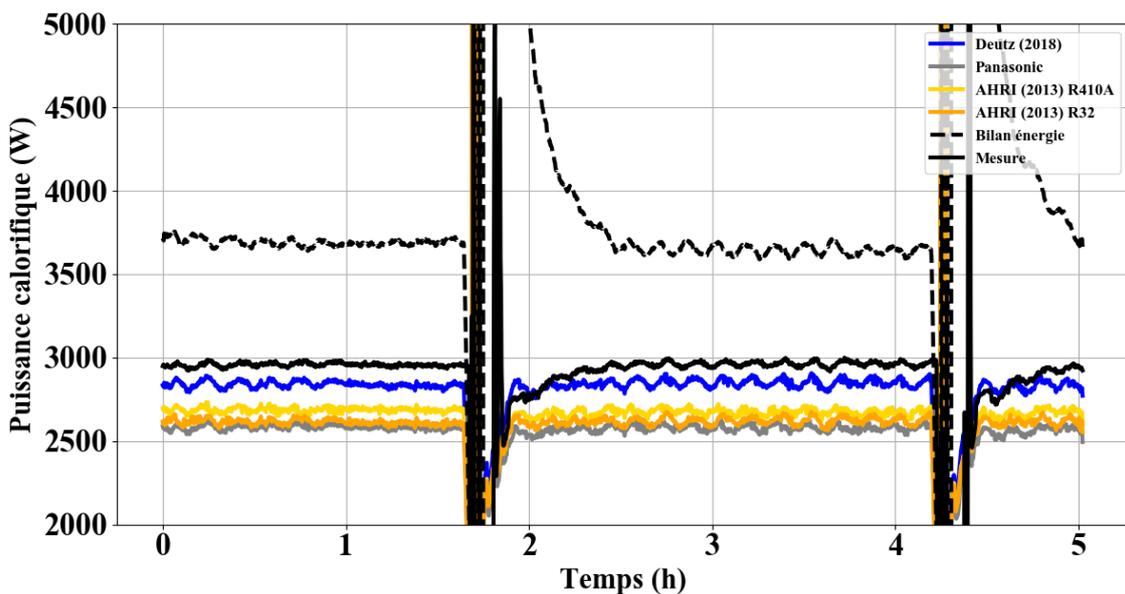


Figure 4.24 : Méthode du rendement global selon différentes corrélations comparée à la méthode du bilan d'énergie et à la valeur de référence

La figure 4.25 montre l'erreur moyenne de la **méthode du rendement volumétrique** sur la puissance calorifique sur l'ensemble des phases stationnaires des essais, en fonction de l'erreur sur le rendement due aux différentes corrélations. La bissectrice $y = x$ est représentée par le segment pointillé en noir.

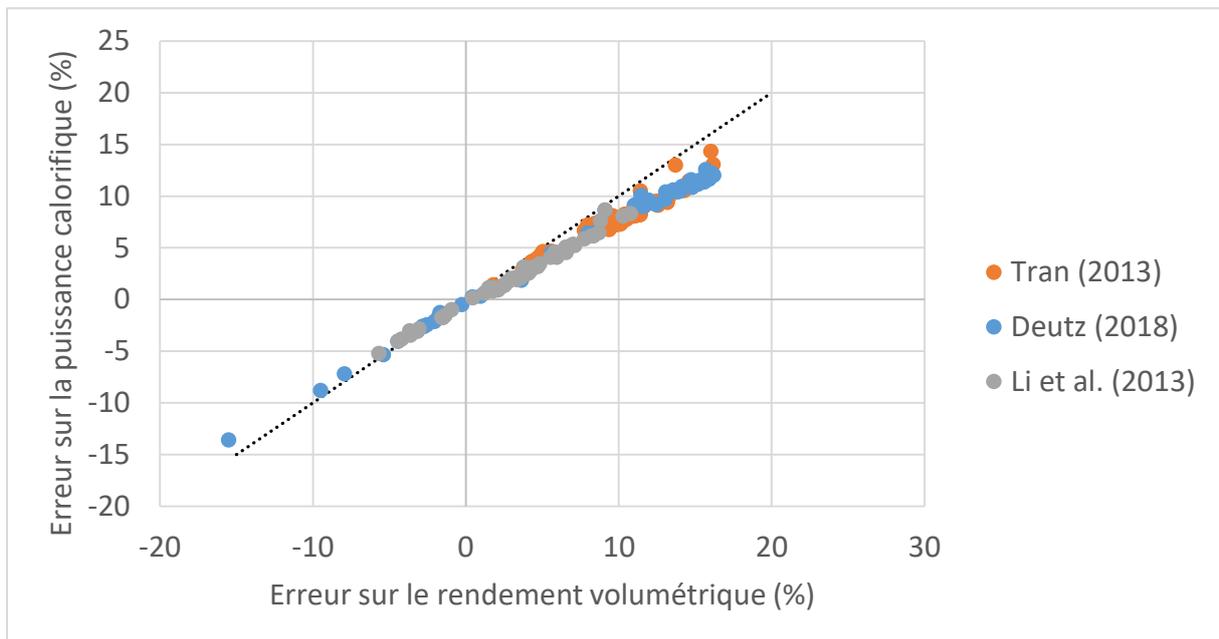


Figure 4.25: Erreur de la méthode du rendement volumétrique en fonction de l'erreur sur le rendement des différentes corrélations

On peut ainsi voir que pour tous les points d'essais, la méthode du rendement volumétrique permet d'atténuer légèrement l'erreur sur le rendement volumétrique des différentes corrélations. De plus, cela montre également que la connaissance du rendement est le principal paramètre de la précision de cette méthode.

L'erreur moyenne maximale étant de 15 %, cette méthode donne une bien meilleure estimation de la puissance calorifique que la méthode du bilan d'énergie en compression avec aspiration diphasique, puisque celle-ci surestime la puissance calorifique jusqu'à 40 %, avec une erreur moyenne sur l'ensemble des essais de près de 20 %.

La figure 4.26 montre l'erreur moyenne de la **méthode du rendement global** sur la puissance calorifique sur l'ensemble des phases stationnaires, en fonction de l'erreur provenant des différentes corrélations. La bissectrice $y = x$ est représentée par le segment pointillé en noir.

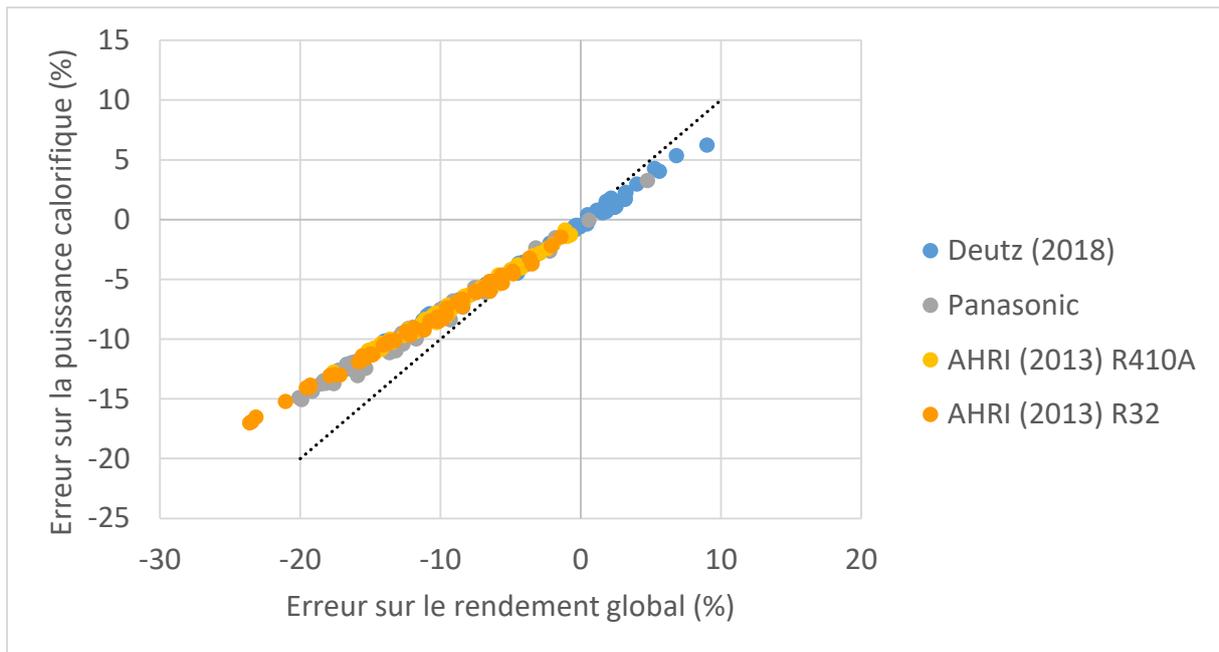


Figure 4.26 : Erreur de la méthode du rendement global en fonction de l'erreur sur le rendement des différentes corrélations

On peut ainsi voir que pour tous les points d'essais, la méthode du rendement global permet d'atténuer légèrement l'erreur due aux différentes corrélations. Le fait de sous-estimer le rendement plutôt que de le surestimer est favorable à cette atténuation. De plus, là aussi, cela montre que la connaissance du rendement est le principal paramètre de la précision de cette méthode.

L'erreur maximale de la méthode du rendement global est de -17% , elle est donc inférieure à l'erreur moyenne de la méthode du bilan d'énergie.

Sur un essai avec une température extérieure variable

Un essai avec un scénario de température extérieure a été mené afin de tester les méthodes sur des conditions représentatives de la réalité.

La figure 4.27 montre l'erreur moyenne sur les phases pseudo-stationnaires des différentes méthodes sur cet essai avec un scénario de température extérieure variable.

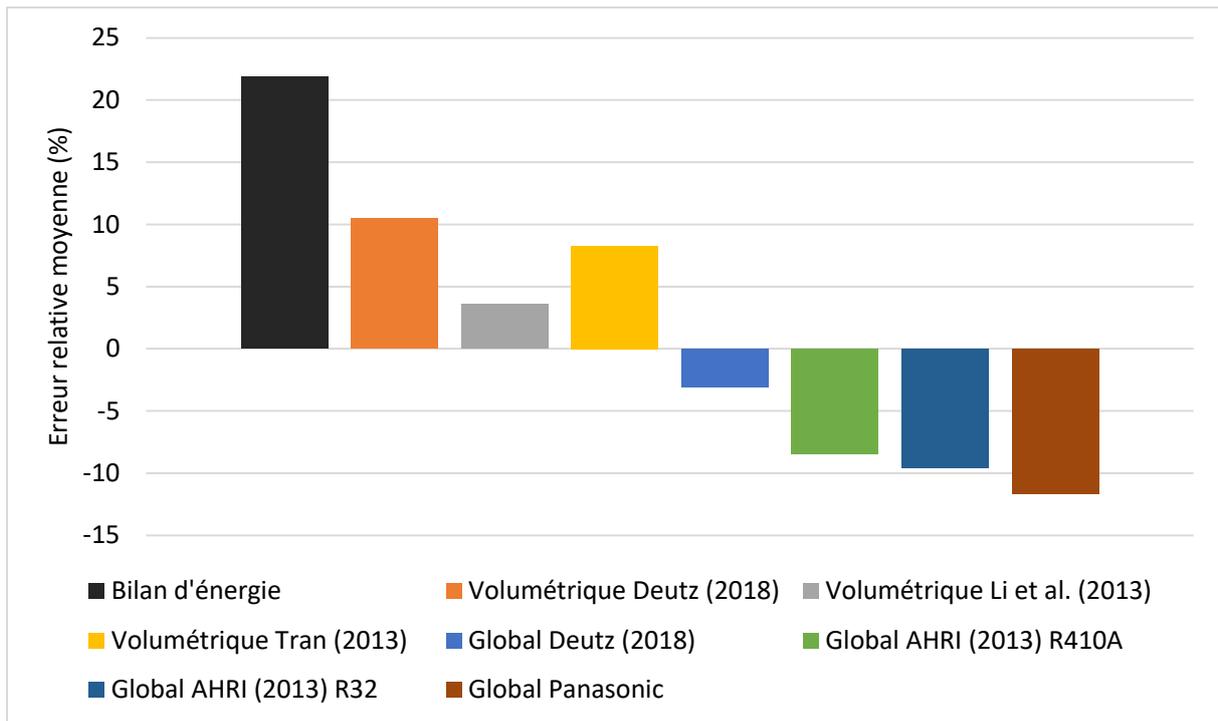


Figure 4.27 : erreur moyenne des différentes méthodes sur un essai avec scénario de température extérieure

Ainsi, dans tous les cas, les méthodes complémentaires permettent d'améliorer l'estimation de la puissance calorifique lorsque le fluide est diphasique à l'aspiration du compresseur.

4.5. Conclusions

Des essais sur une PAC air/air au R32 ont été menés dans le but d'identifier la valeur du titre en vapeur à l'aspiration, et de tester différentes méthodes d'estimation de la puissance calorifique à partir de corrélations de la littérature. Cette machine fonctionne effectivement avec une aspiration de fluide diphasique, et la méthode du bilan d'énergie surestime systématiquement la puissance calorifique. Dans un premier temps, des critères ont été proposés afin de distinguer les phases transitoires des phases pseudo-stationnaires. Ils devront être testés sur d'autres cas afin d'évaluer la généralité de ces critères.

L'adaptation de la méthode du bilan d'énergie grâce aux méthodes définies au chapitre 3 a ensuite été étudiée pour les régimes pseudo-stationnaires.

Une corrélation de titre en vapeur en régime pseudo-stationnaire a ainsi pu être obtenue en fonction des températures de fonctionnement et de la fréquence du compresseur. Cette corrélation devra être testée sur d'autres machines disposant d'une mesure du titre afin d'évaluer et d'améliorer son caractère généralisable.

D'autre part, la méthode du rendement volumétrique et celle du rendement global ont montré une meilleure précision sur la puissance calorifique que la méthode du bilan d'énergie sur les phases pseudo-stationnaires. Ces méthodes sont sensibles à la précision sur les rendements, mais elles permettent néanmoins d'atténuer l'erreur des différentes corrélations.

Le chapitre suivant s'attachera à proposer un algorithme global permettant de déterminer la puissance calorifique selon les phases de fonctionnement et les données dont on dispose, en utilisant la méthode du bilan d'énergie et les différentes méthodes complémentaires proposées. Les phases transitoires

seront étudiées en utilisant les données issues des essais de validation de la méthode du bilan d'énergie (partie 1.3.3). Ce calcul global des performances sera ensuite testé sur les suivis sur sites présentés au chapitre 2 afin d'estimer s'il permet d'en améliorer l'évaluation.

Chapitre 5 : Méthode globale de mesure des performances in-situ des PAC

Le chapitre 4 a permis d'évaluer la pertinence de deux méthodes complémentaires à celle du bilan d'énergie pour l'estimation de la puissance calorifique en régime pseudo-stationnaire d'une PAC dont le compresseur fonctionne avec une aspiration de fluide diphasique. Cependant, la configuration du banc d'essai n'a pas permis de faire cette évaluation pour les phases transitoires. Des données issues des essais de validation de la méthode du bilan d'énergie présentés en partie 1.3.3 sont alors utilisées dans la première partie du chapitre 5 pour tester ces méthodes complémentaires sur une phase transitoire. Afin d'améliorer la détection de la phase transitoire, un critère supplémentaire est proposé pour le cas d'une PAC fonctionnant en compression classique avec surchauffe.

Puis, en tenant compte de ces résultats et de l'analyse faite au chapitre 4, un algorithme permettant de distinguer les différentes phases de fonctionnement de la pompe à chaleur est proposé, ainsi que la méthode de calcul des performances associée à chacune de ces phases (méthode choisie en fonction des données dont on dispose).

Enfin, cet algorithme est appliqué aux suivis sur sites présentés au chapitre 2, afin d'améliorer l'estimation des performances de ces PAC comparée à la méthode du bilan d'énergie.

5.1 Mesure de la puissance calorifique en phase transitoire

5.1.1 Distinction des phases de fonctionnement sur une séquence de dégivrage

Les essais sur PAC air/air présentés et étudiés au chapitre 4 n'ont pas permis de vérifier la précision des méthodes de mesure des performances en phases transitoires, faute de mesure de référence du débit de fluide frigorigène. Ainsi, pour faire cette évaluation, des données issues des essais de validation de la méthode du bilan d'énergie (partie 1.3.3) ont été utilisées. Pour rappel, ces essais ont été réalisés sur une PAC air/eau fonctionnant avec un compresseur rotary utilisant du R134a. La mesure de puissance calorifique de référence est faite côté eau en mesurant le débit d'eau au condenseur et la température de l'eau en entrée et en sortie du condenseur, selon l'équation 5.1.

$$\dot{Q}_{cond,w} = \rho_w \cdot \dot{V}_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (Eq. 5.1)$$

Avec $\dot{Q}_{cond,w}$ la puissance calorifique mesurée au condenseur côté eau, ρ_w la masse volumique de l'eau, \dot{V}_w sa capacité calorifique, et $T_{w,in}$ et $T_{w,out}$ respectivement la température de l'eau en entrée et en sortie du condenseur.

Cela permet de disposer d'une mesure de puissance calorifique de référence quel que soit l'état du fluide frigorigène. Cette PAC n'étant pas faite pour fonctionner avec une aspiration de fluide diphasique au compresseur, la régulation du détendeur est programmée de façon à assurer une surchauffe constante fixe de 10 K en entrée du compresseur. Quelques séquences de dégivrage ont eu lieu pendant ces essais, pour une température de cellule extérieure de -10 °C et un taux de compression en moyenne d'environ 6,5. Le compresseur fonctionne à vitesse variable, mais pour ces essais, plusieurs paliers de vitesse fixe ont été imposés. Il fonctionne ainsi ici comme un compresseur à vitesse fixe. Sur la séquence d'acquisition étudiée, la consigne du compresseur est d'abord de 60 Hz, puis elle est fixée à 90 Hz. La fréquence est fixée à 50 Hz pour le dégivrage par inversion de cycle.

En appliquant les critères définis au chapitre précédent, on peut distinguer les phases transitoires des phases pseudo-stationnaires :

- Si la puissance du compresseur est inférieure à 1 % de sa puissance nominale, le compresseur est à l'arrêt.
- Sinon, si la température mesurée sur l'échangeur de l'unité extérieure est supérieure à la température mesurée sur l'échangeur de l'unité intérieure, le cycle est inversé pour dégivrage.
- Sinon, la PAC fonctionne en mode chauffage.

Dans ce cas, si toutes les conditions suivantes sont satisfaites, alors le régime pseudo-stationnaire est atteint, sinon la PAC est toujours en régime transitoire. :

- La surchauffe au refoulement doit être supérieure à 10 K,
- l'écart-type glissant sur 10 minutes de cette surchauffe doit être inférieur à 3 K,
- et le sous-refroidissement doit être positif.

Les figures suivantes montrent l'évolution de ces différents indicateurs. Les doubles barres verticales indiquent les périodes où le compresseur est à l'arrêt. La figure 5.1 montre la puissance du compresseur sur une séquence comprenant un cycle de dégivrage.

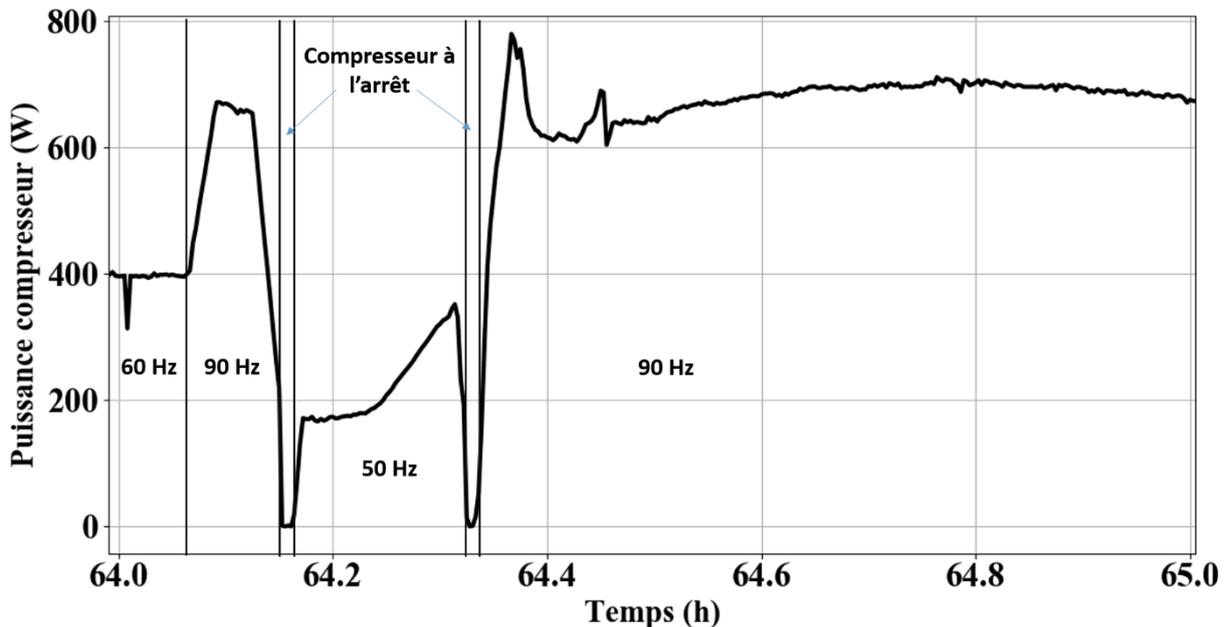


Figure 5.1 : Puissance du compresseur sur une séquence comprenant une séquence de dégivrage

La puissance compresseur permet dans un premier temps de repérer les phases pendant lesquelles le compresseur s'arrête, et donc également la période où il fonctionne pour dégivrer. Les différents paliers de vitesse du compresseur sont indiqués. On peut constater que la séquence de dégivrage commence peu de temps après le passage à 90 Hz de la fréquence du compresseur. En effet, une fréquence du compresseur plus élevée entraîne une diminution de la température d'évaporation, ce qui favorise l'apparition de givre.

La figure 5.2 présente le sous-refroidissement et la puissance compresseur sur la même séquence.

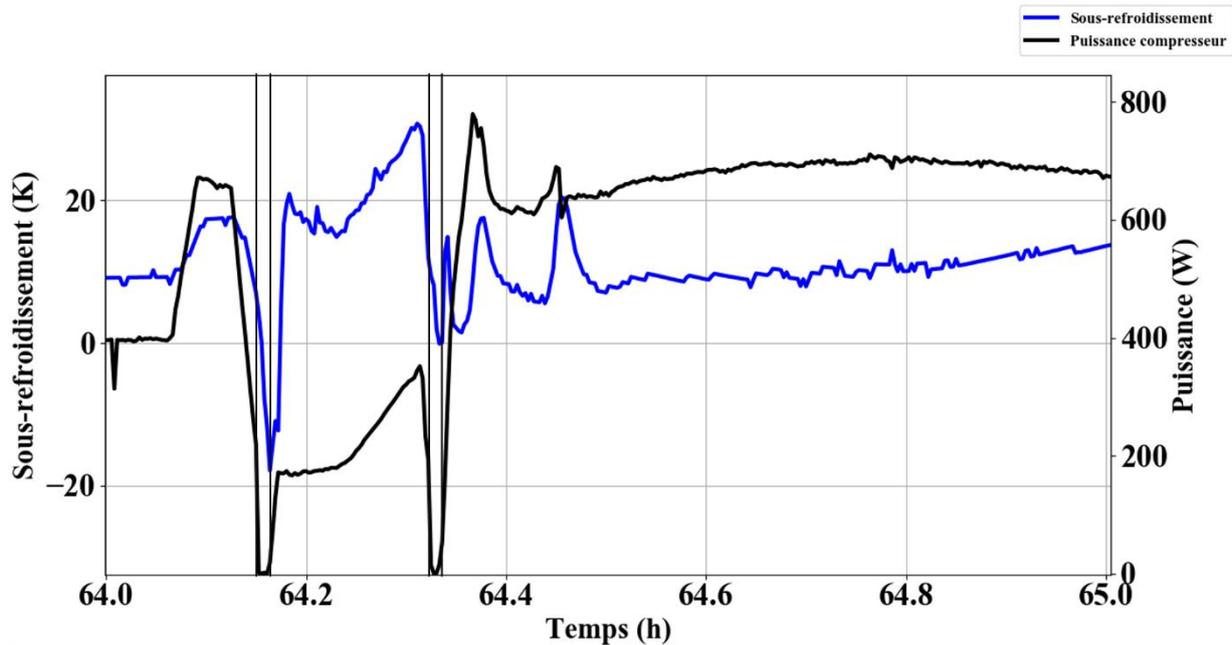


Figure 5.2 : Sous-refroidissement sur une séquence comprenant une séquence de dégivrage

Il a été observé sur la PAC air/air au chapitre 4 que le sous-refroidissement est nul après un redémarrage. Ici, la phase transitoire est plutôt caractérisée par l'instabilité du sous-refroidissement pendant quelques minutes. Le critère spécifiant que le sous-refroidissement doit être positif pour considérer que le régime pseudo-stationnaire est atteint n'aura donc pas d'incidence sur cette séquence.

La figure 5.3 montre les températures du fluide de part et d'autre du détendeur sur la même séquence, ce qui correspond à l'entrée de l'évaporateur et à la sortie du condenseur en mode chauffage. On observe effectivement que ces deux températures s'inversent pendant l'inversion de cycle⁶.

⁶ Les températures d'évaporation et de condensation ne sont pas directement mesurées sur ces essais, c'est pourquoi il n'est pas possible ici de les utiliser pour détecter une inversion de cycle.

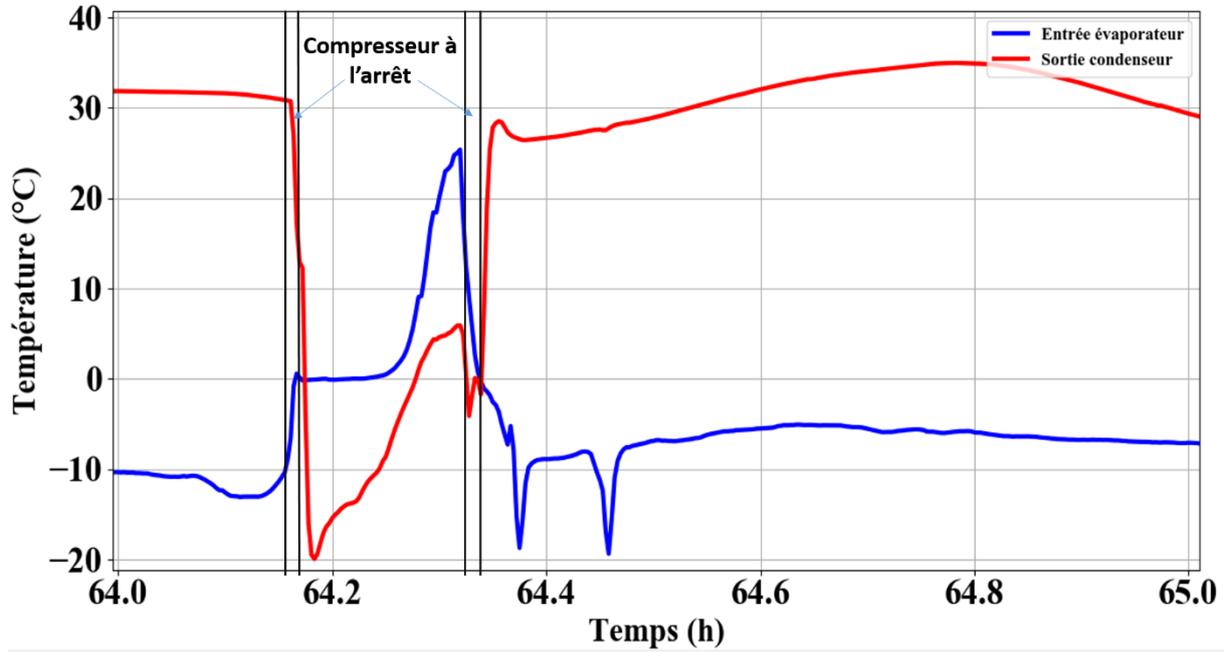


Figure 5.3 : Températures de part et d'autre du détendeur

L'écart-type glissant de surchauffe au refoulement est calculé sur 10 minutes autour de chaque point d'acquisition i_0 considéré, selon l'équation 5.2.

$$ET_{DSH}(i_0) = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i_0-30}^{i_0+30} (DSH(i) - DSH(i_0))^2} \quad (\text{Eq. 5.2})$$

n est le nombre de points d'acquisition pris en compte dans le calcul de l'écart-type d'un point donné. Le pas de temps d'acquisition étant de 10 secondes, l'écart-type est calculé sur une durée totale de 10 minutes. La figure 5.4 présente la surchauffe au refoulement ainsi que son écart-type glissant sur 10 minutes, qui est le principal critère permettant de distinguer les phases transitoires des phases pseudo-stationnaires.

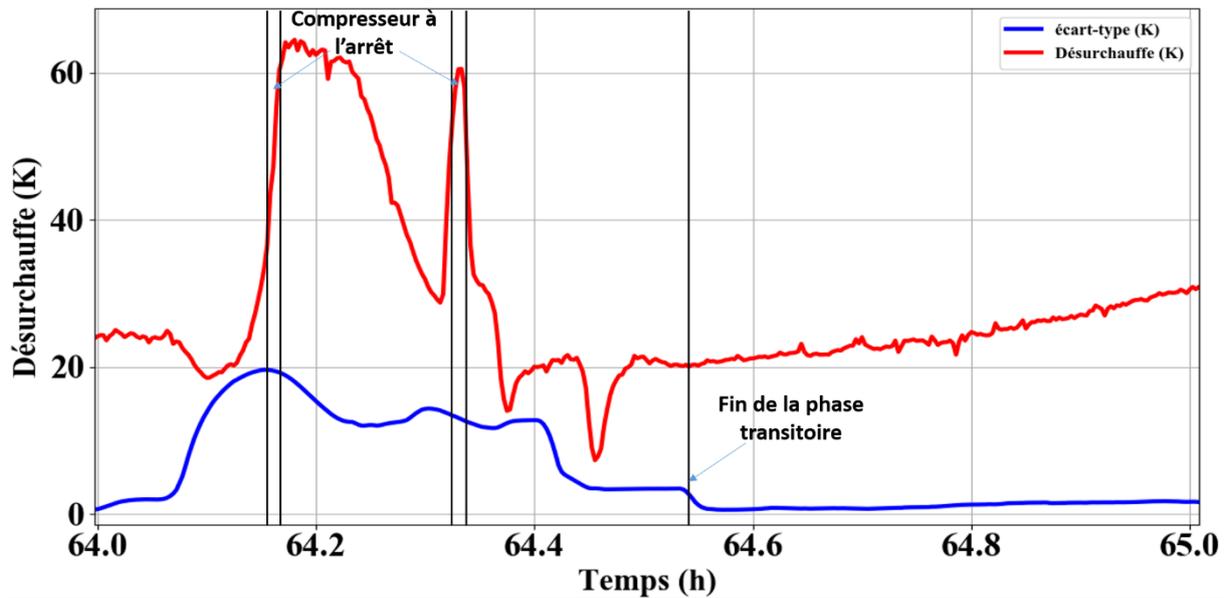


Figure 5.4 : Evolution de la surchauffe au refoulement (Désurchauffe) et écart-type glissant sur 10 minutes

L'observation de la surchauffe au refoulement montre qu'elle est stable aux alentours de 25 K en régime pseudo-stationnaire lorsque le compresseur fonctionne à 60 Hz et elle tend vers 30 K après la phase transitoire, où le compresseur tourne à 90 Hz. Pendant l'inversion de cycle, elle semble bien plus élevée mais cette mesure n'est pas à prendre en compte car elle correspond alors à l'écart entre la température de refoulement et la température d'évaporation. Ce qu'il faut observer, c'est l'évolution de cette surchauffe après le redémarrage du compresseur. L'écart-type glissant, calculé sur 10 minutes autour du point d'acquisition considéré, devient inférieur à 3 K un peu plus de 12 minutes après le redémarrage du compresseur. En revanche, la surchauffe au refoulement continue de croître progressivement après la fin de cette phase transitoire.

Les différentes phases de fonctionnement identifiées sur cette séquence sont désignées par les lettres suivantes :

- G : La consigne du compresseur passe de 60 Hz à 90 Hz, d'où l'augmentation de la puissance du compresseur. C'est lors de cette période que le givre s'accumule sur l'échangeur extérieur, lorsque la température d'évaporation diminue.
- O : Compresseur à l'arrêt.
- I : Inversion du cycle.
- T : Phase transitoire selon les critères définis au chapitre 3.
- S : Phase pseudo-stationnaire.

La figure 5.5 montre la puissance calorifique mesurée et celle calculée par la méthode du bilan d'énergie sur ces différentes phases de fonctionnement.

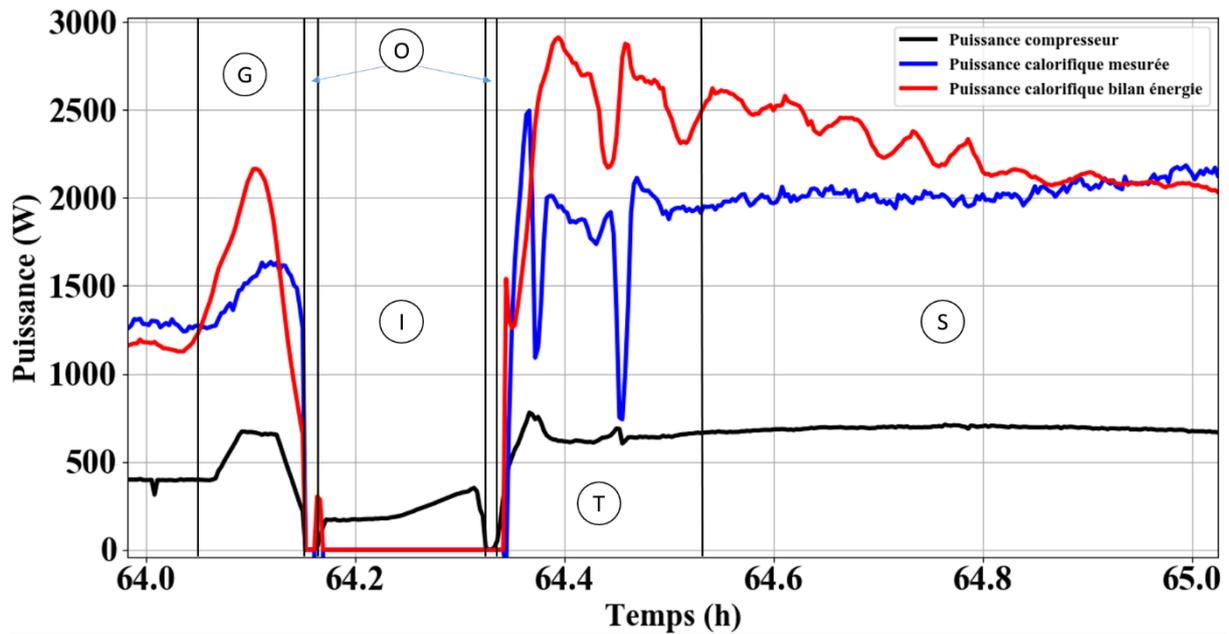


Figure 5.5 : Puissance calorifique mesurée et calculée selon la méthode du bilan d'énergie sur une séquence comprenant une séquence de dégivrage

La distinction entre la phase transitoire et la phase pseudo-stationnaire permet d'écarter la partie où la méthode du bilan d'énergie surestime le plus la puissance calorifique. Cependant, au début de la phase pseudo-stationnaire, la méthode du bilan d'énergie surestime encore la puissance calorifique de manière importante, d'environ 25 %, avant de tendre vers la mesure de référence, ce qui correspond à l'observation faite sur la figure 5.4 où la surchauffe au refoulement continue d'augmenter progressivement après la fin de la phase transitoire, détectée selon les critères choisis. Au vu des résultats de la méthode du bilan d'énergie de la figure 5.5, il semble que la fin de la phase transitoire ait été anticipée par nos critères.

Après avoir obtenu les résultats des différentes méthodes en phase transitoire selon ces critères en partie 5.1.2, une analyse de l'état du fluide sera faite en partie 5.1.3 afin de déterminer un critère complémentaire permettant d'améliorer la détection de la fin de la phase transitoire.

5.1.2 Calcul de la puissance calorifique en phase transitoire

On peut comparer les résultats des différentes méthodes de mesure de la puissance calorifique à celle de référence pendant les phases de fonctionnement déterminées selon les critères définis au chapitre 4. Sur ces essais, la méthode du bilan d'énergie donne la puissance calorifique avec une bonne précision en régime stationnaire (voir partie 1.3.3). C'est en particulier pour les phases transitoires que les méthodes complémentaires sont intéressantes.

Le principe de la méthode du rendement global est rappelé par la figure 5.6. Des itérations sur le titre en vapeur permettent d'améliorer l'estimation de l'enthalpie à l'aspiration.

La figure 5.7 montre le résultat de la puissance calorifique calculée par la méthode du rendement global, selon les différentes corrélations identifiées au chapitre 3, ainsi que la mesure de référence et le calcul par la méthode du bilan d'énergie. La fin de la phase transitoire selon les critères rappelés en 5.1.1 est indiquée par la barre verticale.

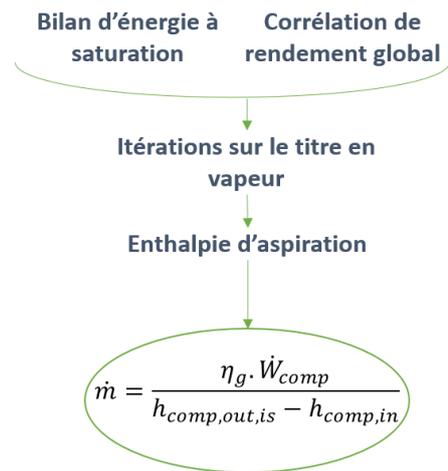


Figure 5.6 : Principe de la méthode du rendement global

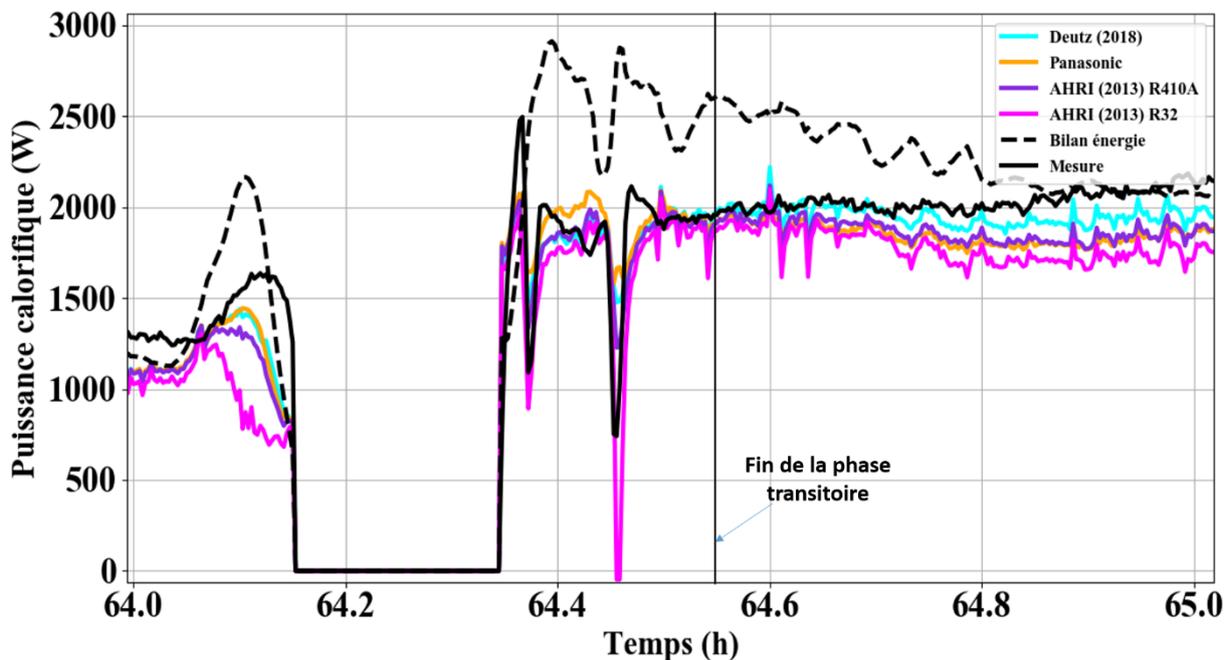


Figure 5.7 : Puissance calorifique selon la méthode du rendement global, du bilan d'énergie et mesure de référence

Les différentes corrélations de rendement global permettent d'estimer la puissance calorifique de manière assez précise, en la sous-estimant légèrement par rapport à la mesure de référence. Une fois revenu au régime pseudo stationnaire, c'est la méthode du bilan d'énergie qui donne la meilleure estimation. Il est donc important de détecter le plus précisément possible les phases pseudo-stationnaires, propices à l'utilisation de cette méthode.

Le principe de la méthode du rendement volumétrique est rappelé par la figure 5.8. Des itérations sur le titre en vapeur permettent d'améliorer l'estimation de la masse volumique à l'aspiration.

La figure 5.9 montre le résultat de la puissance calorifique calculée par la méthode du rendement volumétrique, selon les différentes corrélations identifiées au chapitre 3, ainsi que la mesure de référence et le calcul par la méthode du bilan d'énergie.

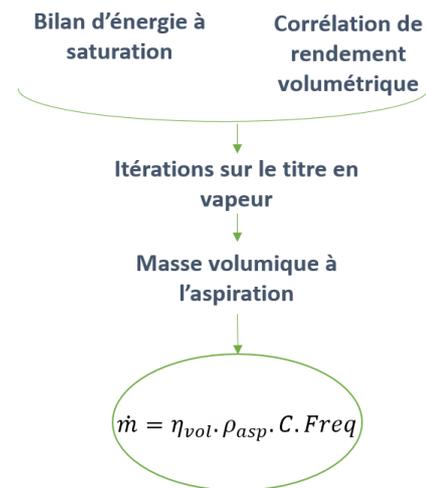


Figure 5.8 : Principe de la méthode du rendement volumétrique

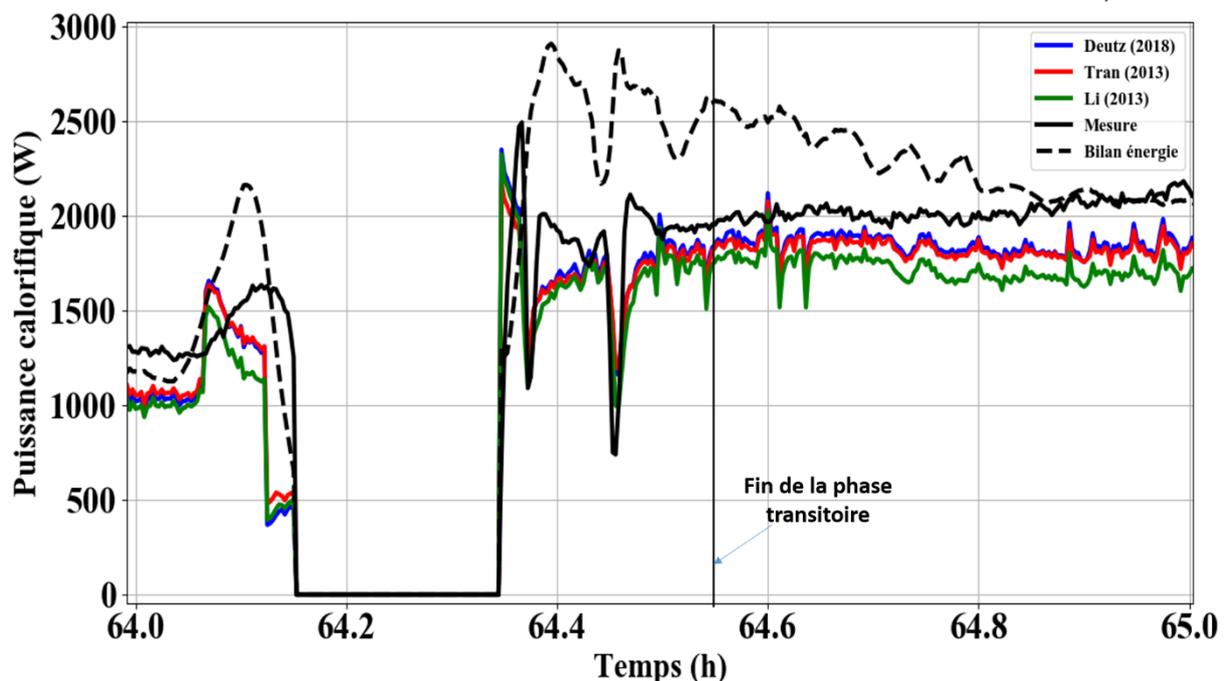


Figure 5.9 : Puissance calorifique selon la méthode du rendement volumétrique, du bilan d'énergie et mesure de référence

Quelle que soit la corrélation utilisée, la méthode du rendement volumétrique sous-estime la puissance calorifique. Elle donne cependant une bien meilleure estimation que la méthode du bilan d'énergie pendant la phase transitoire.

Pour cette phase transitoire, les résultats moyens des différentes méthodes sont précisés dans le tableau 5.1.

Méthode	Puissance calorifique moyenne	Ecart relatif moyen
Mesure de référence	1772 W	-
Bilan d'énergie	2393 W	35 %

Rendement global Deutz (2018)	1773W	0,04 %
Rendement global Panasonic	1844 W	4,1 %
Rendement global AHRI (2013) R410A	1755 W	-1 %
Rendement global AHRI (2013) R32	1621 W	- 8,5 %
Rendement volumétrique Deutz (2018)	1686 W	- 4,9 %
Rendement volumétrique Li et al. (2013)	1608 W	- 9,3 %
Rendement volumétrique Tran (2013)	1656 W	- 6,6 %

Tableau 5.1 : Résultats des différentes méthodes de mesure de la puissance calorifique en phase transitoire après une séquence de dégivrage

Ces résultats confirment que la méthode du bilan d'énergie surestime largement la puissance calorifique en phase transitoire, y compris pour une PAC avec surchauffe à l'aspiration du compresseur. Les méthodes du rendement global et du rendement volumétrique donnent de bien meilleures estimations en phase transitoire, quelle que soit la corrélation utilisée. Pour les deux méthodes complémentaires, les corrélations de Deutz (2018) donnent les meilleurs résultats, ce qui s'explique par le fait qu'elles ont été établies pour ce compresseur en particulier, d'une cylindrée de 13 cm³ utilisant le fluide R134a.

5.1.3 Etat du fluide et amélioration de la détection de la fin de la phase transitoire

Tran (2013) remarque que le titre en vapeur à l'aspiration du compresseur est très faible au démarrage du compresseur, ce qui est la cause de l'erreur de la méthode du bilan d'énergie en régime transitoire. La fin de la phase transitoire doit donc être caractérisée par un fluide saturé ou surchauffé, pour une PAC fonctionnant en compression classique.

A partir de la mesure de la puissance calorifique côté eau $\dot{Q}_{cond,w}$, il est possible de calculer le débit du fluide \dot{m}_{ref} en faisant un bilan d'énergie au condenseur, selon l'équation 5.3.

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_{cond,w}}{h_{cond,in} - h_{cond,out}} \quad (Eq. 5.3)$$

Avec $h_{cond,in}$ et $h_{cond,out}$ respectivement l'enthalpie du fluide en entrée et en sortie du condenseur, calculée à partir des mesures de température et de pression. \dot{m}_{ref} permet une estimation du titre en vapeur à l'aspiration par bilan d'énergie au compresseur, selon la même méthode que celle utilisée au chapitre 4 (équation 4.5). Afin de vérifier cette estimation, on peut utiliser le bilan d'énergie à l'évaporateur selon l'équation 5.4.

$$h_{evap,out} = h_{cond,out} + \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{m}_{ref}} \quad (Eq. 5.4)$$

Avec \dot{Q}_{evap} la puissance frigorifique fournie par l'évaporateur et $h_{cond,out}$ l'enthalpie en sortie de condenseur, mesurée et supposée égale à l'enthalpie en entrée d'évaporateur par détente isenthalpique.

En appliquant le premier principe de la thermodynamique, on peut estimer \dot{Q}_{evap} selon l'équation 5.5.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{cond,w} - P_{comp} + \dot{Q}_{pertes,PAC} \quad (Eq. 5.5)$$

Avec P_{comp} la puissance du compresseur et $\dot{Q}_{pertes,PAC}$ le total des pertes thermiques de la PAC. Seules les pertes thermiques du compresseur sont estimées, elles sont prépondérantes et les autres pertes thermiques (conduites de fluide, échangeurs) sont donc négligées. De ce fait, \dot{Q}_{evap} est sous-estimé, et donc $h_{evap,out}$ aussi.

$h_{evap,out}$ permet alors une estimation du titre en vapeur, sans utiliser le bilan d'énergie au compresseur - estimation sous-estimée en raison de la sous-estimation des pertes thermiques. La figure 5.10 montre ce titre en vapeur en vert, ainsi que le titre en vapeur donné par le bilan d'énergie au compresseur en bleu, et la surchauffe mesurée en entrée du compresseur en noir.

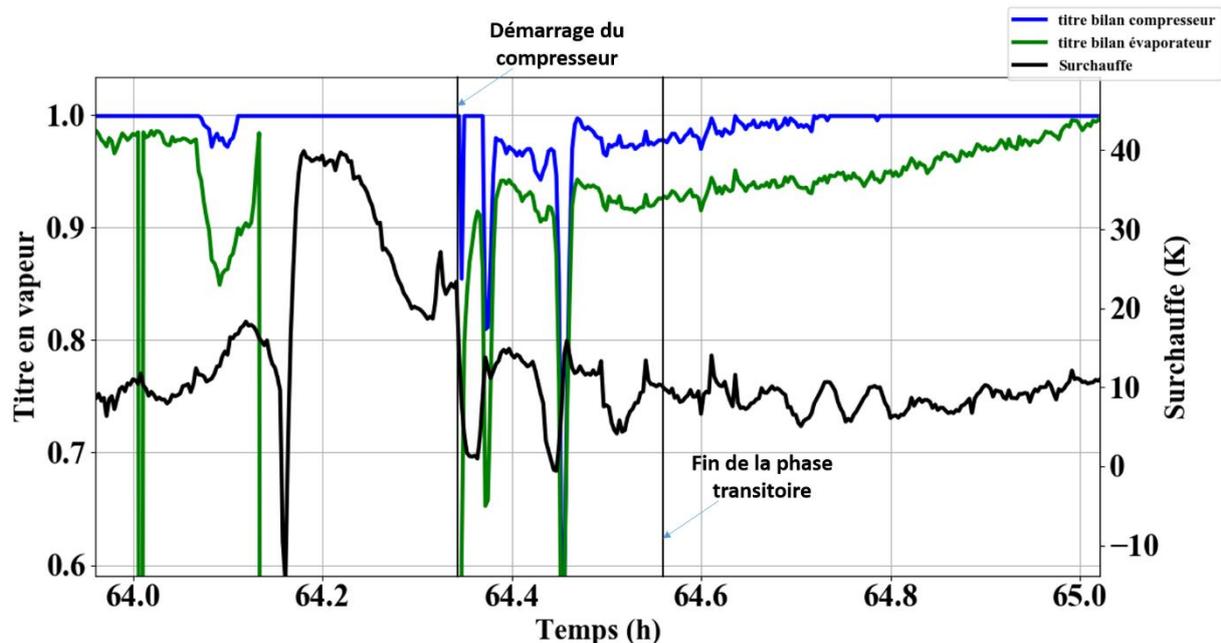


Figure 5.10 : Titre en vapeur à l'aspiration du compresseur estimé selon deux méthodes différentes

On remarque qu'après le redémarrage du compresseur le titre en vapeur suit la même évolution selon les deux méthodes. L'équation 5.4 donne des valeurs plus faibles (dû à la sous-estimation des pertes thermique). La valeur calculée par le bilan d'énergie au compresseur est probablement plus proche de la réalité. Quelle que soit la méthode employée, le titre en vapeur reste inférieur à 1 un certain temps malgré la mesure de surchauffe positive. On peut supposer qu'il s'agit d'une erreur de mesure temporaire de la surchauffe peut-être liée à la mesure de température surfacique pour un fluide inhomogène. En tout cas, la mesure de la surchauffe n'est donc pas adaptée pour détecter la fin de la phase transitoire.

Après le redémarrage du compresseur, le titre en vapeur est assez instable et redevient égal à 1 seulement environ 20 minutes après le redémarrage du compresseur. Sa valeur atteint ponctuellement une valeur inférieure à 0,6. On peut également remarquer que lorsque le compresseur accélère et que le givre se forme à l'évaporateur dans la phase G, le titre en vapeur est inférieur à 1 pendant quelques instants, ce qui est probablement lié à la chute de la basse pression. Cependant, cette accélération très soudaine de la fréquence du compresseur n'est pas habituelle en conditions réelles.

Pour distinguer l'instant à partir duquel la méthode du bilan d'énergie peut être appliquée, il faut alors déterminer l'instant où le fluide atteint la saturation.

La meilleure estimation de la puissance calorifique par les méthodes complémentaires démontrée en 5.1.2 est notamment due à une bonne estimation du titre en vapeur par itérations. La figure 5.11 le met en évidence. Elle indique le titre estimé d'une part à partir de la mesure du débit et du bilan d'énergie au compresseur, en bleu, et d'autre part à partir des deux méthodes complémentaires utilisant les corrélations de Deutz (2018).

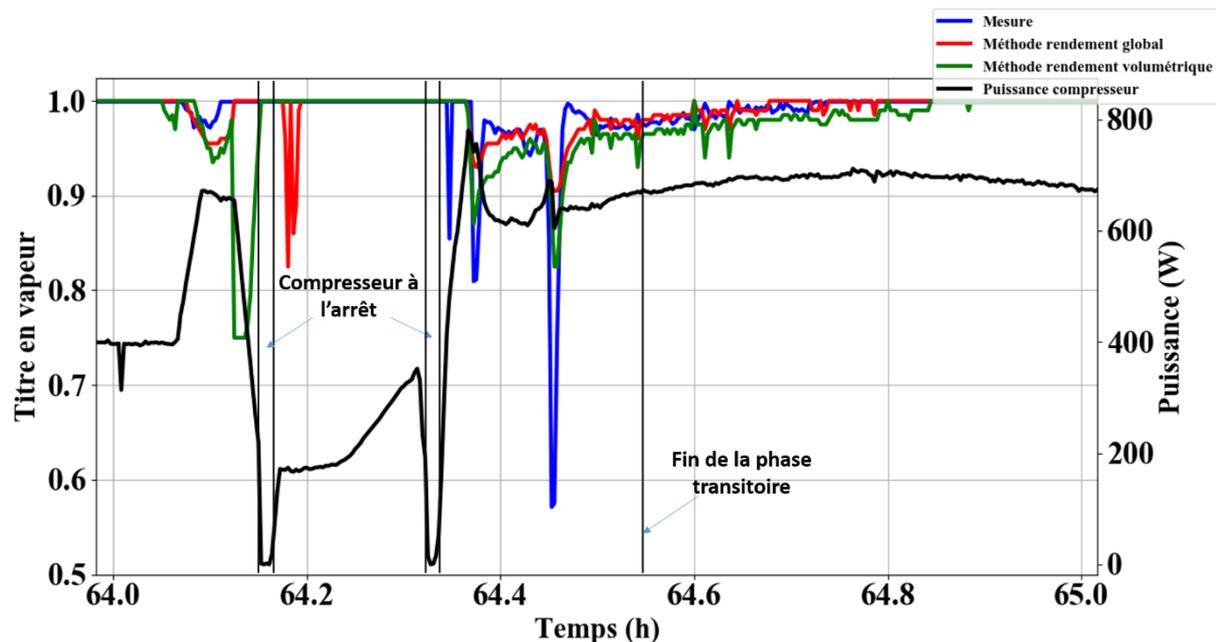


Figure 5.11 : Estimation du titre vapeur par les méthodes complémentaires (corrélations de Deutz, 2018)

La fin de la phase transitoire selon les critères donnés en 5.1.1 est indiquée par une barre verticale. On peut voir qu'elle est effectivement anticipée de manière assez importante.

On propose donc d'utiliser l'estimation du titre en vapeur par une méthode complémentaire pour déterminer de manière plus précise la fin de la phase transitoire. En utilisant la méthode du rendement global (selon la corrélation de Deutz (2018)), la fin de la phase transitoire est indiquée sur la figure 5.12.

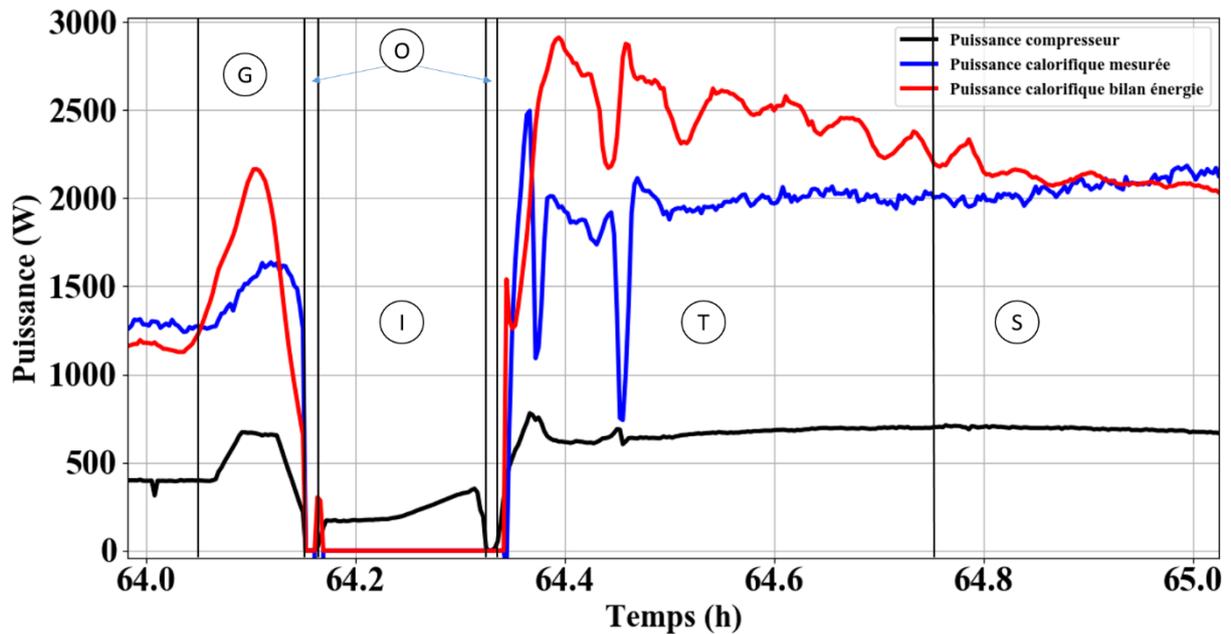


Figure 5.12 : Distinction des phases de fonctionnement selon le critère obtenu par la méthode du rendement global

La durée de la phase transitoire est alors plus importante. On peut alors calculer la puissance calorifique selon les différentes méthodes sur la phase transitoire bien identifiée. Les résultats moyens sont donnés dans le tableau 5.2.

Méthode	Puissance calorifique moyenne	Ecart relatif moyen
Mesure de référence	1836 W	
Bilan d'énergie	2431 W	32,4 %
Rendement global Deutz (2018)	1826 W	- 0,6 %
Rendement global Panasonic	1860 W	1,3 %
Rendement global AHRI (2013) R410A	1796 W	- 2,2 %
Rendement global AHRI (2013) R32	1683 W	- 8,4 %
Rendement volumétrique Deutz (2018)	1731 W	- 5,7 %
Rendement volumétrique Li et al. (2013)	1645 W	- 10,4 %
Rendement volumétrique Tran (2013)	1702 W	- 7,3 %

Tableau 5.2 : Résultats des différentes méthodes en phase transitoire selon les nouveaux critères

De façon logique, la méthode du bilan d'énergie donne un résultat légèrement meilleur en moyenne, mais la surestimation reste significative. Les méthodes complémentaires donnent une meilleure estimation en phase transitoire avec un écart moyen de maximum 10,4 %.

Les méthodes du rendement volumétrique et du rendement global permettent donc d'améliorer l'estimation de la puissance calorifique en phase transitoire. L'utilisation de corrélations de la littérature permet cette approche, mais pour améliorer la précision de ces méthodes, les corrélations utilisées doivent être issues d'un compresseur s'approchant au mieux du compresseur étudié.

5.2 Algorithme de mesure des performances

5.2.1 Distinction des phases de fonctionnement

Compte-tenu des analyses faites au chapitre 4 à partir des essais de PAC air/air et complétées en partie 5.1.1 sur la PAC air/eau, l'algorithme suivant (figure 5.13) est proposé pour permettre de distinguer les différentes phases de fonctionnement de la pompe à chaleur. Cet algorithme présente un intérêt en particulier pour les PAC à compression classique pour lesquelles les phases transitoires et pseudo-stationnaires seront traitées différemment pour le calcul des performances.

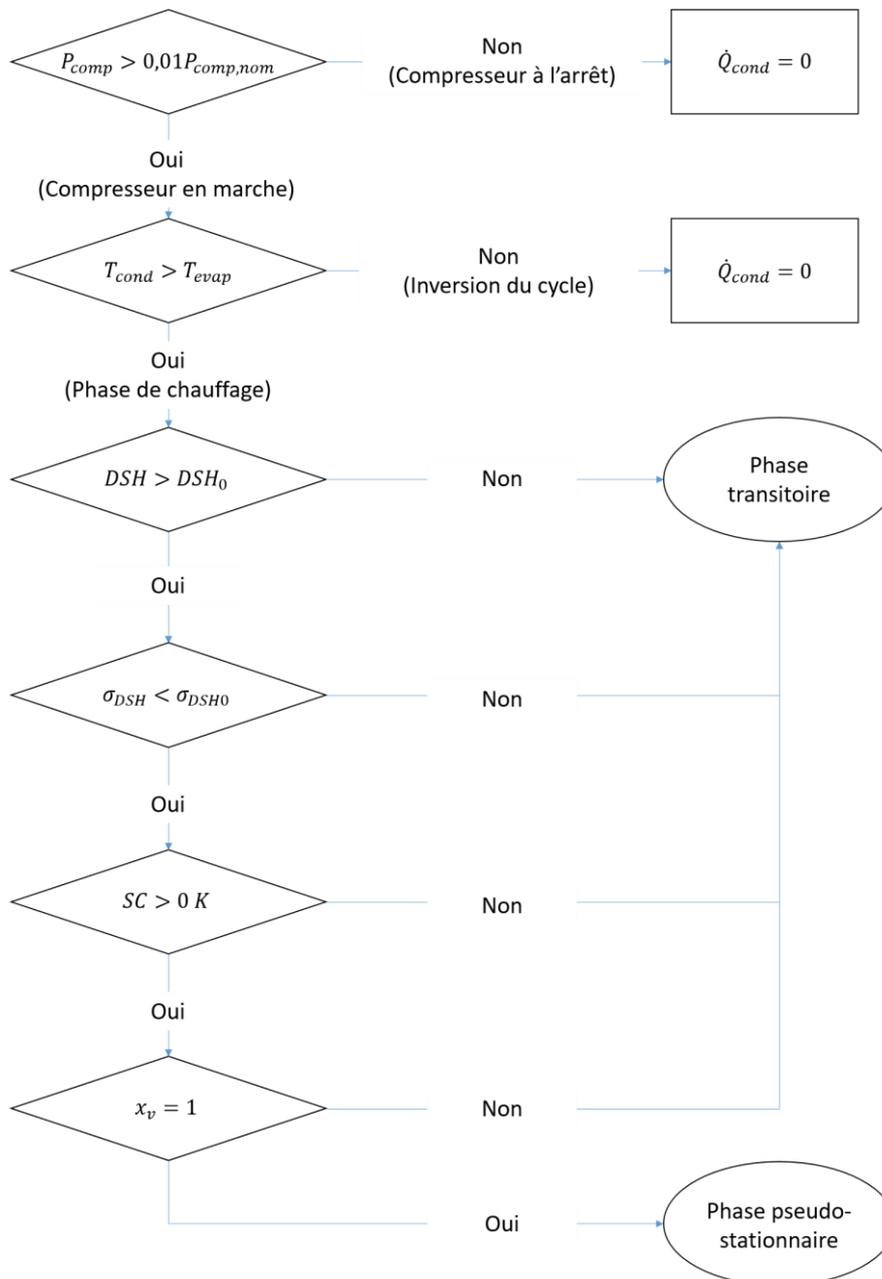


Figure 5.13 : Algorithme permettant de distinguer les différentes phases de fonctionnement

P_{comp} et $P_{comp,nom}$ représentent respectivement la puissance électrique mesurée au compresseur et sa puissance nominale, \dot{Q}_{cond} la puissance calorifique, T_{evap} et T_{cond} les températures d'évaporation et de condensation, DSH et DSH_0 la surchauffe au refoulement et son seuil permettant de considérer le régime pseudo-stationnaire, σ_{DSH} et $\sigma_{DSH,0}$ l'écart-type glissant de surchauffe au refoulement et le seuil correspondant, et SC le sous-refroidissement en sortie du condenseur. x_v est le titre en vapeur calculé selon une méthode complémentaire. Ce dernier critère ne convient évidemment pas pour une PAC fonctionnant avec aspiration de fluide diphasique au compresseur en régime pseudo-stationnaire.

Si le compresseur est à l'arrêt ou si le cycle est inversé pour dégivrage, la puissance calorifique est nulle. Sinon, le paragraphe suivant précise comment déterminer la puissance calorifique selon les cas.

Pour les PAC censées fonctionner avec aspiration de fluide diphasique (PAC air/air en cycle simple au R32), on peut noter qu'il serait tout de même intéressant de pouvoir distinguer d'éventuelles phases de fonctionnement où le fluide est surchauffé en entrée du compresseur. En effet, ce cas peut éventuellement se produire en régime stationnaire, pour un faible taux de charge partielle et une faible fréquence de rotation du compresseur. Dans ce cas, l'algorithme de la figure 5.13 doit pouvoir faire cette distinction, et cela pourrait permettre d'identifier un rendement global ou volumétrique à partir de la méthode du bilan d'énergie et d'ajuster une corrélation de la littérature.

5.2.2 Calcul des performances

Selon le type de compression (classique avec surchauffe ou avec aspiration diphasique), les phases de fonctionnement, et les données dont nous disposons, il convient donc de calculer le débit de fluide selon différentes méthodes afin de pouvoir en déduire la puissance calorifique et les performances. La figure 5.14 représente l'arbre de décision dans le cas d'une PAC fonctionnant en compression classique avec surchauffe.

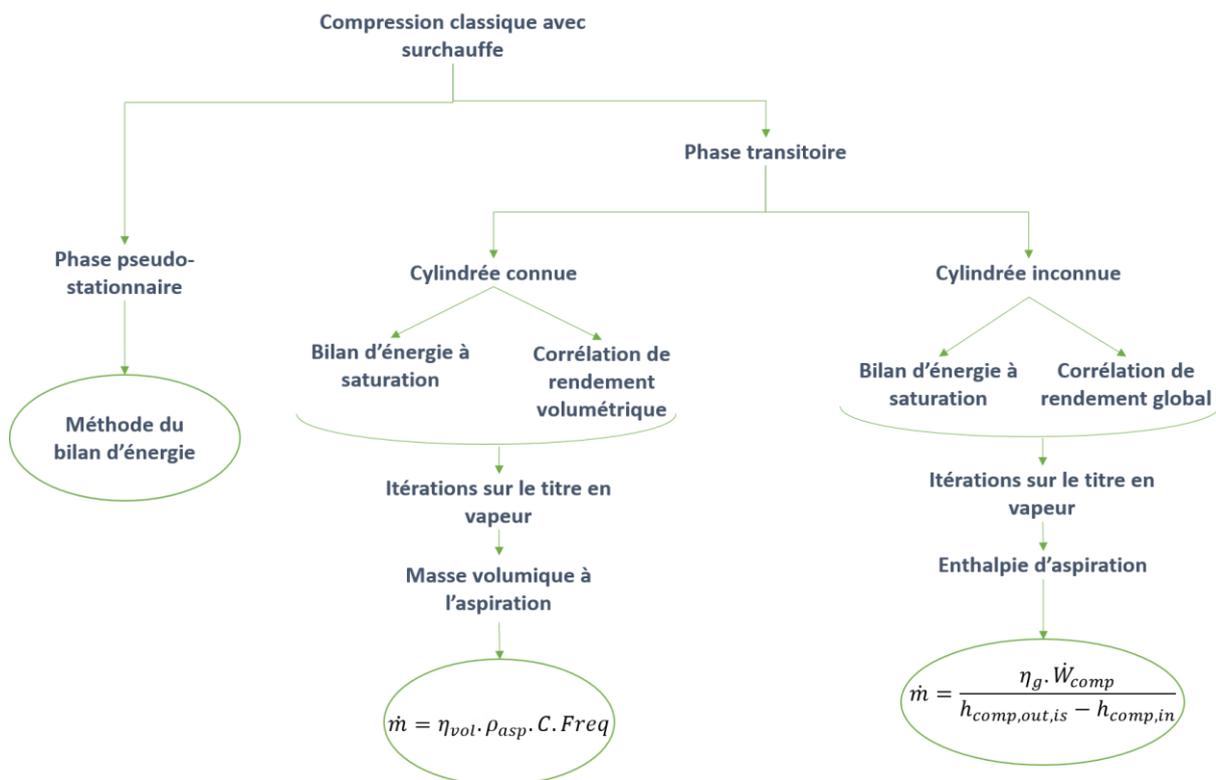


Figure 5.14 : Méthode de calcul du débit dans le cas d'une compression classique avec surchauffe à l'aspiration du compresseur

La figure 5.15 représente l'arbre décisionnel dans le cas d'une PAC fonctionnant en compression avec fluide diphasique à l'aspiration. Comme précisé en début de paragraphe, les méthodes employées seront les mêmes en phase transitoire ou pseudo-stationnaire.

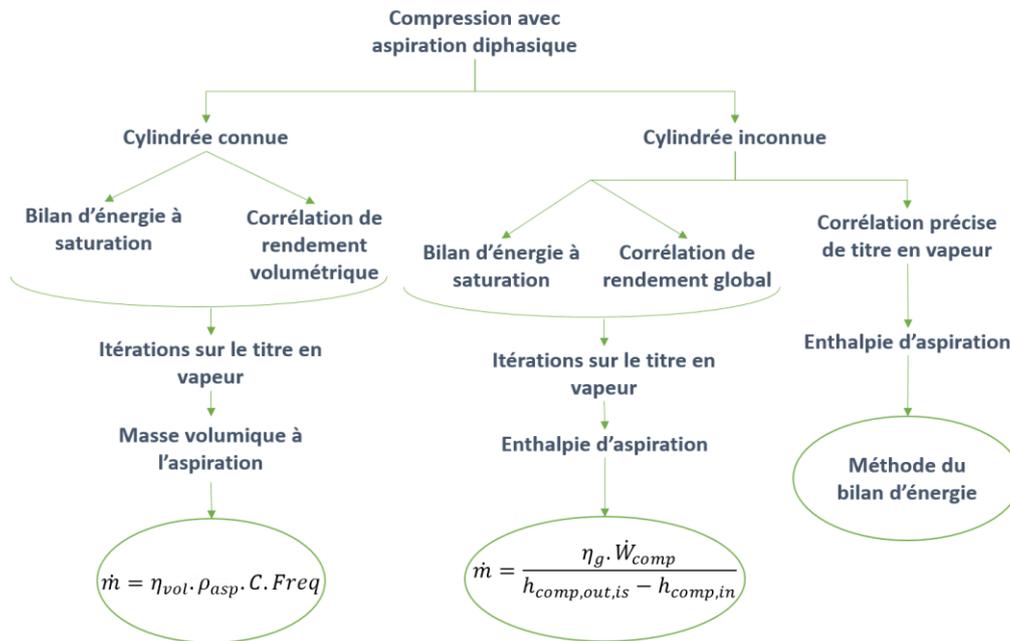


Figure 5.15 : Méthode de calcul du débit dans le cas d'une compression avec aspiration diphasique au compresseur

Ensuite, quelle que soit la manière de calculer le débit de fluide \dot{m} , on peut en déduire la puissance calorifique \dot{Q}_{cond} selon l'équation 5.6.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_{cond,in} - h_{cond,out}) \quad (Eq. 5.6)$$

Et le COP peut donc être calculé selon l'équation 5.7.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{P_{tot}} \quad (Eq. 5.7)$$

Avec P_{tot} la puissance électrique totale consommée par la PAC.

On peut obtenir le SCOP, ou le COP intégré sur une certaine période de temps, grâce à l'équation 5.8.

$$SCOP(t) = \frac{\int_{t_0}^t \dot{Q}_{cond}}{\int_{t_0}^t P_{tot}} \quad (Eq. 5.8)$$

5.3 Application aux suivis sur sites

Des suivis sur sites ont été menés et sont présentés en détail au chapitre 2. Leur analyse a montré les limites de la méthode du bilan d'énergie dans 3 cas concrets où des PAC air/air fonctionnent de manière discontinue et impliquent la plupart du temps une aspiration de fluide diphasique au

compresseur. L'algorithme présenté en partie 5.2 doit permettre d'améliorer la prise en compte des phases transitoires et l'évaluation des performances de ces pompes à chaleur.

5.3.1 Distinction des phases de fonctionnement

Des critères permettant de distinguer les phases de fonctionnement transitoire des phases pseudo-stationnaires ont été proposés, ainsi que des méthodes complémentaires à la méthode du bilan d'énergie, afin d'améliorer l'estimation des performances dans ces conditions. A priori, les phases transitoires sont prédominantes sur les suivis sur sites ; il convient alors de quantifier leur occurrence selon les critères définis en partie 5.2.1.

Les PAC fonctionnant au R410A ne nécessitent pas a priori de disposer d'un moyen de réduire la température de refoulement. Ainsi, si le fluide est considéré comme diphasique en entrée du compresseur, c'est que le régime pseudo-stationnaire n'est toujours pas atteint, comme le stipule l'algorithme de la figure 5.13. Pour la PAC fonctionnant au R32, le fluide est a priori diphasique même en phases pseudo stationnaires. Ainsi, pour distinguer les phases de fonctionnement de cette PAC, le critère sur la valeur du titre en vapeur n'est pas pris en compte, seuls les critères définis au chapitre 4 sont utilisés, à titre indicatif, pour faire cette quantification.

La durée totale du suivi sur site de la MME est de 753 h. Selon les critères définis sur la figure 5.13, la PAC est à l'arrêt pendant 59,2 h, soit environ 8 % de la durée d'acquisition. Le total des inversions de cycle dure 1 h et 44 min, soit 0,2 % du temps de fonctionnement de la PAC. Le total des phases pseudo-stationnaires est d'environ 81,5 h, soit environ 12 % du temps de fonctionnement, et les phases transitoires représentent donc environ 88 % du temps de fonctionnement de la PAC. Les phases transitoires sont donc clairement prédominantes sur ce suivi, puisqu'effectivement il a été vu au chapitre 2 que la surchauffe au refoulement mesurée est la plupart du temps inférieure au seuil permettant de considérer le régime de fonctionnement comme pseudo-stationnaire.

La durée totale du suivi sur site de la MCbc est de 1192 h. Selon les critères définis pour distinguer les différentes phases de fonctionnement, la PAC est à l'arrêt pendant 245 h, soit environ 21 % de la durée d'acquisition. Le total des inversions de cycle dure 1 h, soit moins de 0,1 % du temps de fonctionnement de la PAC. Le total des phases pseudo-stationnaires est d'environ 100 h, soit environ 11% du temps de fonctionnement, et les phases transitoires représentent donc environ 89 % du temps de fonctionnement de la PAC.

La durée totale du suivi sur site à Châtillon est de 604 h. Selon les critères définis au chapitre 4 pour distinguer les différentes phases de fonctionnement, la PAC est à l'arrêt pendant environ 43 % de la durée d'acquisition. Il n'y a pas d'inversion de cycle. Les phases pseudo-stationnaires durent environ 219 h, soit 63,3 % du temps de fonctionnement, et les phases transitoires représentent donc environ 36,7 % du temps de fonctionnement de la PAC. Dans l'ensemble, d'après le calcul du titre en vapeur selon la méthode du bilan d'énergie, le fluide est considéré comme monophasique en entrée du compresseur pendant 2 h, soit 0,6 % du temps de fonctionnement. Cependant, il ne s'agit en réalité que de quelques séquences très ponctuelles qui ne durent que quelques secondes chacune.

Le tableau 5.3 résume ces différentes statistiques.

Suivi	MME	MCbc	Châtillon
Durée d'acquisition	753 h	1192 h	604 h
Durée de fonctionnement (heures et % de la durée d'acquisition)	694 h (92 %)	947 h (79 %)	344 h (57 %)
Durée à l'arrêt (heures et % de la durée d'acquisition)	59 h (8 %)	245 h (21 %)	260 h (43 %)
Durée de dégivrage (heures et % du temps de fonctionnement)	1 h 44 min (0,2 %)	1 h (0,1 %)	-
Durée phases transitoires (heures et % du temps de fonctionnement)	603,7 h (88 %)	823,8 h (89 %)	126,7 h (37 %) (critères chapitre 4)
Durée phases pseudo-stationnaires (heures et % du temps de fonctionnement)	81,5 h (12 %)	100,2 h (11 %)	218,6 h (63 %) (critères chapitre 4)

Tableau 5.3 : Durée des différentes phases de fonctionnement des suivis sur sites

5.3.2 Estimation des performances

Lors des suivis sur site aucune mesure de référence n'est disponible. Ainsi, il ne s'agit pas de valider l'estimation des performances par l'algorithme détaillé en partie 5.2, mais de vérifier que les valeurs de COP obtenues sont plus réalistes que celles obtenues grâce à la seule méthode du bilan d'énergie.

La méthode du rendement volumétrique ne peut être utilisée pour ces suivis, car on ne connaît pas les cylindrées des compresseurs.

La méthode du rendement global est appliquée en utilisant les corrélations présentées au chapitre 3 sur les 3 suivis sur sites.

La figure 5.16 montre le COP calculé par la méthode du rendement global et par la méthode du bilan d'énergie sur une séquence du suivi sur site de la MME, ainsi que la température extérieure. Comme indiqué au chapitre 2, la pompe à chaleur installée sur ce site a une puissance nominale (à 7°C/20°C) de 2.7 kW, avec un COP nominal de 4,4.

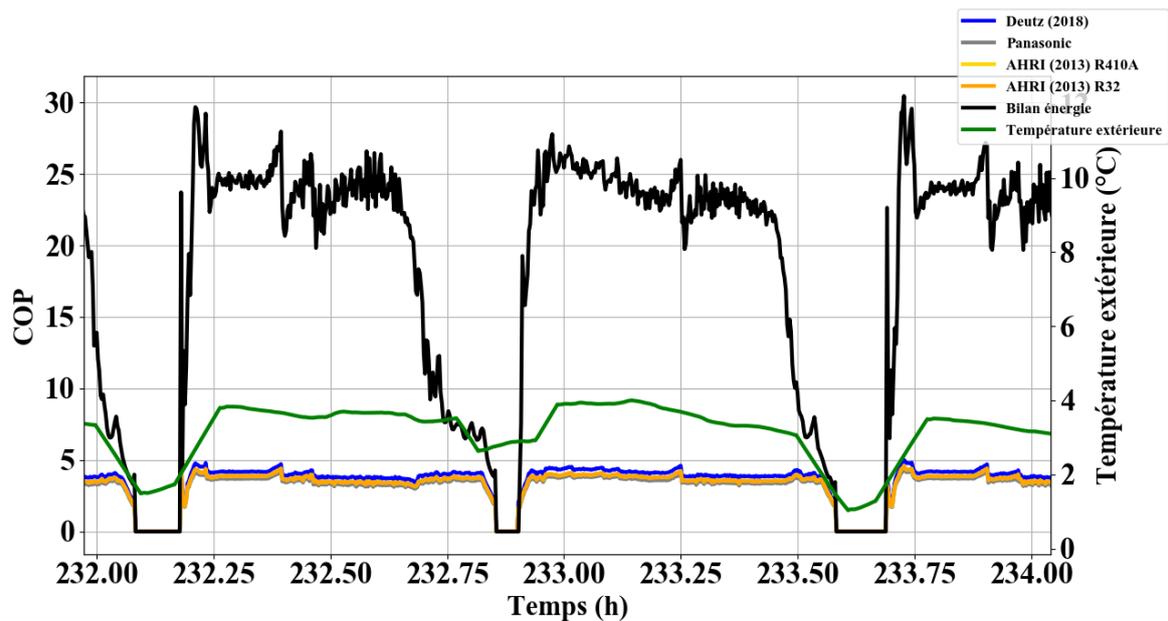


Figure 5.16 : COP selon la méthode du bilan d'énergie et selon la méthode du rendement global sur une séquence d'acquisition du suivi MME

Sur cette séquence, tout comme ce qui a été constaté au chapitre 2, la méthode du bilan d'énergie surestime très largement les performances de la PAC. Il s'agit d'une séquence où le régime est considéré comme transitoire, puisque la surchauffe au refoulement est inférieure à 10 K, ce qui est le cas sur la majorité de ce suivi, et qui explique la prépondérance des phases transitoires démontrée en partie 5.3.1. Le COP obtenu par la méthode du bilan d'énergie, souvent supérieur à 20 sur cette séquence, est clairement impossible, alors que le COP obtenu au moyen de la méthode du rendement global est cohérent.

La figure 5.17 montre les résultats de cette même méthode et de la méthode du bilan d'énergie sur une séquence du suivi sur site de la MCbc.

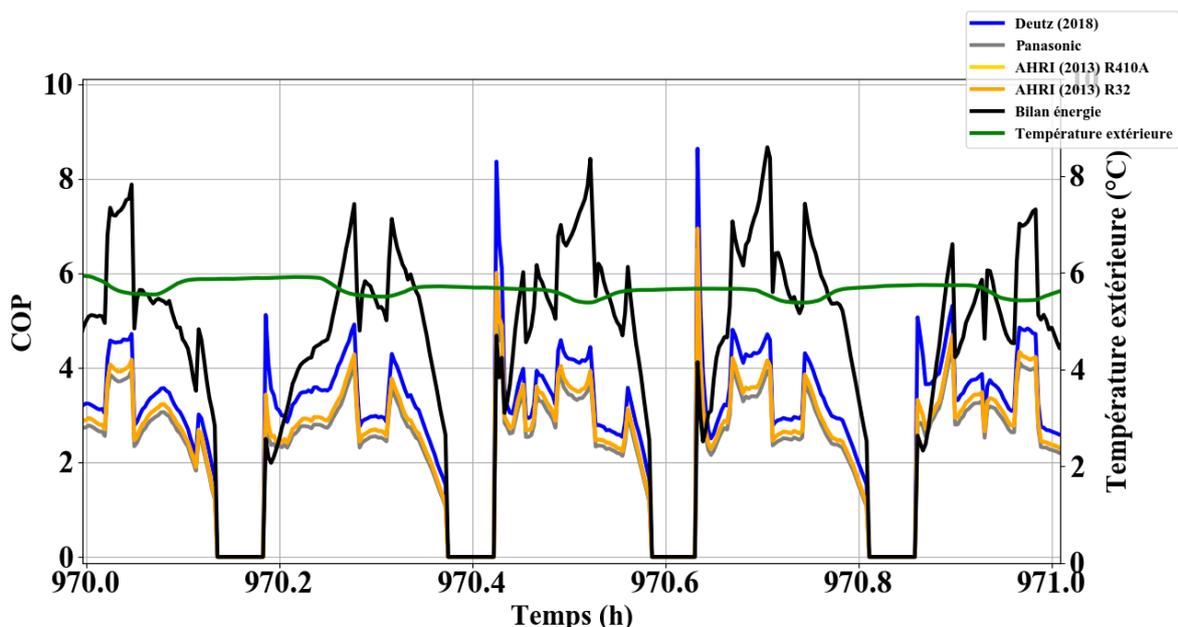


Figure 5.17 : COP selon la méthode du bilan d'énergie et selon la méthode du rendement global sur une séquence d'acquisition du suivi MCbc

Ici, la surestimation faite par la méthode du bilan d'énergie n'est pas aussi claire que pour la MME. Cependant, la valeur du COP dépasse régulièrement 6 voire 7 pendant ces phases de fonctionnement alors que le COP nominal de la PAC est de 4 (cf chapitre 2). Le COP obtenu par la méthode du rendement global, qui est ici en moyenne entre 3 et 4, est plus proche de la réalité, en tous cas plus plausible compte tenu de la température extérieure de l'ordre de 6°C.

La figure 5.18 montre les résultats de la méthode du rendement global et de la méthode du bilan d'énergie sur une séquence du suivi sur site à Châtillon.

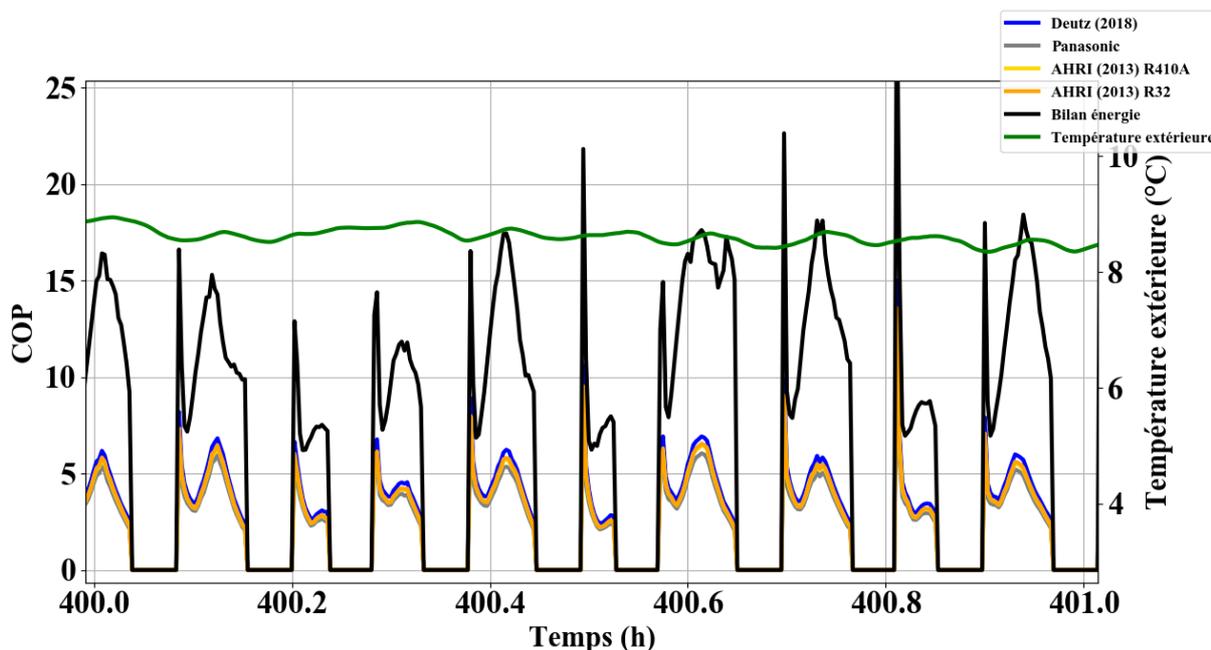


Figure 5.18 : Puissance calorifique selon la méthode du bilan d'énergie et selon la méthode du rendement global sur une séquence d'acquisition du suivi à Châtillon

Là aussi, compte tenu des performances normatives de la PAC – COP nominal de 4.3, la méthode du bilan d'énergie surestime clairement les performances sur la plupart des phases de fonctionnement de cette PAC. La température extérieure est comprise entre 8 et 9 °C pendant cette séquence. Les valeurs de COP obtenues par la méthode du bilan d'énergie sont largement supérieures à 10, tandis que celle du rendement global donne un COP aux alentours de 5.

Afin de comparer les résultats de la méthode du bilan d'énergie et de la méthode du rendement global selon les différentes corrélations identifiées au chapitre 3, le tableau 5.4 montre les COP moyens calculés d'une part pour l'ensemble des phases transitoires, et d'autre part pour l'ensemble des phases pseudo-stationnaires, pour chacun des suivis sur sites. Le taux de compression moyen est également indiqué.

	Moyenne en phases pseudo-stationnaires			Moyenne en phases transitoires		
	MME	MCbc	Châtillon	MME	MCbc	Châtillon
Taux de compression	2,4	3,5	2,2	2,6	3,2	2,0
COP Bilan d'énergie	3,98	3,21	10,30	26,45	5,30	14,12
COP Rendement global Deutz (2018)	4,37	3,24	4,68	4,24	3,57	3,87
COP Rendement global Panasonic	3,58	2,55	4,05	3,62	2,89	3,33
COP Rendement global AHRI (2013) R410A	3,88	2,71	4,32	3,85	3,08	3,55
COP Rendement global AHRI (2013) R32	3,97	2,71	4,36	3,87	3,05	3,59

Tableau 5.4 : COP moyens sur chaque suivi sur site selon les phases de fonctionnement

Le tableau 5.4 montre que dans tous les cas, la méthode du bilan d'énergie donne une estimation moyenne du COP supérieure à la méthode du rendement global. Pour les phases transitoires, la méthode du bilan d'énergie surestime clairement les performances des PAC de la MME et de Châtillon. Pour la MCbc, le constat est moins évident, cependant le COP moyen en phases transitoires paraît assez élevé. Ainsi, dans l'ensemble, pour les phases transitoires, la méthode du rendement global donne une meilleure estimation de la puissance calorifique et des performances que la méthode du bilan d'énergie.

En revanche, pour les phases pseudo-stationnaires sur les suivis MME et MCbc, la différence de COP moyen entre les différentes méthodes ne permet pas d'affirmer que l'une ou l'autre est plus proche de la réalité. Ces deux PAC fonctionnent avec le fluide R410A, ainsi, il n'y a pas de besoin de réduire la température de refoulement grâce à l'aspiration de fluide diphasique au compresseur. Donc, lors de ces phases pseudo-stationnaires, le fluide est probablement saturé ou surchauffé, comme cela est expliqué dans la partie 2.2.6. La méthode du bilan d'énergie permet donc une bonne estimation des performances. La différence entre cette méthode et les méthodes de rendement global peut alors s'expliquer par une approximation du rendement global par les corrélations, comme c'est le cas pour les essais présentés au chapitre 4.

Pour le suivi à Châtillon, le COP moyen estimé en phases pseudo-stationnaires par la méthode du bilan d'énergie est supérieur à 10, ce qui est impossible. Cette PAC fonctionne avec le fluide R32, et utilise donc une régulation permettant de réduire la température de refoulement grâce à l'aspiration de fluide diphasique. C'est pourquoi la méthode du bilan d'énergie n'est pas adaptée, elle surestime la puissance calorifique et donc le COP sur ce suivi. La méthode du rendement global donne, elle, des résultats parfaitement plausibles.

Grâce à ces estimations des performances en phases transitoires et pseudo-stationnaires, on peut en déduire le COP global sur l'ensemble des phases de fonctionnement. Ainsi, pour les PAC à la MME et à la MCbc, la méthode du bilan d'énergie est appliquée en phases pseudo-stationnaires, et la méthode du rendement global est appliquée en phases transitoires. Pour la PAC de Châtillon, le fluide étant toujours diphasique en entrée du compresseur, la méthode du rendement global est appliquée quelle que soit la phase de fonctionnement. Le tableau 5.5 montre ces résultats. Le calcul est fait pour chaque corrélation, qui est donc précisée.

Corrélation utilisée	COP global		
	MME	MCbc	Châtillon
Deutz (2018)	4,2	3,5	4,4
Panasonic	3,7	2,9	3,8
AHRI (2013) R410A	3,9	3,1	4,1
AHRI (2013) R32	3,9	3,1	4,1

Tableau 5.5 : COP global calculé sur l'ensemble des phases de fonctionnement des suivis sur sites

Pour valider réellement la méthode du rendement global en phase transitoire, il faudrait compléter l'étude faite en partie 5.1, grâce à des essais dédiés permettant d'étudier un plus grand nombre de ces phases dans différentes conditions de fonctionnement.

5.4 Conclusions

A partir de données issues des essais de validation de la méthode du bilan d'énergie décrits au chapitre 1, une séquence de dégivrage a été étudiée afin de comparer les résultats de la méthode du bilan d'énergie et des méthodes complémentaires proposées au chapitre 3 sur une phase transitoire de fonctionnement. **Un critère complémentaire, basé sur l'estimation du titre en vapeur par la méthode du rendement global ou du rendement volumétrique est proposé pour améliorer la détection de la fin de la phase transitoire.** Durant cette phase transitoire, la méthode du bilan d'énergie surestime largement la puissance calorifique, tandis que les méthodes du rendement volumétrique et du rendement global permettent de l'estimer avec une erreur moyenne inférieure à 10,5 %, quelle que soit la corrélation utilisée. En revanche, elle permet d'obtenir la meilleure estimation en régime pseudo-stationnaire lorsque que le fluide est surchauffé.

En s'appuyant sur l'étude faite au chapitre 4 et sur la partie 5.1, un algorithme permettant de distinguer les différentes phases de fonctionnement a donc été proposé. Un arbre de décision a alors été présenté pour déterminer la meilleure méthode à employer pour déterminer les performances d'une PAC selon le type de compression, les phases de fonctionnement et les données disponibles.

Cet algorithme a ensuite été appliqué aux suivis sur sites présentés au chapitre 2. Dans un premier temps, cela montre que les phases transitoires représentent une part significative du temps de fonctionnement, ce qui confirme qu'il faut estimer correctement la puissance calorifique pendant ces phases pour ne pas fausser l'estimation des performances saisonnières. Ensuite, la comparaison des résultats de la méthode du bilan d'énergie et de celle du rendement global montre que la première surestime systématiquement la puissance calorifique en phase transitoire, et en phase pseudo-stationnaire pour la PAC fonctionnant au R32. La méthode du rendement global permet d'améliorer l'estimation des performances dans ces cas. Ne disposant pas d'une mesure de référence sur ces suivis

sur sites, la précision des différentes méthodes n'est en revanche pas quantifiable. Une étude plus approfondie des phases transitoires avec une mesure de référence permettrait de faire cette validation.

Conclusion et perspectives

Conclusion

L'objectif de la thèse était de mettre au point une méthode embarquée de mesure des performances des pompes à chaleur résidentielles qui soit adaptée aux différentes technologies et modes de fonctionnement rencontrés sur le terrain. Cette méthode doit prendre en compte les contraintes d'une installation in-situ, notamment en termes d'encombrement et de facilité d'installation, en particulier pour pouvoir être installée sur une machine en place. Son coût doit être raisonnable pour éviter d'augmenter le coût d'investissement de la PAC, et la méthode doit être la plus indépendante possible du constructeur de la PAC.

La méthode du bilan d'énergie au compresseur, développée par Tran (2012) et améliorée par Niznik (2017), répond en grande partie à ce cahier des charges. Cette thèse a d'abord permis de la valider en laboratoire et de montrer qu'elle permet ainsi de mesurer les performances avec une précision de 5 % en régime stationnaire pour une PAC avec une régulation classique visant à fixer une surchauffe positive à l'entrée du compresseur. Cependant, d'une part, elle ne permet pas de donner une estimation correcte des performances en régime transitoire, et d'autre part, de nouvelles logiques de régulation ont vu le jour avec l'apparition sur le marché du R32, qui est appelé à devenir rapidement le principal fluide utilisé pour les PAC aérothermiques résidentielles. Ce fluide nécessite un moyen de réduire la température de refoulement, et la méthode la plus courante consiste à réguler directement cette température ou la surchauffe au refoulement, quitte à avoir du fluide diphasique en entrée du compresseur. En faisant l'hypothèse que le fluide est saturé en ce point, la méthode du bilan d'énergie surestime très largement le débit de fluide et donc les performances.

Des suivis sur sites ont été menés afin d'estimer l'occurrence des phases transitoires et de la compression avec aspiration diphasique, pour évaluer l'impact sur le résultat de la méthode du bilan d'énergie. Les trois machines suivies fonctionnaient majoritairement de manière discontinue, ce qui peut être expliqué par les températures clémentes lors de cette saison de chauffe, mais aussi peut-être par un surdimensionnement de certaines de ces installations. Les phases transitoires étaient alors significatives voire majoritaires, ce qui démontre qu'elles doivent être prises en compte à part entière pour l'estimation des performances saisonnières. D'autre part, une de ces PAC utilise le fluide R32, et fonctionne donc avec une aspiration de fluide diphasique, y compris en régime pseudo-stationnaire. Pour les deux autres PAC fonctionnant au R410A, ce phénomène était également fréquent, ce qui peut être dû à la prédominance des phases transitoires. Ainsi, la méthode de mesure des performances doit permettre de les mesurer y compris lorsque le fluide est diphasique à l'aspiration du compresseur.

Plusieurs pistes ont alors été explorées pour permettre d'estimer le débit de fluide dans ces conditions. Tout d'abord, des solutions métrologiques ont été envisagées, que ce soit pour mesurer le titre en vapeur du fluide ou pour mesurer directement son débit. Si certaines technologies peuvent théoriquement convenir à une mesure in-situ, il n'en existe pas sur le marché qui soit adaptée aux PAC résidentielles et cela nécessiterait un développement à part entière. Deux méthodes principales ont donc été proposées, reposant sur la modélisation simplifiée de la compression grâce au rendement volumétrique ou global. Afin d'avoir une méthode qui soit indépendante du compressoriste, des corrélations de rendements en fonction des conditions de fonctionnement ont été identifiées dans la

littérature. Pour chacune de ces deux méthodes, des itérations sur le titre en vapeur permettent d'améliorer l'estimation de l'enthalpie ou de la masse volumique d'aspiration.

Des essais ont ensuite été menés en laboratoire sur une PAC air/air récente fonctionnant au R32, afin d'une part d'étudier la régulation en aspiration diphasique et d'autre part de tester les méthodes identifiées précédemment. La configuration du banc d'essais n'a pas permis d'avoir une mesure de référence en régime transitoire. Pour analyser les résultats en régime pseudo-stationnaire, des critères permettant de distinguer les phases de fonctionnement ont été proposés. Puis, à partir de la mesure de référence, le titre en vapeur à l'aspiration du compresseur a été calculé, ce qui a permis d'en proposer une corrélation en fonction des conditions de fonctionnement. Enfin, la méthode du rendement volumétrique et celle du rendement global ont montré une meilleure précision que la méthode du bilan d'énergie sur les phases pseudo-stationnaires de ces essais. Ces méthodes sont sensibles à la précision sur les rendements, mais elles permettent néanmoins d'atténuer l'erreur des différentes corrélations.

Puis, une phase transitoire d'une PAC fonctionnant en régulation classique a été étudiée, afin d'une part de confirmer et compléter les critères permettant de distinguer les différentes phases de fonctionnement, et d'autre part pour y tester les différentes méthodes. En effet, plusieurs méthodes de calcul ont permis de confirmer que les phases transitoires sont notamment caractérisées par un titre en vapeur faible à l'aspiration du compresseur. Ainsi, les méthodes du rendement global et du rendement volumétrique ont permis d'estimer la puissance calorifique avec une erreur maximale de 10,5 %, tandis que la méthode du bilan d'énergie la surestimait de plus de 30 %. A partir de ces résultats, un algorithme permettant de distinguer les différentes phases de fonctionnement a donc été proposé. Dans le cas d'une PAC fonctionnant avec une compression classique avec surchauffe, cela permet d'identifier les phases transitoires, où la méthode du rendement volumétrique ou global doit être appliquée, des phases pseudo-stationnaires, où la méthode du bilan d'énergie reste la meilleure solution. Pour les PAC fonctionnant avec une aspiration de fluide diphasique au compresseur, les méthodes complémentaires doivent être appliquées dans toutes les phases de fonctionnement, mais l'algorithme peut permettre d'identifier d'éventuelles phases de fonctionnement où le fluide est monophasique à l'aspiration du compresseur, ce qui pourrait permettre d'ajuster une corrélation de rendement identifiée dans la littérature. Pour conclure, cet algorithme a été implémenté sur les suivis sur sites présentés précédemment. Cela a permis de confirmer la prépondérance des phases transitoires, et d'autre part, cela a montré que cette nouvelle méthode permet d'améliorer l'estimation des performances par rapport à la seule méthode du bilan d'énergie.

Perspectives

Afin de confirmer les résultats obtenus lors de cette thèse, une validation de l'algorithme et des méthodes associées doit être effectuée avec une mesure de référence y compris en régime transitoire. Cette méthode doit alors être testée en conditions réelles sur différentes machines ayant chacune leur régulation propre. Par ailleurs, les corrélations de rendements identifiées dans la littérature étant faites pour comparer des compresseurs entre eux et non pour prédire leurs performances in-situ, il serait intéressant d'établir des corrélations de rendement sur différentes PAC en conditions réelles, pour pouvoir appliquer les méthodes proposées. Pour approfondir l'étude de la compression avec aspiration diphasique, établir des corrélations de titre en vapeur pour différentes machines fonctionnant au R32 permettrait de vérifier si la corrélation obtenue au chapitre 4 est transposable à d'autres PAC, et cela donnerait la possibilité d'optimiser la régulation avec aspiration diphasique. La

mesure des performances pourrait ensuite être testée sur des machines utilisant d'autres nouveaux fluides arrivant sur le marché, comme par exemple le propane, afin d'évaluer son domaine de validité.

Puis, pour permettre l'implémentation large de la méthode embarquée de mesure des performances, une étude des systèmes d'acquisition doit être menée pour allier fiabilité, faible coût et faible encombrement. Une première étude a été menée parallèlement à ces travaux de thèse, notamment sur l'adaptation de la mesure de température et du système d'acquisition. Ce travail de stage, présenté en annexe B, mérite d'être approfondi et complété.

La connaissance en continu des performances in-situ des pompes à chaleur ouvre de nombreuses perspectives pour les PAC. En effet, nous avons vu en introduction qu'une connaissance fine des performances en temps réel était la brique technologique de base pour de nombreuses fonctionnalités de la PAC connectée et « intelligente ».

La première de ces fonctionnalités, importante vis-à-vis de la filière, est la maintenance préventive. Une méthode de mesure des performances embarquée sur une pompe à chaleur résidentielle pourrait permettre d'aboutir au diagnostic de ses performances et de les améliorer par un ajustement en temps réel du paramétrage ou de la régulation par exemple. Cela pourrait permettre de quantifier les pertes de performances liées à l'apparition d'un défaut et de pouvoir le détecter de façon anticipée. Les opérations de maintenance en seraient grandement facilitées et pourraient prévenir l'apparition d'une défaillance. Pour parvenir à ce résultat, la seule méthode de mesure de performances n'est pas suffisante. Elle doit être associée à la connaissance de valeurs de référence des performances de la machine ainsi qu'à une méthode de détection de défaut capable d'interpréter les dérives des paramètres mesurées par la méthode de mesure de performances. De premiers travaux ont été menés lors de cette thèse sur la caractérisation des défauts d'une PAC à vitesse variable. La publication de conférence associée constitue l'annexe A. Ces travaux vont devoir être complétés et approfondis, notamment pour la détermination des valeurs de référence. Plusieurs pistes peuvent être envisagées, basées sur l'auto-apprentissage pendant quelques temps à l'installation de la PAC ou par la modélisation. Des valeurs de référence précises sont cruciales dans la mesure où l'étude de la détection de défauts d'une PAC à vitesse variable a montré des dérives relatives faibles à l'apparition des défauts, avant la panne.

Par ailleurs, connaître précisément les performances in-situ des PAC permettrait de mettre en œuvre des solutions de garantie de performance et ouvrir la voie vers de nouvelles manières de financer les pompes à chaleur. On pourrait s'orienter de manière fiable pour l'ensemble des intervenants (clients finaux et entreprises de services énergétiques) vers une vente de confort et non de l'équipement, au coût d'investissement parfois rédhibitoire. Ce modèle d'affaires reposerait sur un loyer lissant ce coût d'investissement et incluant le coût d'exploitation.

Cette nouvelle génération de pompes à chaleur, avec des performances et une fiabilité améliorées, pourrait alors prendre un rôle encore plus important dans la baisse des consommations et des émissions de gaz à effet de serre du secteur du bâtiment.

Bibliographie

- AFNOR (2013). NF EN 12900, 2013. Compresseurs pour fluides frigorigènes - Conditions de détermination des caractéristiques, tolérances et présentation des performances par le fabricant.
- AFNOR, 2017. NF EN 12831, Systèmes de chauffage dans les bâtiments – Méthode de calcul des déperditions calorifiques de base.
- AFNOR (2018a). NF EN 14511, Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur pour le chauffage et le refroidissement des locaux et refroidisseurs industriels avec compresseur entraîné par moteur électrique.
- AFNOR (2018b). NF EN 14825, Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération des locaux – Essais et détermination des caractéristiques à charge partielle et calcul de performance saisonnière.
- AHRI (2015), AHRI Standard 540-2015, Performance Rating Of Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units.
- Carbone 4, 2019 « Les chaudières gaz sont-elles compatibles avec la lutte contre le changement climatique ? ». <http://www.carbone4.com/analyse-chaudieres-gaz-climat/>
- Casari, N., Pinelli, M., & Suman, A. (2019). Analysis of CoolProp library for the assessment of uncertainty propagation for refrigerant fluids in state diagrams and thermodynamic properties. *International Journal of Refrigeration*, 107, 214-224. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.08.015>
- CEREN (2018). Consommation d'énergie par usage du secteur résidentiel – Données CEREN 2018. <https://www.statistiques.developpement-durable.gouv.fr/consommation-denergie-par-usage-du-residentiel>
- Chen, W., Zhijiu, C., Ruiqi, Z., & Yezheng, W. (2002). Experimental investigation of a minimum stable superheat control system of an evaporator. *International Journal of Refrigeration*, 25(8), 1137-1142. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(01\)00107-4](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00107-4)
- Chevrier Instruments Inc., Tubes de Pitot (Fiche technique). <http://www.chevrierinstruments.com/Francais/Pdf/Cat/C-015.pdf>
- A.E. Dabiri, C.K. Rice, (1981). A compressor simulation method with corrections for the level of suction gas superheat, *ASHRAE Trans* 87 (2) 771–782.
- DATALAB (2020). « Chiffres clés de l'énergie, édition 2020 » Ministère de la Transition Ecologique, septembre 2020.
- DELTA-EE (2020). France Heating Market, August 2020.
- Deutz, K. R. (2018). *Optimisation du cycle de fonctionnement d'un chauffe-eau thermodynamique résidentiel*.

- Dongellini, M., & Morini, G. L. (2019). On-off cycling losses of reversible air-to-water heat pump systems as a function of the unit power modulation capacity. *Energy Conversion and Management*, 196, 966-978. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.06.022>
- Dupuis, T., and G. Delmas. *Métronologie en génie climatique*. Paris: Dunot, 2009.
- EDF R&D (2013). Modélisation multi-zones (18) de la maison multi-énergies du site des Renardières sous Modelica.
- Endoh, K. (2015). Estimation of Vapor Quality at Compressor Suction of Air Conditioner. *Journal of Energy and Power Engineering*, 9(4). <https://doi.org/10.17265/1934-8975/2015.04.006>
- GIEC, 2018. « An IPCC special report on the impacts of global warming of 1.5 °C above pre-industrial levels and related global greenhouse gas emission pathways, in the context of strengthening the global response to the threat of climate change, sustainable development, and efforts to eradicate poverty. »
- Goossens, M., Riviere, P., Teuillieres, C., Tran, C. T., Cauret, O., & Marchio, D. (2016). Experimental Validation of On-Field Measurement Method for a Heat Pump System with Internal Heat Exchanger. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 24(02), 1650011. <https://doi.org/10.1142/S2010132516500115>
- Goossens, M., Teuillieres, C., Riviere, P., & Cauret, O. (2017). An Instrumented Method for the Evaluation of Compressor Heat Losses in Heat Pumps On-Field. 10.
- Heo, J., Jeong, W., Baek, C., & Kim, Y. (2011). Comparison of the heating performance of air-source heat pumps using various types of refrigerant injection. *Int. J. Refrig.*, 34, 444-453.
- Baijia Huang, Peter Martin Skov Hansen, Jan Viegand, Philippe Riviere, Hassane Asloune, et al.. Air conditioners and comfort fans, Review of Regulation 206/2012 and 626/2011 Final report. [Research Report] European Commission, DG Energy. 2018. [hal-01796759](https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01796759)
- Huang, L., Tao, L., Wang, C., & Yang, L. (2019). Theoretical and experimental research on using quasi saturation isentropic compression discharge temperature to control refrigerant mass flow rate. *Heat and Mass Transfer*, 55(2), 489-500. <https://doi.org/10.1007/s00231-018-2437-9>.
- International Organization for Standardization, ISO 5167-1 : 2003, Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full — Part 1: General principles and requirements.
- Janković, Z., Sieres, J., Cerdeira, F., & Pavković, B. (2018). Analysis of the impact of different operating conditions on the performance of a reversible heat pump with domestic hot water production. *International Journal of Refrigeration*, 86, 282-291. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.11.005>
- Lemmon, E.W., Bell, I.H., Huber, M.L., McLinden, M.O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2018.
- Li, W. (2013). Simplified steady-state modeling for variable speed compressor. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 318-326. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.08.041>

- LNE. (2004) Guide d'utilisation des capteurs de température de surface. Projet AQCEN, Ministère de l'Economie des Finances et de l'Industrie. Laboratoire national de métrologie et d'essais, 2004.
- Madani, H., & Roccatello, E. (2014). A comprehensive study on the important faults in heat pump system during the warranty period. *International Journal of Refrigeration*, 48, 19-25. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.08.007>
- Masuda, M., Sakitani, K., Yamamoto, Y., Uematsu, T., Mutoh, A., (1996), Daikin Industries. Development of Swing Compressor for Alternative Refrigerants. *International Compressor Engineering Conference. Paper 1154*. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1154>
- Mitsubishi Electric (2014). Refrigerant Compressor Catalogue, Line-up for Industrial Series Production, Version 09/2014.
- Niznik, M. (2017). Improvement and integration of the in-situ heat pump performance assessment method. (Doctoral dissertation, Mines ParisTech, Paris, France).
- Noël, D., Teuillières, C., Riviere, P., Cauret, O. & Marchio, D. (2018a). Non-Intrusive Performance Assessment Method for Heat Pumps : Experimental Validation and Robustness Evaluation Facing Faults. 17th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, 2018.
- Noël, D., Rivière, P. Teuillières, C., Cauret, O. & Marchio, D. (2018b). Experimental Characterization of Fault Impacts on the Functioning Variables of an Inverter Driven Heat Pump. 10th International Conference on System Simulation in Buildings, Liège, 2018.
- Okoma, K., Tahat, M., & Tsuchiyama, H. (1990). Study of Twin Rotary Compressor for Air-Conditioner
- S. Shao, W. Shi, X. Li, H. Chen, Performance representation of variable-speed compressor for inverter air conditioner based on experimental data, *International Journal of Refrigeration* 27 (2004) 805-815.
- Sekine, N., Furuhashi, Y., & Kametani, S. (2012). *The Simple Performance Evaluation Method of VRF System Using Volumetric Efficiency of Compressor*.
- Seong, K., Lee, D., & Lee, J. (2017). The Effects of Wet Compression by the Electronic Expansion Valve Opening on the Performance of a Heat Pump System. *Applied Sciences*, 7(3), 248. <https://doi.org/10.3390/app7030248>
- Taira, S., Tanaka, J., & Shibaike, K. (2003). Daikin Patent N° US 6,581,397 B1.
- Taira, S., Tanaka, J. (2017). Daikin Patent N° EP 1 762 794 B1.
- TEJEDA, A. (2016). Développement d'une méthode d'auto-paramétrage auto-adaptatif pour une pompe à chaleur en vue d'un fonctionnement optimisé. Thèse de doctorat, Université de recherche Paris Sciences et Lettres, Mines ParisTech, 09/2016.
- Tran, C.-T. (2012). Méthodes de mesure in situ des performances annuelles des pompes à chaleur air/air résidentielles. (Doctoral dissertation, Mines ParisTech, Paris, France). Retrieved from <https://hal.archives-ouvertes.fr/pastel-00765206>
- Tran, C.-T. (2013). Mise au point d'une méthode de mesure des performances in situ pour les PAC air/air. (Post-Doctoral dissertation, Mines ParisTech, Paris, France).

- UE (2014). RÈGLEMENT (UE) N°517/2014 DU PARLEMENT EUROPÉEN ET DU CONSEIL du 16 avril 2014 relatif aux gaz à effet de serre fluorés et abrogeant le règlement (CE) n°842/2006.
- Uniclimate (2020). Bilan 2019 et perspectives 2020 du génie climatique. Dossier de presse.
- Vandaele, S., & Aihara, H. (2016). Optimisation of VRF systems in buildings by monitoring. CLIMA 2016 - proceedings of the 12th REHVA World Congress: volume 9.
- Wang, B., Yang, M., Dewitte, P., Zhang, L., & Shi, W. (2014). *Evaluation of methods to decrease the discharge temperature of R32 scroll compressor*.
- Xu, X., Hwang, Y., & Radermacher, R. (2013). Performance comparison of R410A and R32 in vapor injection cycles. *International Journal of Refrigeration*, 36(3), 892-903.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.12.010>
- Yamada, H. (2017). Mitsubishi Heavy Industries Thermal Systems, European Patent N° EP 3 130 870 B1.
- Yang, M., Wang, B., Li, X., Shi, W., & Zhang, L. (2015). Evaluation of two-phase suction, liquid injection and two-phase injection for decreasing the discharge temperature of the R32 scroll compressor. *International Journal of Refrigeration*, 59, 269-280.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.08.004>

ANNEXE A : Experimental Characterization of Fault Impacts on the Functioning Variables of an Inverter Driven Heat Pump

D.Noël^{1, 2}, P. Rivière², C.Teuillières¹, O. Cauret¹, D. Marchio²

⁽¹⁾ EDF Lab Les Renardières, Ecuelles, France

⁽²⁾ Centre for Energy Efficiency of Systems (CES), Mines ParisTech, PSL Research University, Paris, France

1. ABSTRACT

The heat pump technology answers to the three key targets of the European Union climate action by reducing greenhouse gas emissions, increasing renewable energy share and improving energy efficiency of buildings. In standard conditions, heat pumps can reach very high coefficients of performance (COPs). However, the in-situ COPs are poorly known and they depend on many factors such as sizing, climate, quality of installation, and can also be affected by some abnormal functioning caused by faults, such as heat exchanger fouling or incorrect refrigerant charge. This paper focuses on the characterization of these faults for an inverter driven residential heat pump, for which literature is very limited, in order to be able to detect those as early as possible, and thus to facilitate maintenance operation. A series of experimental tests has been conducted to generate correlations between faults and their impact on the main functioning variables and performances. The test results obtained are presented and discussed. Further steps required to develop an operational automated fault detection and diagnostic method for inverter driven heat pumps are finally discussed, as well as the possibility to associate it with a performance assessment method for heat pumps that was previously developed and validated.

Keywords: Heat pump, Inverter, Fault impact, Characterization

2. INTRODUCTION

Heat pumps (HP) contribute to reducing heating energy consumption in dwellings. But their performances depend on many external factors and can be impacted by different kinds of faults. These can be caused by a control issue, or by a physical deviation of the thermodynamic cycle as compared to its original or intended design. This study concerns this second kind of faults, which are difficult and expensive to diagnose (Li & Braun, 2009), like heat exchangers fouling and refrigerant under- and over-charging.

The impacts of these faults on the functioning and performance variables of heat pumps have been studied before, Mehrabi and Yuill (2017a & 2017b) made a very complete synthesis of these works by gathering the experimental data of many laboratory experiments. Their work provides generalized relationships between faults intensities (FI) and performance variables, and it shows that there is a remarkable similarity of results from different systems in many cases. Regression coefficients are provided for three different operating conditions in heating mode for charge variations and condenser fouling faults. These conditions are standard test conditions in heating mode (outdoor temperatures 8.33, 1.67 and -8.33 °C for an indoor temperature of 21.1 °C (H1, H2 and H3 from ANSI/AHRI Standard 210/240, 2008). This standard is for air to air and return inlet indoor temperature is fixed. There is little information on air to water and nothing on heat pumps with inverter and variable water loop temperature. This study concerned only fixed-speed HP with fixed orifice (FXO) or thermostatic (TXV) expansion valves. Thus, it is necessary to extend the knowledge of the impacts of faults on inverter-driven heat pumps using an electronic expansion valve (EEV).

Furthermore, a performance assessment method adapted to any type of residential HP has been identified (Tran et al., 2013), improved (Niznik, 2017) and widely validated (Noël et al., 2018). It was made to measure precisely and continuously the performances of heat pumps, particularly air-to-air, without interfering with the normal functioning of the system. It is based on a virtual mass flow sensor from the compressor energy balance, and uses only light instrumentation on the refrigerant side, in order to be easily implemented on-site. This method is able to measure the performances of residential heat pumps in a very large scale of operating conditions, and can thus measure the decrease of performance caused by faults. It measures continuously the refrigerant mass flow rate, which can be very useful in order to detect and/or discriminate between different faults.

This experimental study focuses on quantifying the normalized impacts of faults on different performance and functioning variables as a function of the fault intensity. In particular, the knowledge of the system behaviour under faulty conditions will lead to the identification of the necessary measurements to detect faults at an early stage. Then, this analysis will allow to evaluate in which way the in-situ performance assessment method can be used for fault detection process.

3. EXPERIMENTAL SETUP

3.1. Test bench

The test bench was an air-to-water HP with an inverter-driven rotary-type compressor using R134a as a working fluid, installed in adjacent climatic chambers, where temperature and humidity are controlled. It uses a plate heat exchanger as a condenser, and an electronic expansion valve (EEV). There is no liquid receiver after the condenser.

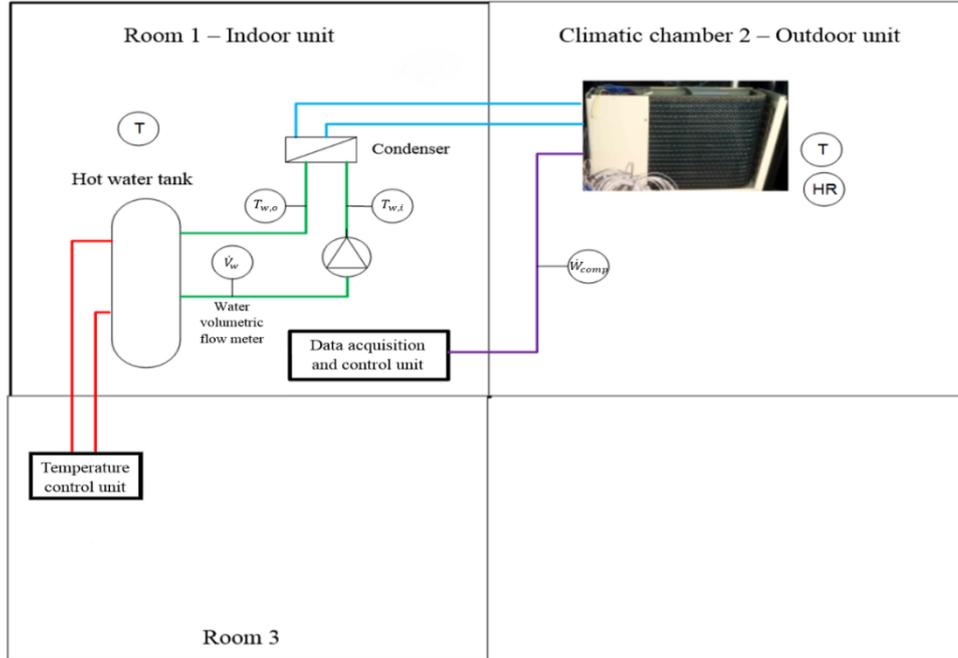


Figure 1: Air-to-water HP installed in climatic chambers

For each measurement condition, the acquisition lasted for two hours in order to be sure that the steady state was reached and to have a sufficient amount of data to analyse. The experimental set-up is described in figure 1.

3.2. Measurements

On the water-side, condenser inlet and outlet water temperatures ($T_{w,in}$ and $T_{w,out}$) were measured, as well as the water volumetric flow rate, \dot{V}_w . On the refrigerant side, condenser inlet and outlet temperatures ($T_{cond,in}$ and $T_{cond,out}$), compressor suction and discharge temperatures and pressures (T_{suc} , T_{dis} and P_{suc} , P_{dis}), as well as the compressor frequency (Freq) and EEV opening (EEV) were measured. Temperatures are measured with insulated contact Pt100. Evaporating and condensing temperatures (T_{evap} and T_{cond}) are calculated from P_{suc} and P_{dis} . The refrigerant mass flow rate (\dot{m}) is measured thanks to the virtual mass flow rate sensor used in the performance assessment method, using the energy balance of the compressor:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}[(1 - C_{oil})(h_{r,comp,o} - h_{r,comp,i}) + C_{oil} \cdot c_{p,oil}(T_{dis} - T_{suc})] + \dot{Q}_{losses} \quad (1)$$

Where \dot{W}_{comp} is the compressor power input measured, and \dot{Q}_{losses} the compressor heat losses that are estimated through a measurement of the temperature of the compressor shell surface (Niznik, 2017) and the ambient temperature. The working fluid is mainly composed of refrigerant fluid, but there is also a small part of oil, necessary to ensure the good working of the compressor, that migrates into the refrigerant cycle. The oil fraction, C_{oil} , is considered to be equal to 0.5 % of the total working fluid (Goossens, 2017). Therefore, the enthalpy variation is decomposed into the refrigerant variation of enthalpy and the oil variation of enthalpy. $h_{r,comp,i}$ and

$h_{r,comp,o}$ are respectively the refrigerant compressor inlet and outlet enthalpies, $c_{p,oil}$ is the oil specific heat capacity, $T_{comp,i}$ and $T_{comp,o}$ are respectively the compressor inlet and outlet temperatures.

Goossens (2016 and 2017) and Niznik (2017) developed a method to estimate the heat losses of the compressor, based on CFD modelling of different types of compressors and experimental study. This work established the best locations for temperature sensors for the compressor shell and the ambient air and identified the best heat exchange correlations in order to estimate the compressor heat losses.

For rotary compressors, only one surface temperature sensor is necessary on the compressor shell, and only two for scroll compressors (one is used to check the validity of the correlation domain). The surface temperature is referred as T_{surf} . Niznik (2017) concluded that the best solution for the ambient air temperature T_{amb} as seen from the compressor is to measure $T_{amb} = T_{ext}$, with T_{ext} the air temperature outside the HP outdoor unit.

For example, the correlation used to calculate the compressor heat losses for a rotary type compressor is:

$$\dot{Q}_{losses} = \left(\frac{\overline{Nu}_L k}{L} A_L + \frac{\overline{Nu}_{D,1} k}{D} A_D + \frac{\overline{Nu}_{D,2} k}{D} A_D \right) (T_{surf} - T_{amb}) + \sigma A_{tot} (T_{surf}^4 - T_{amb}^4) \quad (2)$$

Where Nu is the Nusselt number for the different sides of the compressor, k is the thermal conductivity of the air, L , D and A stand for the different characteristic dimensions of the compressor, respectively length (height), diameter (1 and 2 for the top and the bottom surface respectively) and area for the lateral side, the top and the bottom of the compressor, σ is the Stefan-Boltzmann constant for radiative heat transfer.

Therefore, the refrigerant mass flow rate can be expressed as:

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{comp} - \dot{Q}_{losses}}{(1 - C_{oil})(h_{r,comp,out} - h_{r,comp,in}) + C_{oil} \cdot c_{p,oil}(T_{cond,in} - T_{cond,out})} \quad (3)$$

To have the enthalpy values needed, pipe surface temperature measurements are monitored, and if there is no pressure sensor, low and high pressures can be determined from the temperature measurements where the fluid state is undoubtedly diphasic: the evaporator inlet for low pressure and the center of the condenser surface for high pressure. The pressure measurement error that could be caused by the temperature glide of zeotropic fluids classically used in residential HP (R410A, R407C) is very limited (Tran, 2012).

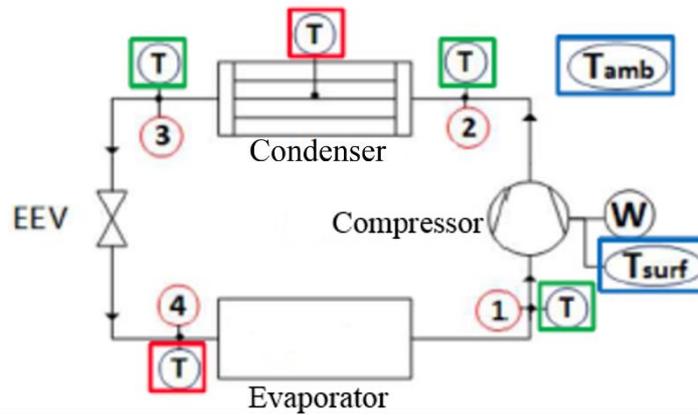


Figure 2: Required measurements for the in-situ performance assessment method

The measurement uncertainty of the refrigerant mass flow rate with this method is estimated to about 5 % maximum, taking into account that the measurement uncertainty for the temperatures is 0.8 K, for the electrical power measurement 0.2 %, for high and low pressures 0.25 %. From the pressure measurements, the absolute measurement uncertainties for condensing and evaporating temperatures are about 0.1 °C.

3.3. Control

The HP unit is controlled with a linear heating curve that sets the leaving water temperature as a function of the outdoor temperature (T_{ext}):

$$T_{w,out} = 45 - T_{ext} \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (4)$$

The frequency of the compressor is thus controlled with a PI controller in order to provide enough power to maintain the outlet water temperature according to the heating curve.

In a real building, the water circulates through a heating circuit to heat the building, and the water temperature decreases according to the heat losses of the building. Here, these losses are simulated thanks to a water temperature control unit, so the condenser water inlet temperature is set according to the heat losses equation:

$$P_{th} = G \cdot V \cdot (T_{in} - T_{ext}) \quad (5)$$

$G=0.6 \text{ W/m}^3\text{K}$ is the overall heat loss coefficient of the virtual building, $V=200 \text{ m}^3$ is its volume, T_{in} is the indoor ambient air temperature that would be set inside the building, it was set to 20°C . P_{th} is the heat lost by the building, but it is also the heating power that the HP should provide:

$$P_{th} = \rho_w \cdot \dot{V}_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (6)$$

Where ρ_w is the water density, $c_{p,w}$ is its specific heat. The HP provides the heat power needed to make the water temperature go from $T_{w,in}$ to $T_{w,out}$.

The EEV is controlled by a PI controller to maintain the suction superheat to a constant value of 10°C .

T_{ext}	T_{in}	P_{th}	$T_{w,out}$	$T_{w,in}$
10°C	20°C	1200 W	35°C	32.2°C
5°C	20°C	1800 W	40°C	35.8°C
0°C	20°C	2400 W	45°C	39.4°C
-3°C	20°C	2760 W	48°C	41.6°C

Table 1: Heat power and water temperatures for each outdoor temperature tested

3.4. Test program

Different refrigerant charge were adjusted to simulate over and under charge. Evaporator fouling faults were simulated by reducing the fan speed in order to reduce the air flow rate, as it would be the effect of a real fouling. In the same way, for condenser fouling faults, the water circulating pump was slowed down. Fault levels (i.e. the severity of the faults) are quantified using fault intensity (FI), defined by Yuill and Braun (2013):

$$FI_{CH} = \frac{m_{actual} - m_{nominal}}{m_{nominal}} \quad (7)$$

$$FI_{EA} = \frac{\dot{V}_{air,actual} - \dot{V}_{air,nominal}}{\dot{V}_{air,nominal}} \quad (8)$$

$$FI_{CA} = \frac{\dot{V}_{w,actual} - \dot{V}_{w,nominal}}{\dot{V}_{w,nominal}} \quad (9)$$

Where m is refrigerant mass, \dot{V}_{air} is the air volumetric flow rate through the evaporator and \dot{V}_w is the water volumetric flow rate through the condenser.

Three types of faults were studied:

Type of fault	FI tested [-]
Refrigerant mischarge	+0.1, 0, -0.1, -0.3, -0.5
Evaporator fouling	0, -0.1, -0.2, -0.3, -0.4, -0.5
Condenser fouling	0, -0.1, -0.2, -0.3, -0.4, -0.5

Table 2: Fault Intensities tested

The ranges of FI were chosen in order to be sure that a significant impact could be observed, at least for the strongest fault intensities.

Each FI was tested under 4 different outdoor temperatures: 10 °C, 5 °C, 0 °C and -3 °C.

4. RESULTS

The impacts of faults on the operating and performance variables are quantified using the fault impact ratio (FIR) defined by Yuill and Braun (2013), and extended to other variables: the coefficient of performance (COP), the discharge pressure (P_{dis}), refrigerant mass flow rate (m), compressor frequency (Freq), the EEV opening (EEV), subcooling (SC), condensing and evaporating temperatures (T_{cond} and T_{evap}), the air temperature at the evaporator outlet (T_{airout}).

The measurement uncertainties are represented with error bars on the graphs, slightly shifted from the data points when it improves readability, and not represented when negligible.

$$FIR_{COP} = \frac{COP_{actual}}{COP_{unfaulted}} \quad (10)$$

$$FIR_m = \frac{\dot{m}_{actual}}{\dot{m}_{unfaulted}} \quad (11)$$

$$FIR_{Freq} = \frac{Freq_{actual}}{Freq_{unfaulted}} \quad (12)$$

$$FIR_{EEV} = \frac{EEV_{actual}}{EEV_{unfaulted}} \quad (13)$$

$$Residual_{SC} = SC_{actual} - SC_{unfaulted} \quad (14)$$

$$Residual_{T_{cond}} = T_{cond,actual} - T_{cond,unfaulted} \quad (15)$$

$$Residual_{T_{evap}} = T_{evap,actual} - T_{evap,unfaulted} \quad (16)$$

$$Residual_{T_{airout}} = T_{airout,actual} - T_{airout,unfaulted} \quad (17)$$

4.1. Impact of the refrigerant charge

The mass of fluid chosen as “nominal” ($FI_{CH} = 0$) was not necessarily the optimal charge, as it can be observed in some following figures. It remains interesting to observe the impact of the variation of the refrigerant charge.

The results can partly be compared with those obtained by Mehrabi and Yuill (2017a), mentioned as MY2017 in the graphics, to see if there are similarities between fixed-speed and inverter driven HP.

For the strongest charge fault ($FI_{CH} = -0.5$), at 0 °C and -3 °C, the HP was only dealing with frost and defrosting cycles, thus those points are not always exploitable.

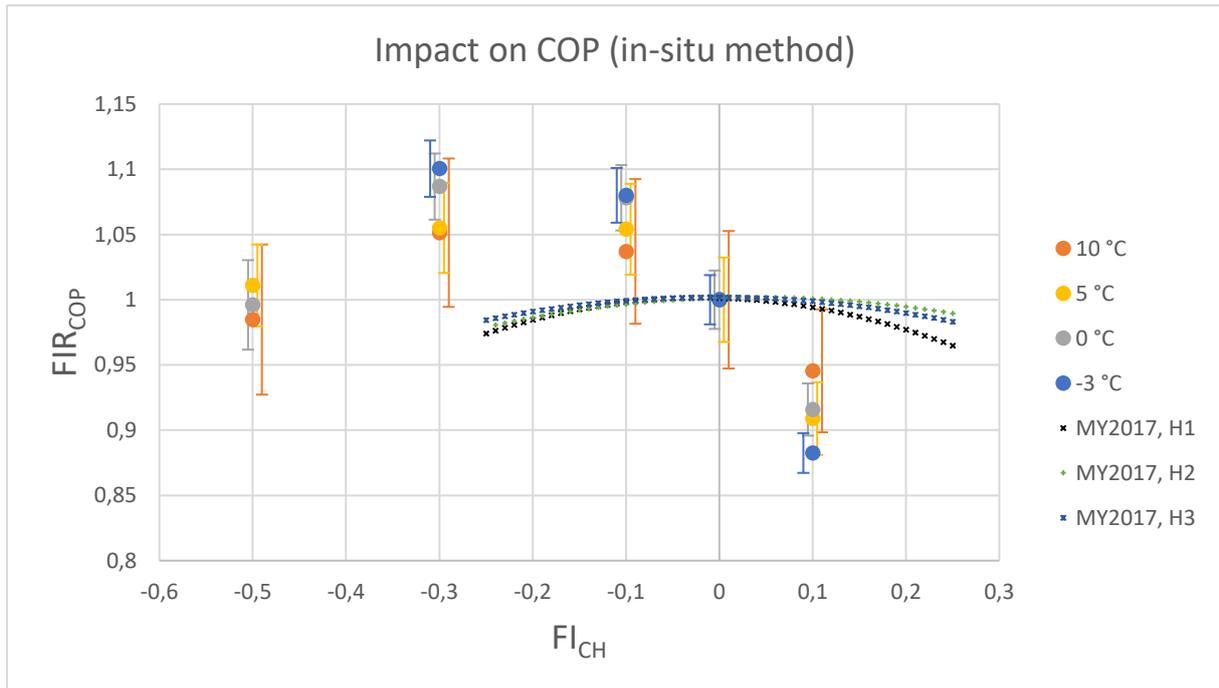


Figure 3: Refrigerant charge impact on the COP, compared with Mehrabi & Yuill (2017a)

In Figure 3, we can see that a refrigerant overcharge leads to a reduction of the performances, especially for low outdoor temperatures, as well as for a strong undercharge. The trends are the same for every outdoor temperature, but the measurement uncertainty at 10 °C is too high to observe a significant impact.

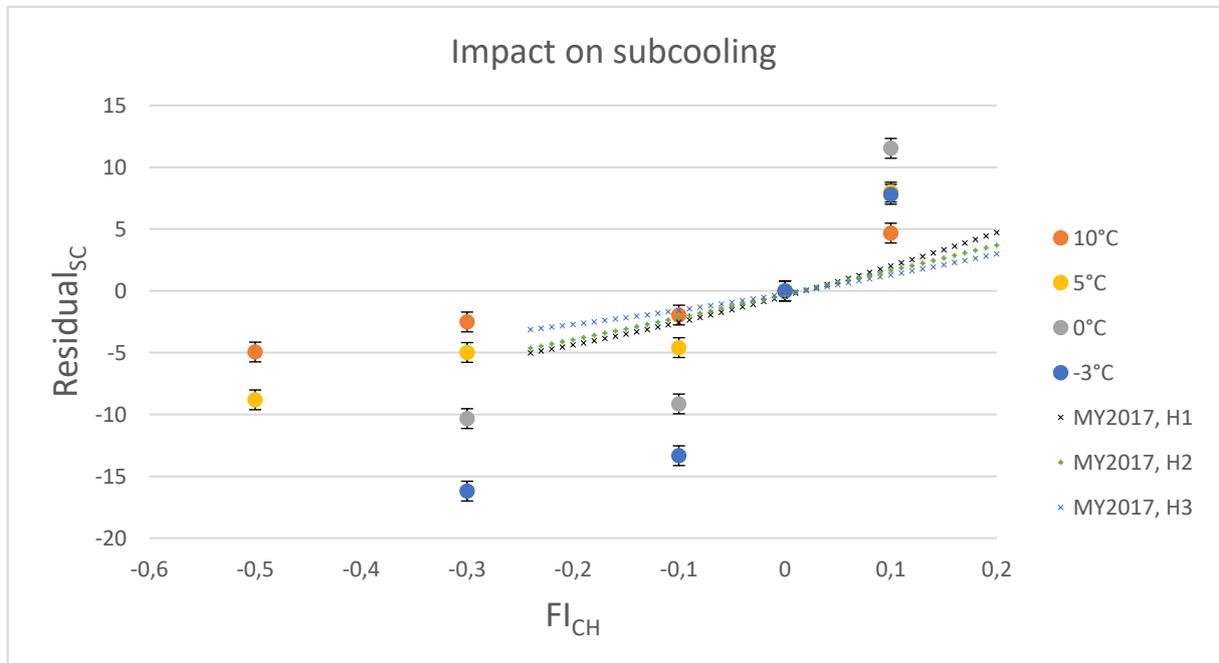


Figure 4: Refrigerant charge impact on subcooling, compared with Mehrabi & Yuill (2017a)

As figure 4 shows, subcooling is strongly and significantly impacted by refrigerant charge faults, for every climate condition tested. It decreases as the mass of refrigerant decreases. Actually, for the strongest fault ($FI_{CH} = -0,5$), the fluid is even diphasic at the condenser outlet, for every climate condition. The curves obtained from the regression coefficients given in Mehrabi & Yuill (2017a) show the same trends, even though the systems are different, with a fixed-speed compressor and a thermostatic expansion valve. The three conditions tested (H1, H2 and H3) are standard test conditions (ANSI/AHRI Standard 210/240, 2008). The effect on subcooling is more

pronounced for the variable speed HP. It can be explained looking at the evolution of other parameters. Figure 5 highlights the influence of refrigerant charge on condensing temperature, very similar to the influence on subcooling. Figures 6, 7 and 8 show how the HP reacts to a lack of refrigerant in order to compensate: the compressor speed increases, the EEV opens and thus the refrigerant mass flow rate increases. Then, the mass flow rate increase amplifies the impact of reducing high pressure on subcooling value. Conversely, in Mehrabi and Yuill (2017a), the effects are contradictory, as there is no action of the compressor in order to compensate the loss of heating power: the mass flow rate decreases in case of lack of refrigerant and limits the impact of reducing high pressure on subcooling.

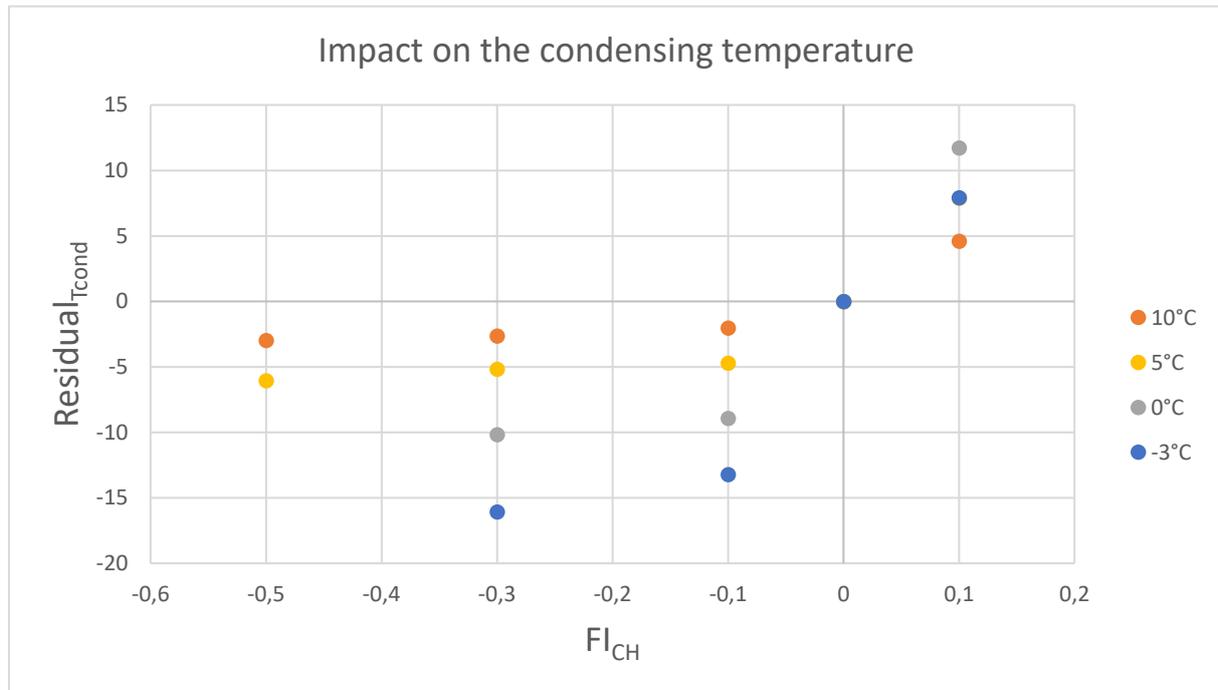


Figure 5: Impact of refrigerant charge on the condensing temperature

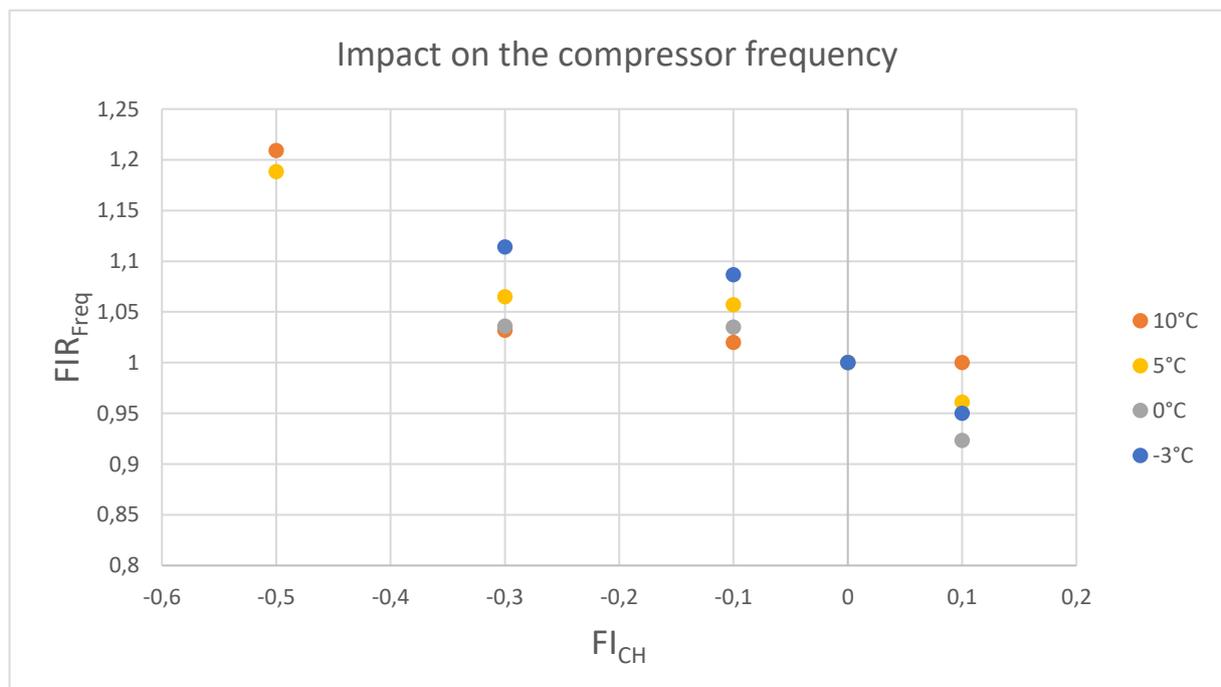


Figure 6: Impact of refrigerant charge on the compressor rotating frequency

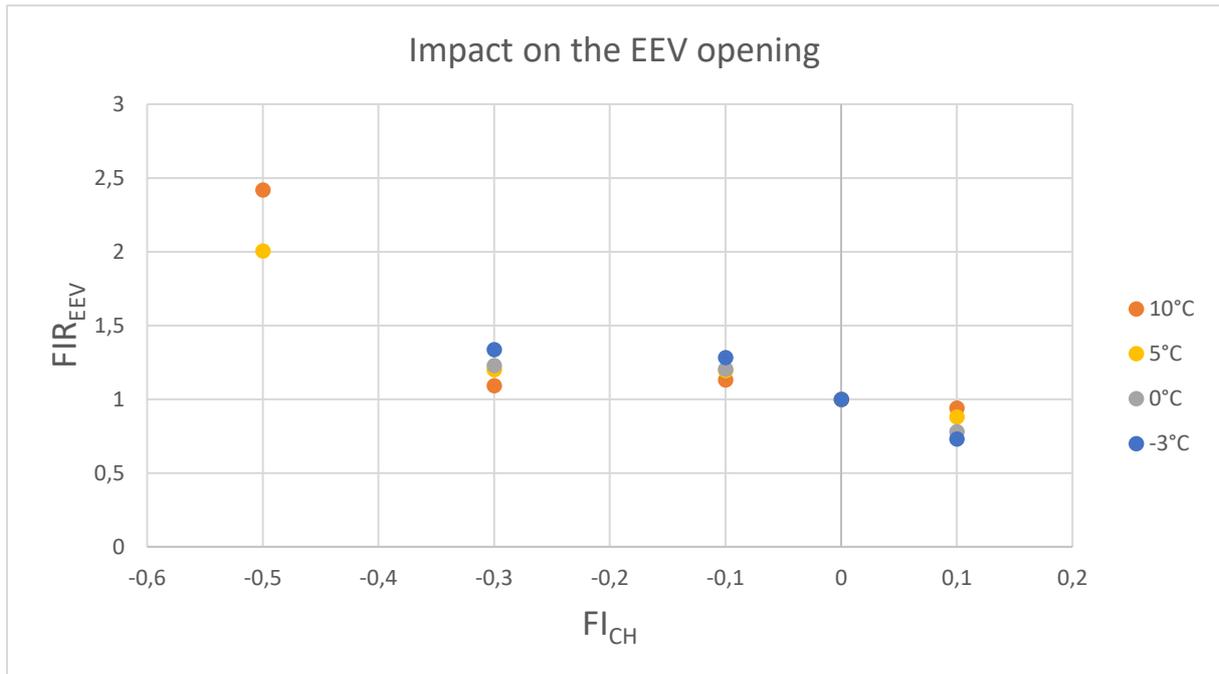


Figure 7: Impact of refrigerant charge on the EEV opening

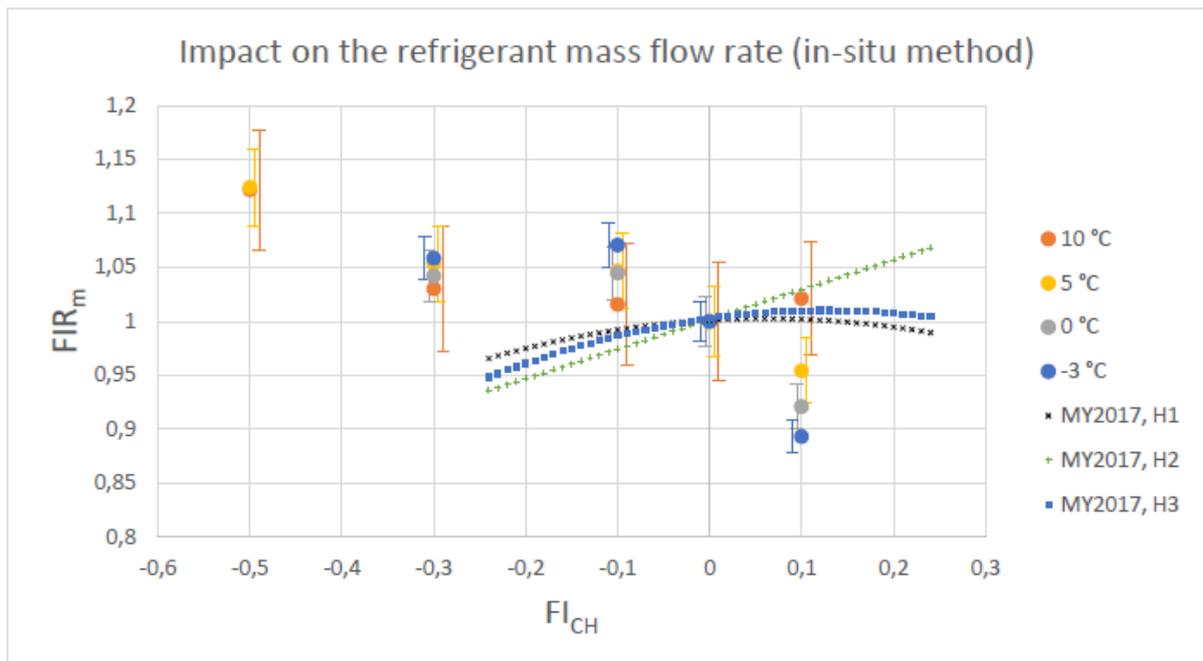


Figure 8: Impact of refrigerant charge on the refrigerant mass flow rate

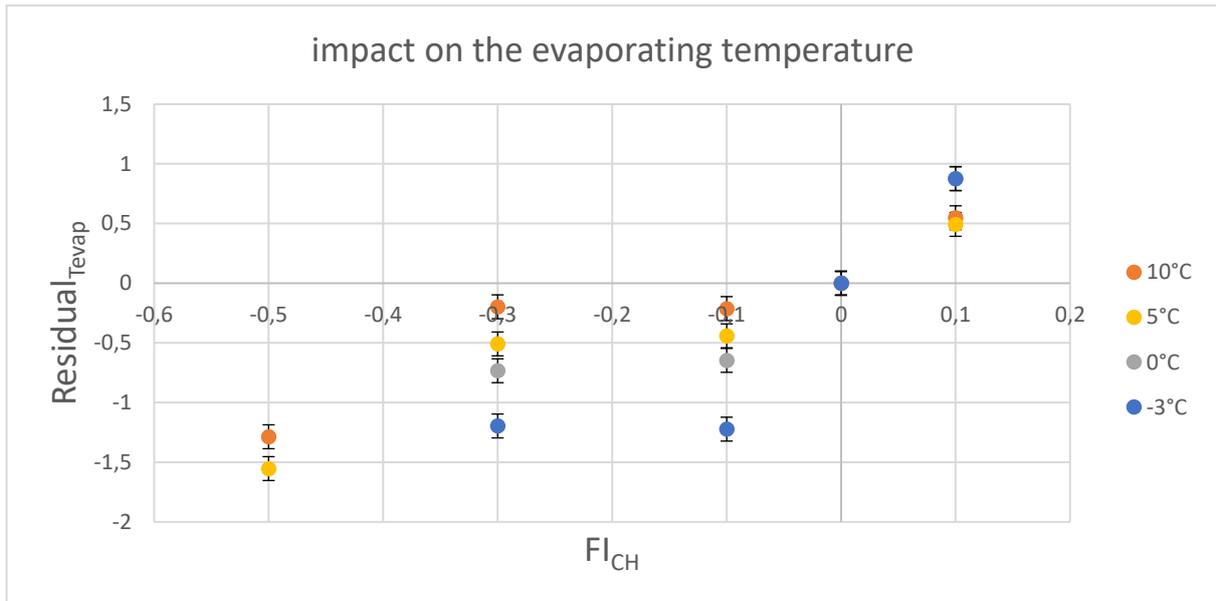


Figure 9: Impact of refrigerant charge on the evaporating temperature

The evaporating temperature increases a little as the refrigerant charge increases and conversely, decreases in case of lack of charge. It can explain why the tested heat pump was only dealing with frost and defrost cycles in case of low outside conditions.

It means that another interesting effect of refrigerant undercharge is that it can reduce the range of outdoor temperatures under which the HP can operate. Also, an overcharge leads to a higher discharge pressure and temperature and can reach safety limits at low outdoor temperatures.

4.2. Impact of evaporator fouling faults

The COP was calculated without taking into account the consumption of the fan, because it decreases as the fan speed decreases, which is not representative of a real fouling effect.

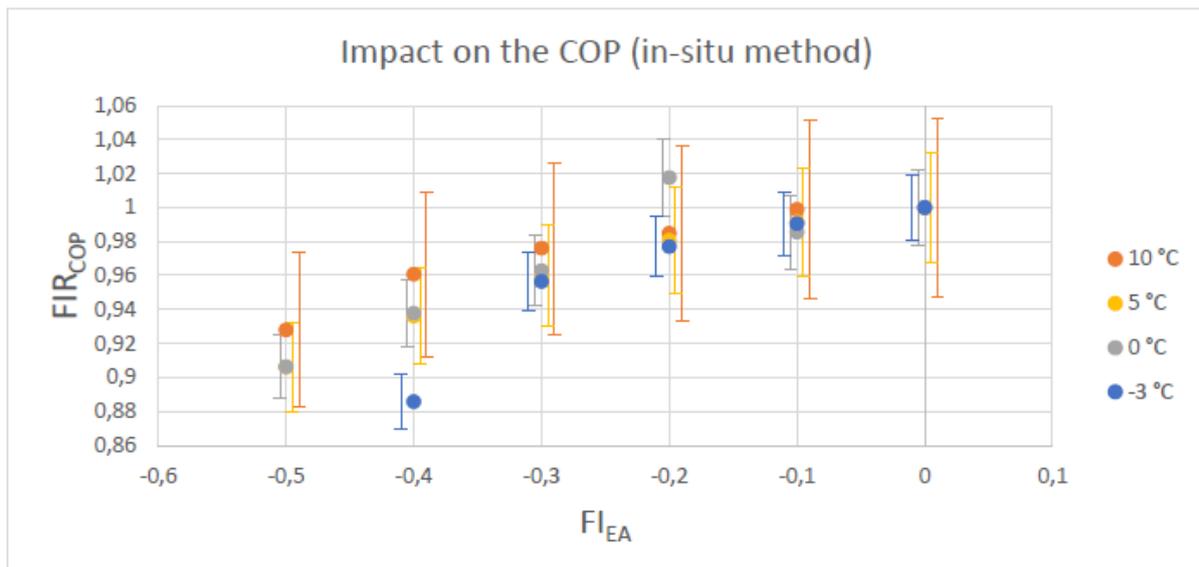


Figure 10: Impact of evaporator fouling on the COP

Figure 10 shows how reducing the air flow rate at the evaporator can affect the performances of the HP. The impact becomes significant only for the strongest FIs, especially at 10 °C for which the measurement uncertainty is not negligible.

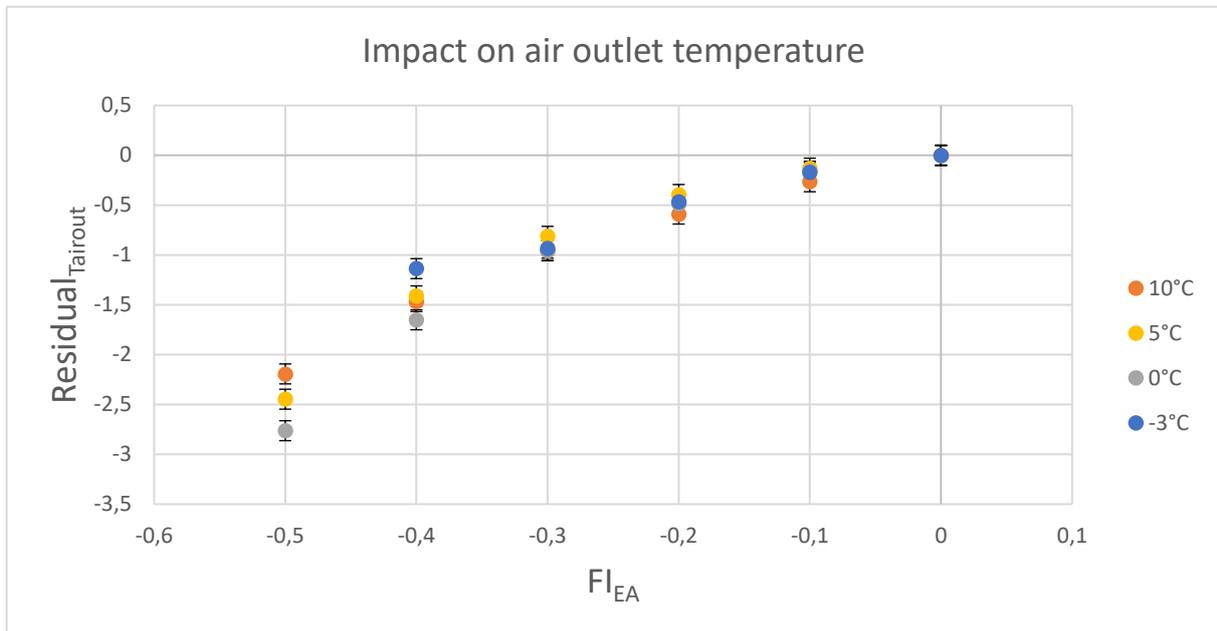


Figure 11: Impact of evaporator fouling on the air outlet temperature at the evaporator

Obviously, reducing the air flow rate at the evaporator has a direct impact on the air temperature at the evaporator outlet. This could be an easy and interesting measurement to make in order to detect this kind of fault.

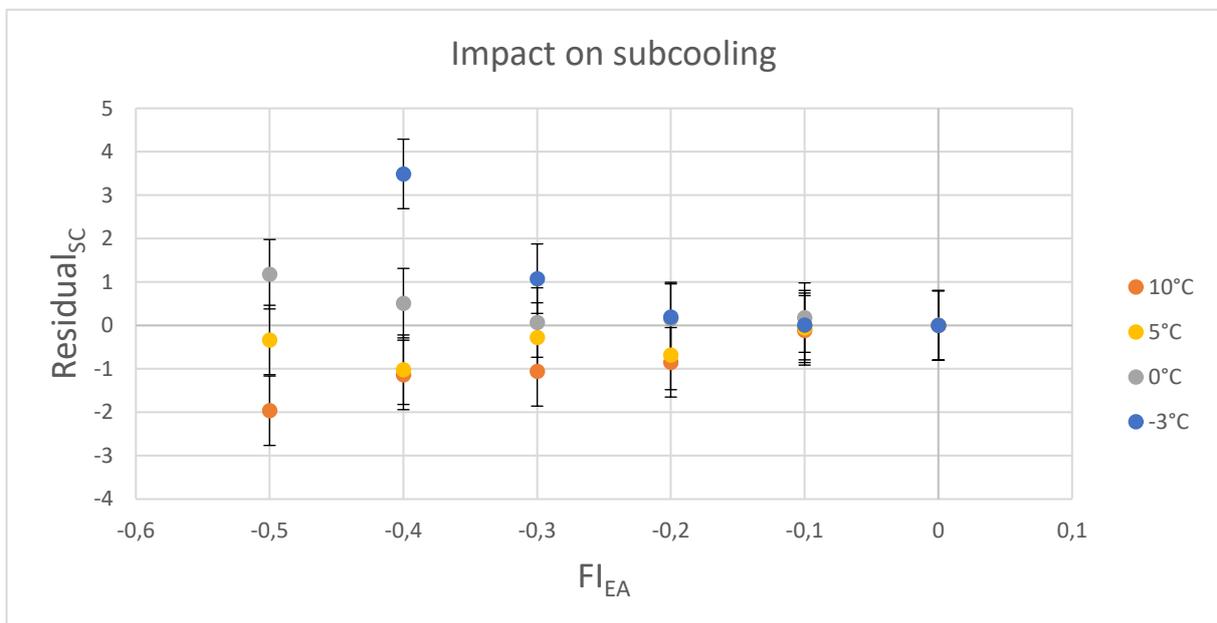


Figure 12: Impact of evaporator fouling on subcooling

As opposed to refrigerant charge variation, the effect of the reduction of the air flow rate at the evaporator on subcooling depends on the operating conditions. It increases with the reduction of air flow rate at low outdoor temperatures and decreases for higher outdoor temperatures. It is almost not affected at 5°C.

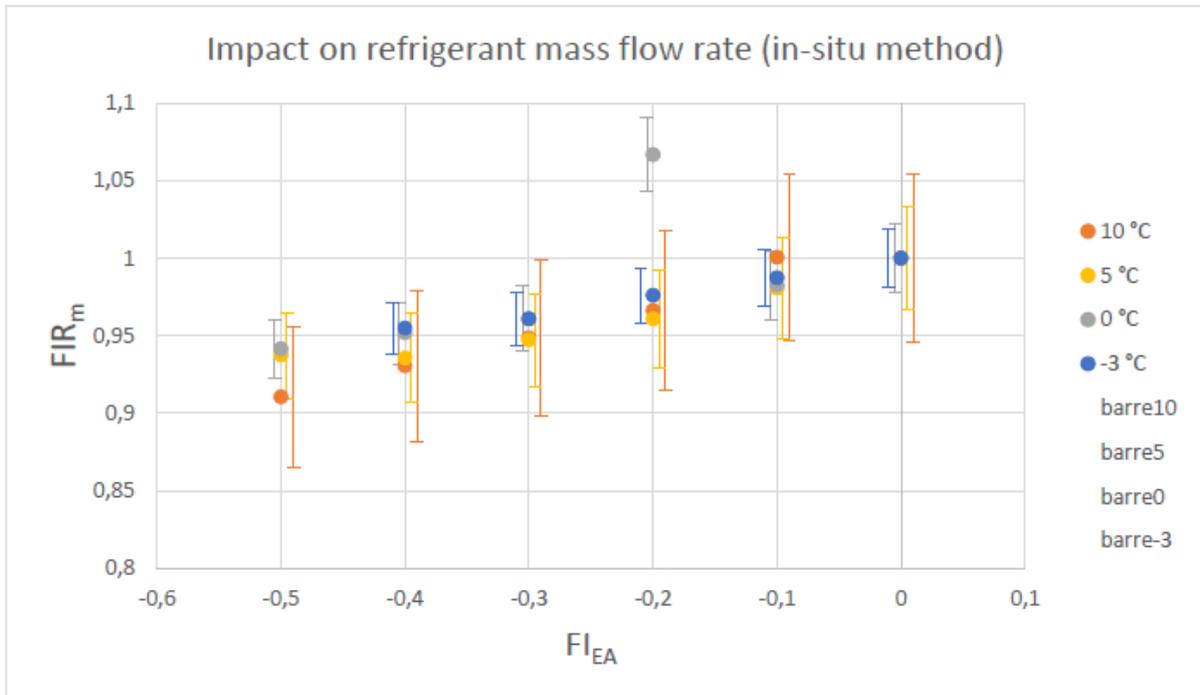


Figure 13: Impact of evaporator fouling on the refrigerant mass flow rate

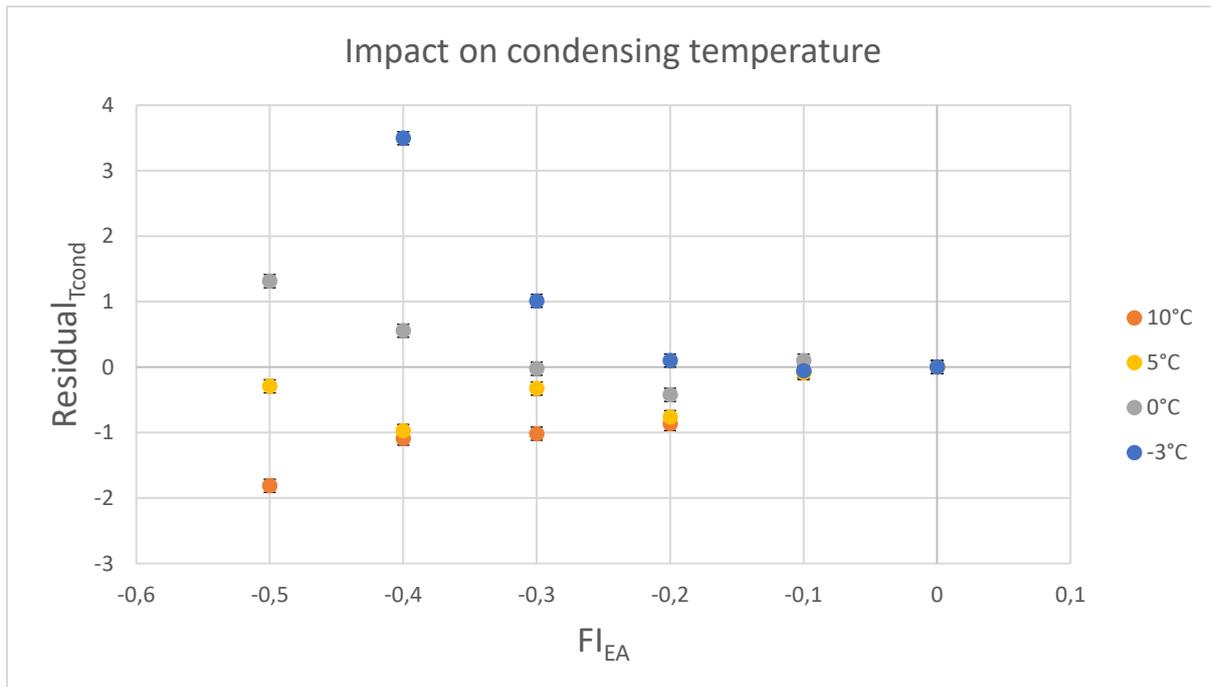


Figure 14: Impact of evaporator fouling on the condensing temperature

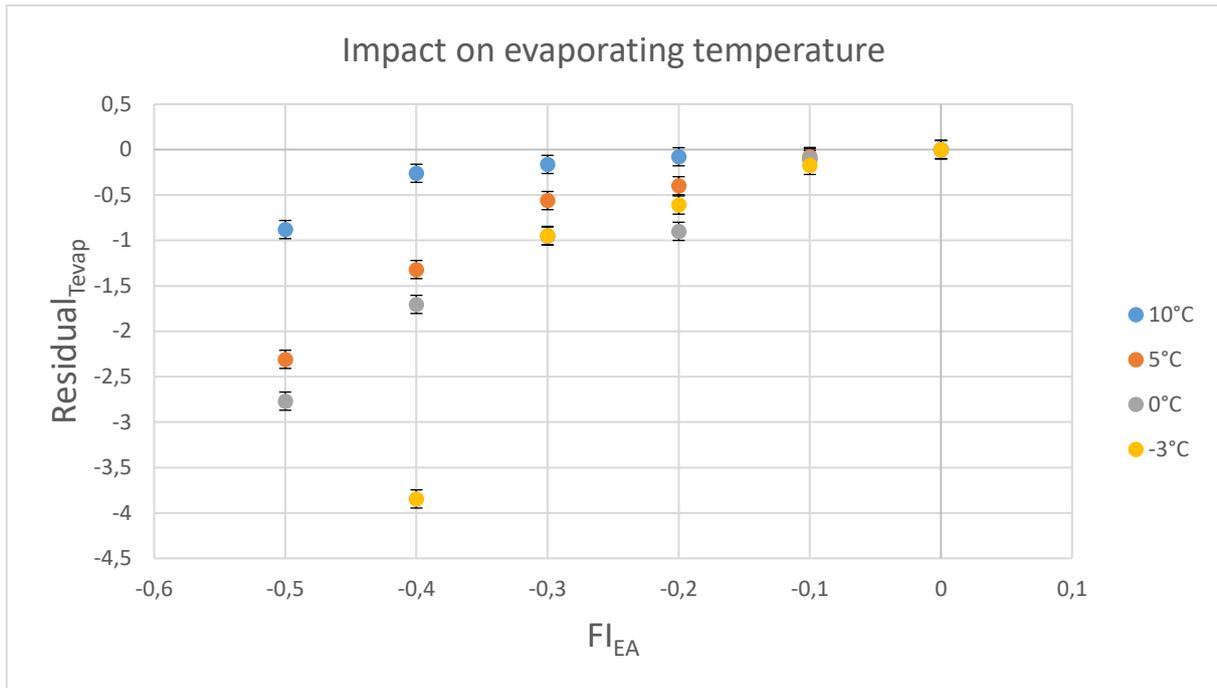


Figure 15: Impact of evaporator fouling on the evaporating temperature

As could be expected, evaporator fouling causes a decrease of the evaporating temperature for every climate condition tested.

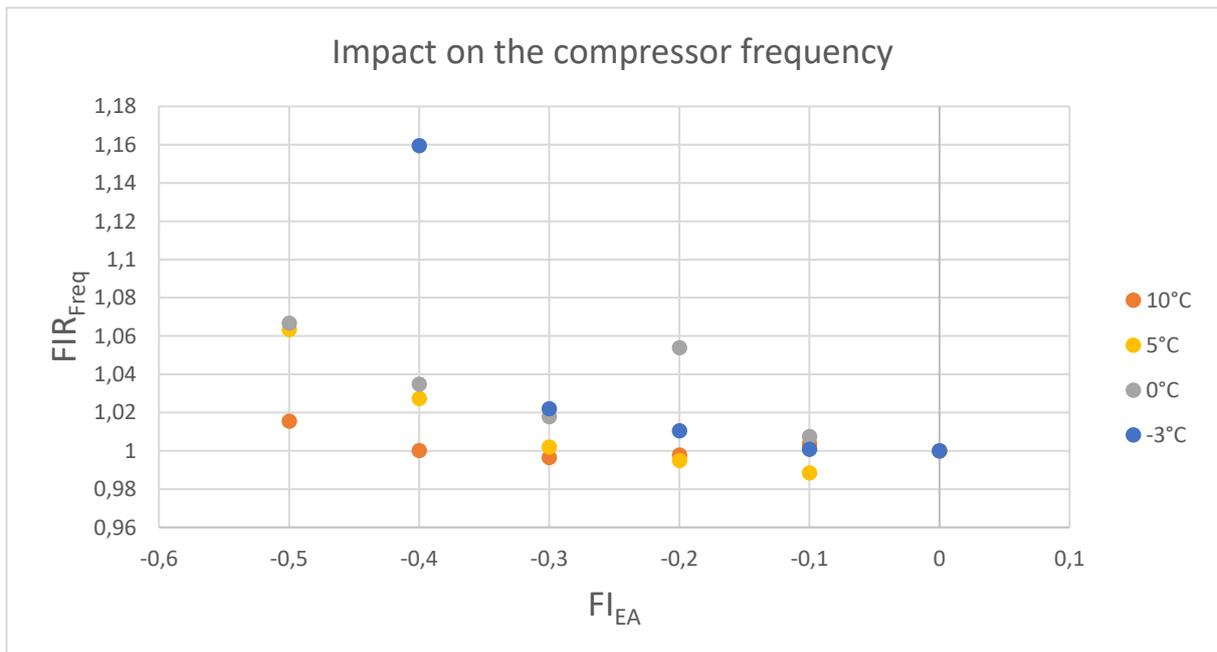


Figure 16: Impact of evaporator fouling on the compressor rotating frequency

The compressor frequency increases a little with the decrease of the air flow rate at the evaporator in order to maintain the heating power constant.

As the evaporating temperature decreases with the FI, the fluid density becomes lower. This explains the small decrease in refrigerant mass flow rate that is not fully compensated with the moderated increase in compressor frequency.

4.3. Impact of condenser fouling faults

The COP does not take into account the consumption of the circulating pump, because it decreases as the pump speed decreases, which is not representative of a real fouling effect.

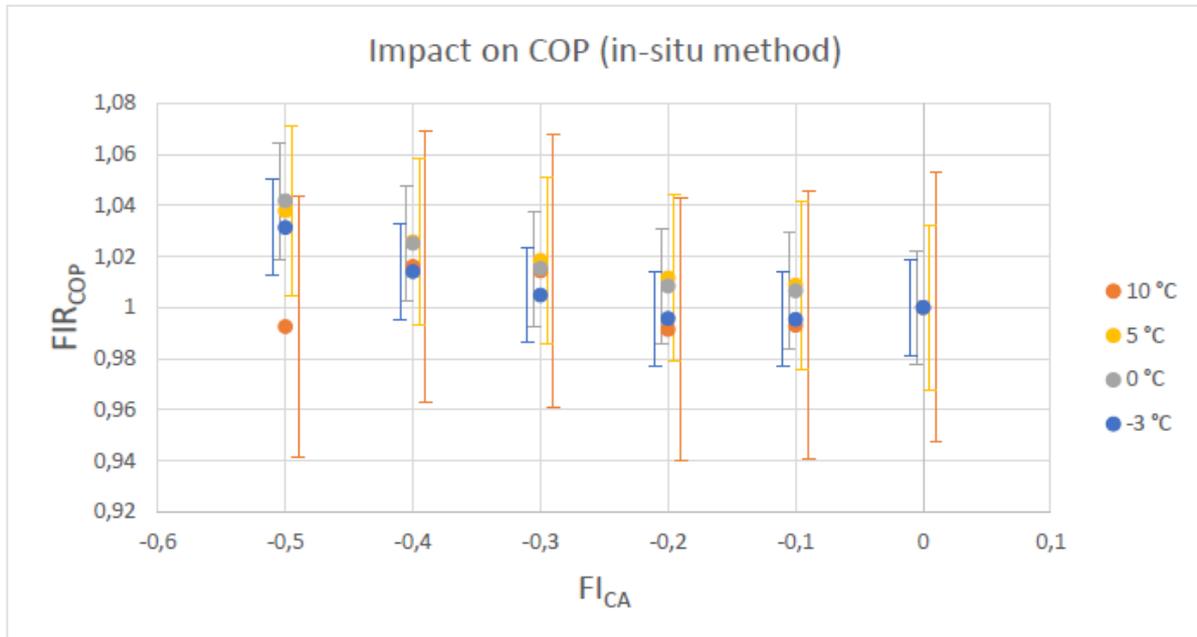


Figure 17: Impact of condenser fouling on the COP

The COP is only very lightly impacted by the condenser fouling, especially taking into account the measurement uncertainties. It shows that a variable speed HP can compensate faults to some extent. It also shows that maybe the circulating pump consumption could be reduced for high outdoor temperature and low load. Also, the small increase in the COP can be explained by the fact that in order to compare the results for the same heating capacity, as the circulating pump was slowed down, the condenser water inlet temperature was decreased. This lead to reduce the condensing temperature, as can be seen in figure 21, which contributes to a better value of COP. This is not necessarily representative of a real fouling effect, the results should then be taken carefully.

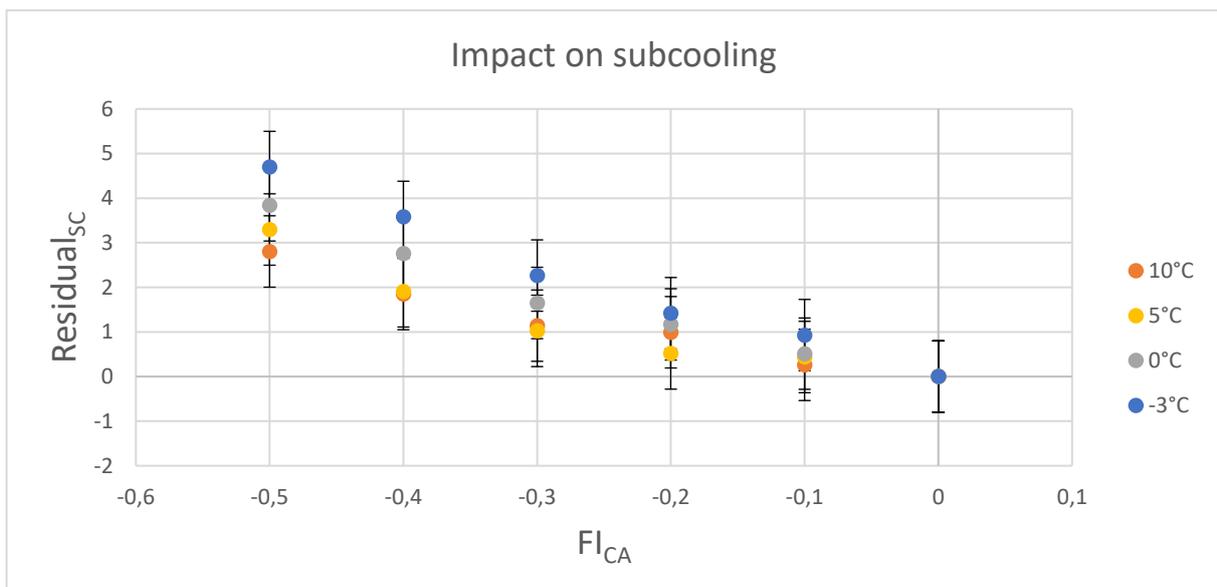


Figure 18: Impact of condenser fouling on subcooling

The effect of condenser fouling on subcooling is significant for every outdoor temperature. As opposed to the case of the lack of refrigerant, subcooling increases when the flow rate through the condenser decreases.

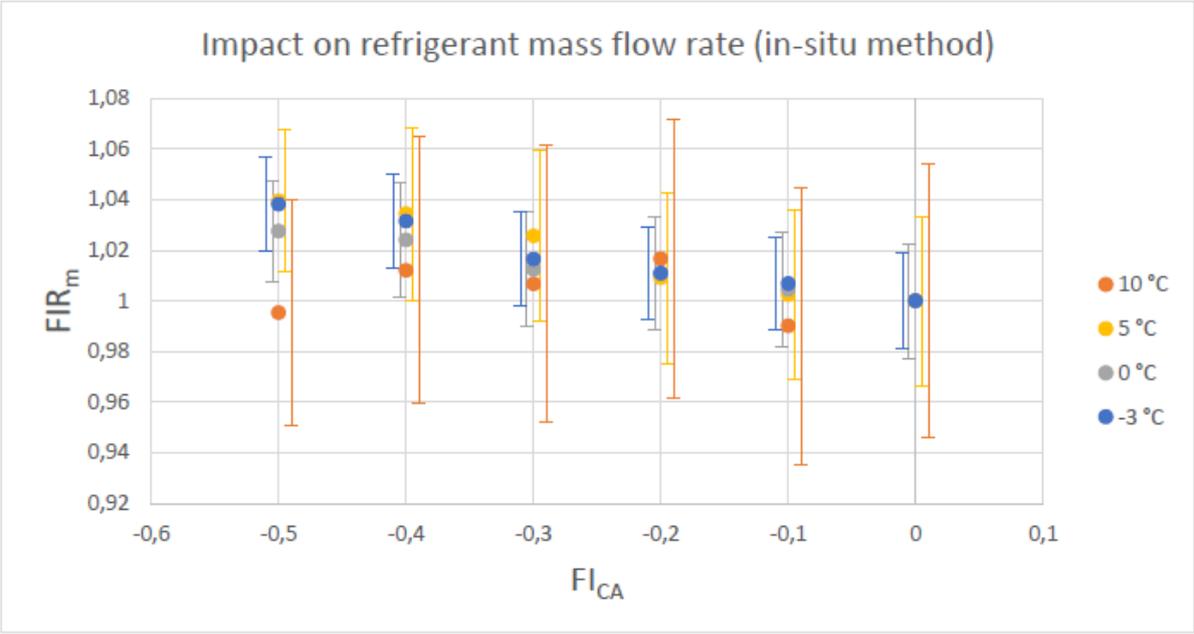


Figure 19: Impact of condenser fouling on the refrigerant mass flow rate

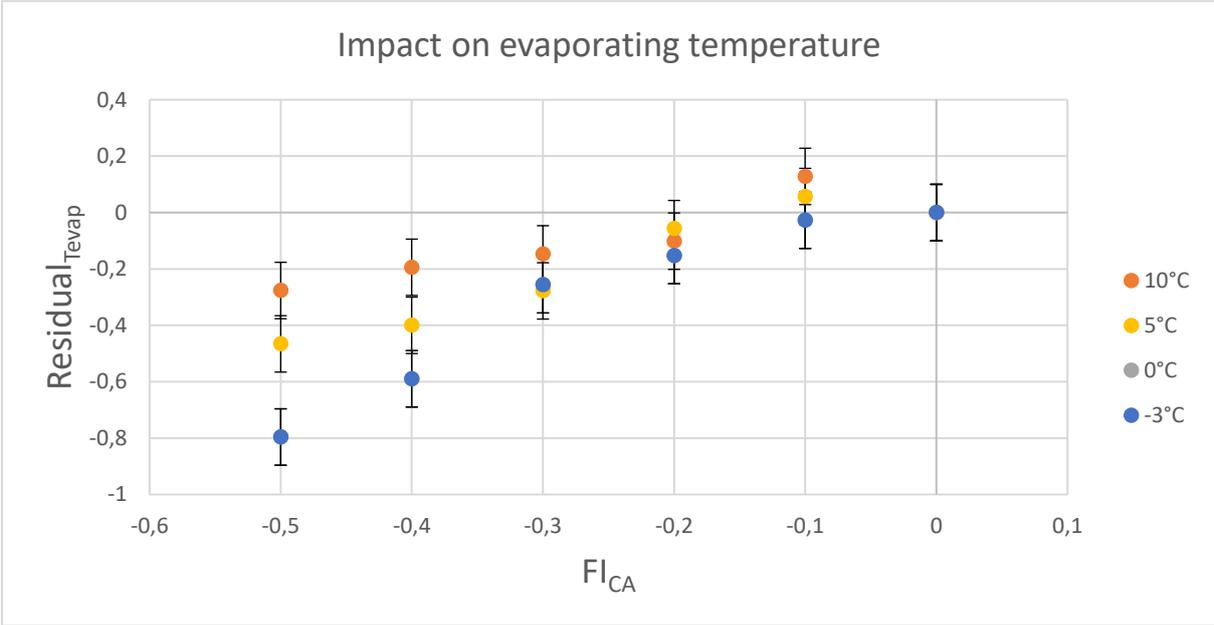


Figure 20: Impact of condenser fouling on the evaporating temperature

Figure 20 shows that the reduction of the water flow rate through the condenser reduces the evaporating temperature, but not very significantly. However, figure 21 shows that the condensing temperature is strongly impacted for every temperature below 10°C.

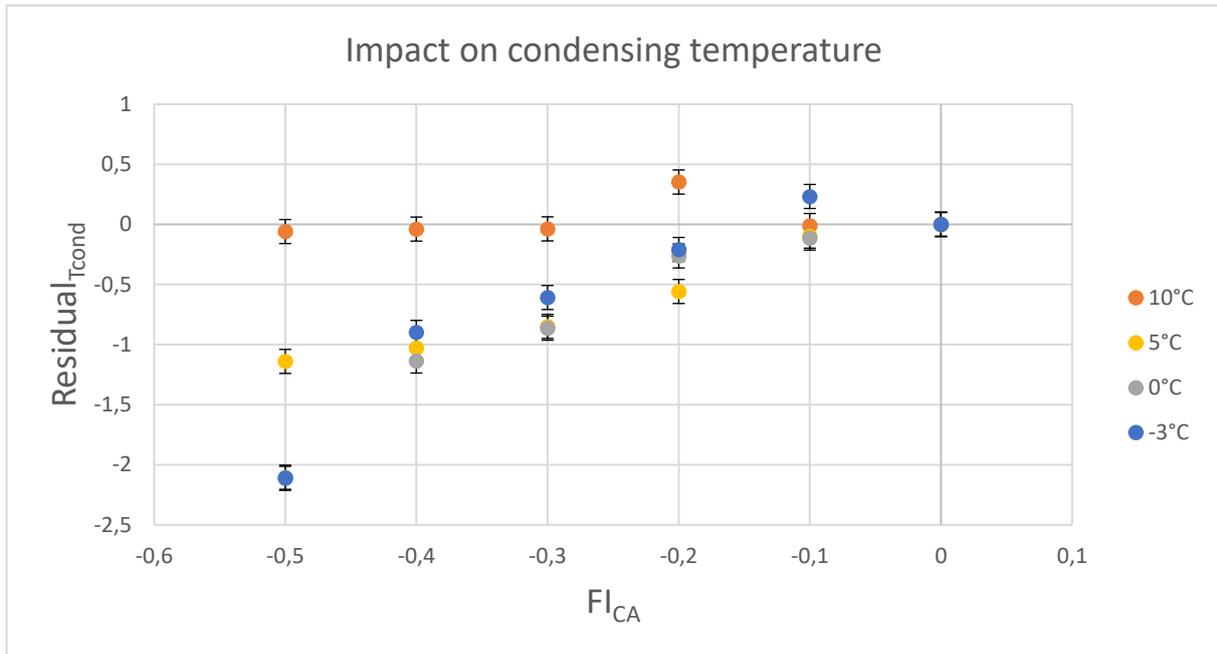


Figure 21: Impact of condenser fouling on the condensing temperature

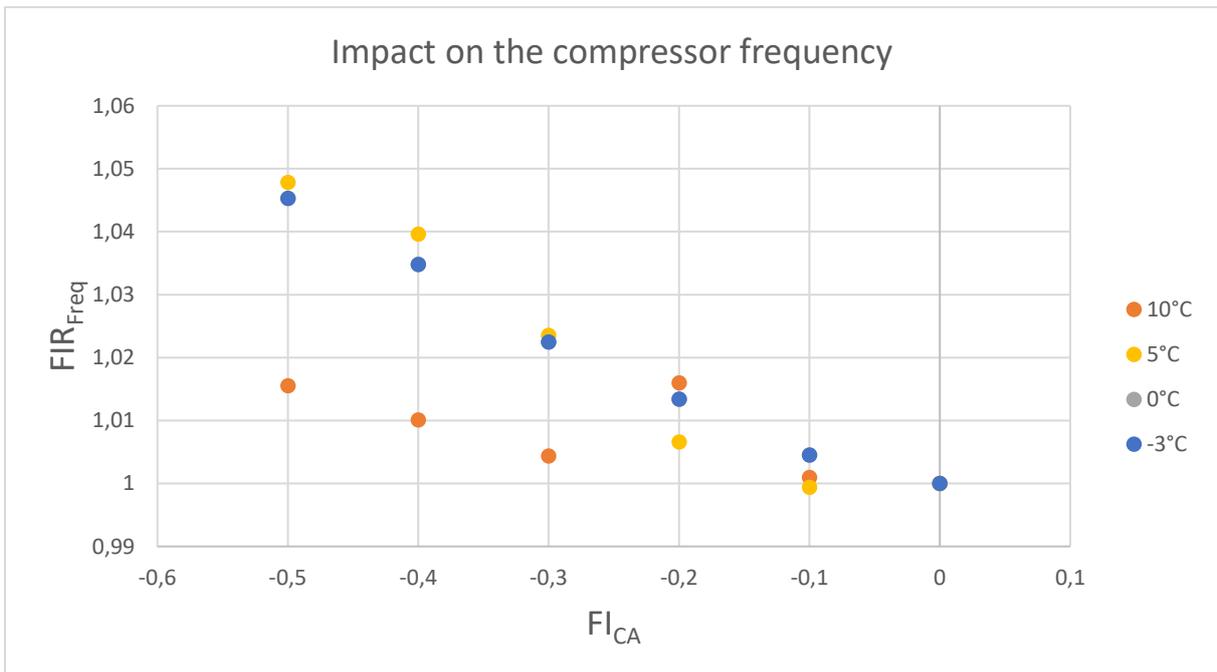


Figure 22: Impact of condenser fouling on the compressor rotating frequency

The compressor frequency increases a little with the decrease of water flow rate through the condenser as figure 22 shows, which is in accordance with the increase of refrigerant mass flow rate observed in figure 19, even though those two effects are not very significant.

5. DISCUSSION

The following table is a short summary of the significant impacts of faults on the functioning variables of the inverter-driven HP studied, considering the measurement uncertainties:

	Refrigerant charge reduction	Evaporator air flow reduction	Condenser water flow reduction
Subcooling	Decrease	Not significant	Increase
T_{cond}	Decrease	Depends on T_{out}	Decrease, except for 10 °C
T_{evap}	Decrease	Decrease	Decrease
Freq	Increase	Increase	Small increase
EEV opening	Increase	Small increase	Not significant
$T_{\text{air, out}}$	-	Decrease	-

Table 3: Main effects of faults on the variables of the HP

Compared to fixed-speed HP, it is more difficult to characterize faults with variable speed because operating conditions affect a lot the evolution of the variables for a same fault. Also, the direct impact on the performances is reduced thanks to the compensation of the compressor. The effects in red are the ones that could allow to discriminate one fault from another. Subcooling is very interesting data to analyse as it reacts significantly and differently for condenser fouling and refrigerant charge reduction. This implies that a measurement of the condensing temperature should be made. Evaporating temperature and evaporator air outlet temperature seem very relevant in order to detect evaporator fouling. Having access to the compressor rotating frequency is very interesting in order to see how the HP reacts to faults. This measurement can be made when measuring the compressor power input.

Thus, it could be possible to detect and identify a fault from the measurements of some variables, as long as the impact is significant enough to be measurable. To go further and in order to implement an in-situ fault detection and diagnostics method, first it would be needed to make these measurements possible on field, and then, the reference values in any operating condition should be known, from physical or statistical modelling for example.

6. CONCLUSION

The experiments presented in this paper show that different faults have different impacts on the functioning variables of the HP tested. Observing a single variable might not be enough to characterize a particular fault, but a combination of the impacts on different variables can be useful to differentiate one fault from another. Therefore, the knowledge of these impacts is necessary to be able to detect faults.

This experimental work is a step towards the development of a fault detection and diagnostics (FDD) tool for residential inverter-driven HP, but it will require some other studies to make the correlations between the faults and their impacts compatible from one HP to another, especially because there can be some differences of control from one manufacturer to another, and for other types of heat pumps. Also, the HP studied uses a small plate heat exchanger as a condenser, which makes it very sensitive to refrigerant charge variations. A bigger HP or an air-to-air HP might not be as sensitive.

Moreover, for the implementation of an FDD tool on field, it will be necessary to identify what measurements can be made easily outside a laboratory. For example, measuring the refrigerant mass flow rate is challenging, that is why the in-situ refrigerant method (Tran et al. 2012 and Niznik 2017) can be very useful, to avoid the need of a heavy instrumentation.

The measured values must be compared with reference values, or unfaulted values. Knowing them can be quite challenging as the functioning variables depend on the operating conditions. A further study of existing faults detection and diagnostics algorithms, and the development of a tool to learn these values should be made, for example based on physical modelling or machine-learning.

REFERENCES

- Bory, D. (2008). *Analysis and simulation of defects of operation for air conditioning audit*. (Doctoral dissertation, Mines ParisTech, Paris, France). Retrieved from <https://pastel.archives-ouvertes.fr/pastel-00004297>
- Goossens, M., Teuillières, C., Rivière, P., Cauret, O. & Marchio, D. (2017). An Instrumented Method for the Evaluation of Compressor Heat Losses in Heat Pumps On-Field, *Proceedings of the 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam, Netherlands*.
- Kim, W., & Braun, J. E. (2012a). Evaluation of Virtual Refrigerant Mass Flow Sensors. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Retrieved from <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1245>
- Kim, W., & Braun, J. E., (2012b). Virtual Refrigerant Mass Flow and Power Sensors for Variable-Speed Compressors. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 1–8.
- Kim, W., & Braun, J. E. (2015). Extension of a virtual refrigerant charge sensor. *International Journal of Refrigeration*, 55, 224–235.
- Li, H., & Braun, J. E. (2007). Decoupling features and virtual sensors for diagnosis of faults in vapor compression air conditioners. *Int. J. of Refrig.*, 30, 546-564.
- Madani, H. (2016). Smart Fault Detection and Diagnosis for Heat Pump Systems, *Refrigeration Science and Technology*, International Institute of Refrigeration, 2015, p. 3703-3710
- Madani, H. (2014). The common and costly faults in heat pump systems, *Proceedings of the 6th International Conference on Applied Energy – ICAE 2014* (pp. 1803-1806). Taipei City: Energy Procedia.
- Mehrabi, M., & Yuill, D. (2017a). Generalized effects of refrigerant charge on normalized performance variables of air conditioners and heat pumps. *International Journal of Refrigeration*, 76, 367–384.
- Mehrabi, M., & Yuill, D. (2017b). Generalized effects of faults on normalized performance variables of air conditioners and heat pumps. *International Journal of Refrigeration*, 85, 409–430.
- Niznik, M. (2017). *Improvement and integration of the in-situ heat pump performance assessment method* (Doctoral dissertation, PSL Mines ParisTech, Center for Energy efficiency of Systems, Paris, France). Retrieved from <https://pastel.archives-ouvertes.fr/tel-01753394>
- Noël, D., Teuillières, C., Rivière, P., Cauret, O., & Marchio, D. (2018). Non-Intrusive Performance Assessment Method for Heat Pumps: Experimental Validation and Robustness Evaluation Facing Faults. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*
- Tran, C.T. (2012) *Méthodes de mesure in situ des performances annuelles des pompes à chaleur air/air résidentielles* (Doctoral dissertation, Mines ParisTech, Paris, France). Retrieved from <https://hal.archives-ouvertes.fr/pastel-00765206>
- Tran, C. T., Rivière, P., Marchio, D., & Arzano-Daurelle, C. (2013). In situ measurement methods of air to air heat pump performance. *International Journal of Refrigeration*, 36(5), 1442–1455.
- Wichman, A., & Braun, J. E. (2009). Fault detection and diagnostics for commercial coolers and freezers. *HVAC and R Research*, 15(1), 77–99.
- Yuill, D. P., Cheung, H., & Braun, J. E. (2014). Evaluating Fault Detection and Diagnostics Tools with Simulations of Multiple Vapor Compression Systems. *Proceedings of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference*.

NOMENCLATURE

A	area	(m ²)
C_{oil}	oil concentration	
$c_{p,oil}$	oil specific heat	(J/(kg.K))
D	compressor diameter	(m)
h	enthalpy	(J/kg)
k	fluid thermal conductivity	(W/(m.K))
L	lateral compressor length	(m)
\dot{m}	mass flow rate	(kg/s)
\overline{Nu}	Nusselt number	
\dot{Q}	thermal power	(W)
T	temperature	(K)
\dot{W}	electric power	(W)
σ	Stefan-Boltzmann constant	(W/(m ² .K ⁴))

Subscript

Amb	ambient air
avg	average
cond	condenser
comp	compressor
D,1	top surface of the compressor
D,2	bottom surface of the compressor
in	inlet
L	lateral side of the compressor
out	outlet
r	refrigerant
surf	surface of the compressor
tot	total

Abbreviations

CA	condenser fouling
CFD	computational fluid dynamics
CH	refrigerant charge fault
COP	coefficient of performance
EA	evaporator fouling
EEV	electronic expansion valve
FI	fault intensity
FIR	fault impact ratio
Freq	compressor frequency
FXO	fixed-orifice expansion valve
HP	heat pump
SC	subcooling
TXV	thermostatic expansion valve

Annexe B : Etude d'un système de mesure et d'acquisition in-situ de systèmes thermodynamiques (O. Baghedoud, 2019)

Objectifs : L'objectif de l'étude est l'amélioration d'un système d'acquisition autonome pour la mesure de performance des systèmes thermodynamiques, en identifiant un système alternatif, moins coûteux et moins encombrant pour la mesure des performances des systèmes thermodynamiques. Pour cela, le travail a été découpé en 4 parties :

- L'acquisition de températures,
- Le traitement des données acquises,
- La communication interne du système,
- La communication externe vers un point central.

Le système doit assurer trois fonctionnalités principales, l'acquisition et l'alimentation des capteurs et des composants de conversion, le calcul en temps réel, et la communication externe.

Le système actuel est rappelé sur la figure B.1 ci-dessous.

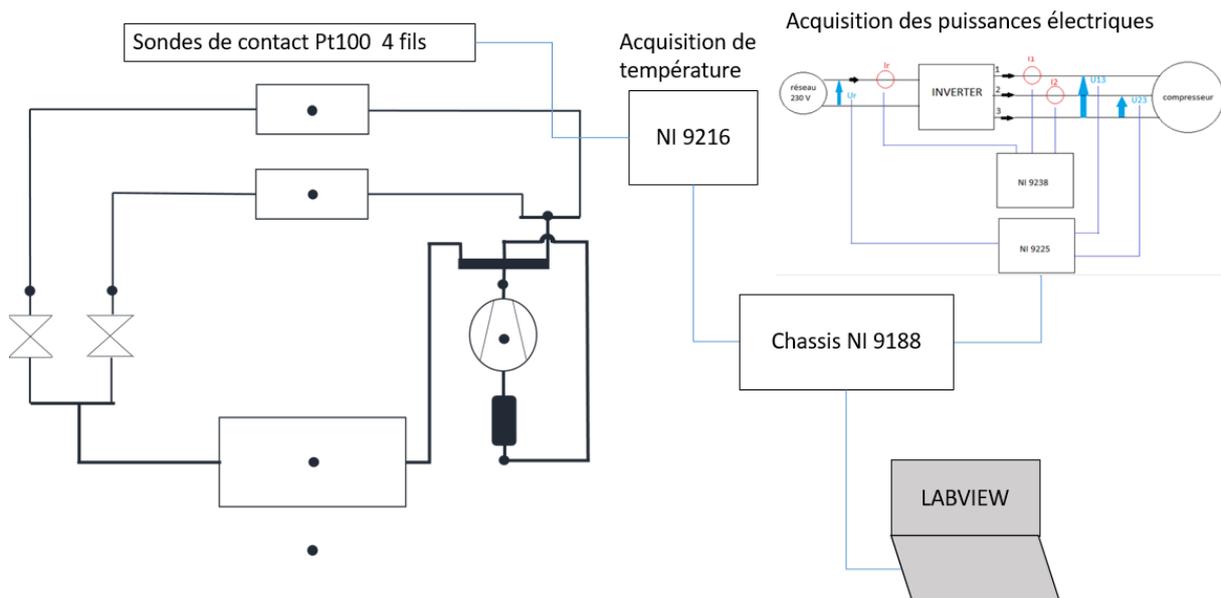


Figure B.1 : Système de mesure et d'acquisition initial

1. Etude des capteurs

L'enjeu est d'identifier des capteurs, précis, peu coûteux, compatible avec une mesure de contact sur une liaison frigorifique et permettant une exploitation par le système d'acquisition. Plusieurs capteurs ont été identifiés et testés sur une PAC air/air multi split, déjà équipée avec le système d'acquisition initial pour un suivi sur site. La référence est la sonde PT100, sur laquelle repose le système d'acquisition initial.

Tableau B.1 : Capteurs considérés

Capteur	DS18B20	PT100	LM35
Précision	0.5 °C	0.01 °C	0.2 °C
Coût	4.05 €		6.55 €
Surface de contact	Plat	Multiformes	Plat
Type de données à la sortie	Numérique	Analogique	Analogique

DS18B20 :

Pour les températures ambiantes, les capteurs de températures DS18B20 sont satisfaisants au niveau de la précision et sont moins coûteux que les capteurs Pt100. La figure suivante montre la comparaison entre le résultat de la mesure de température extérieure par un capteur DS18B20 et celle faite par le système d'acquisition initial.

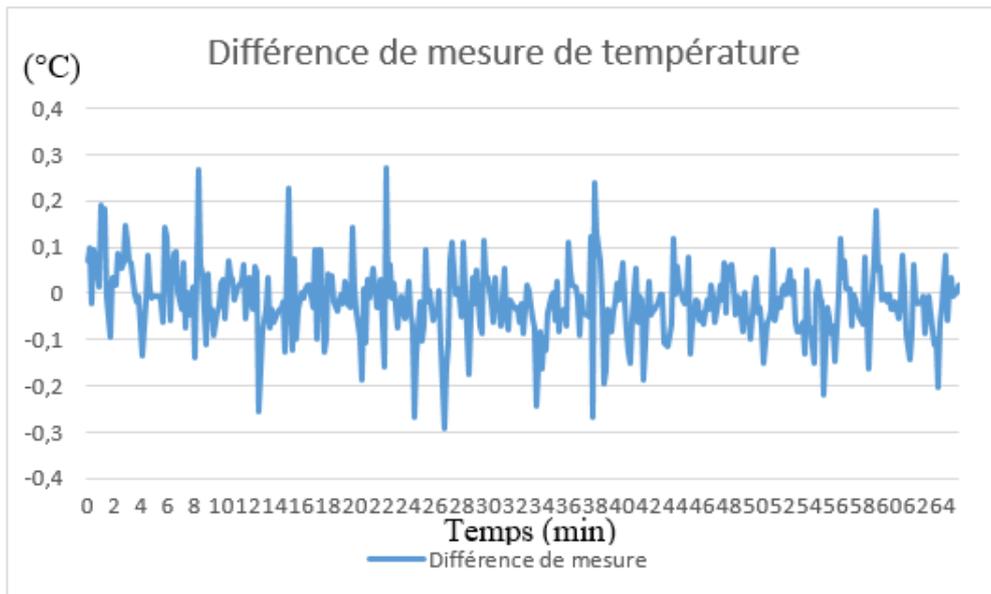


Figure B.2: différence de mesure après correction fixe

En revanche, pour la surface de compresseur, le capteur DS18B20 présente une déviation lorsque la température augmente, comme on peut le voir sur la figure suivante.

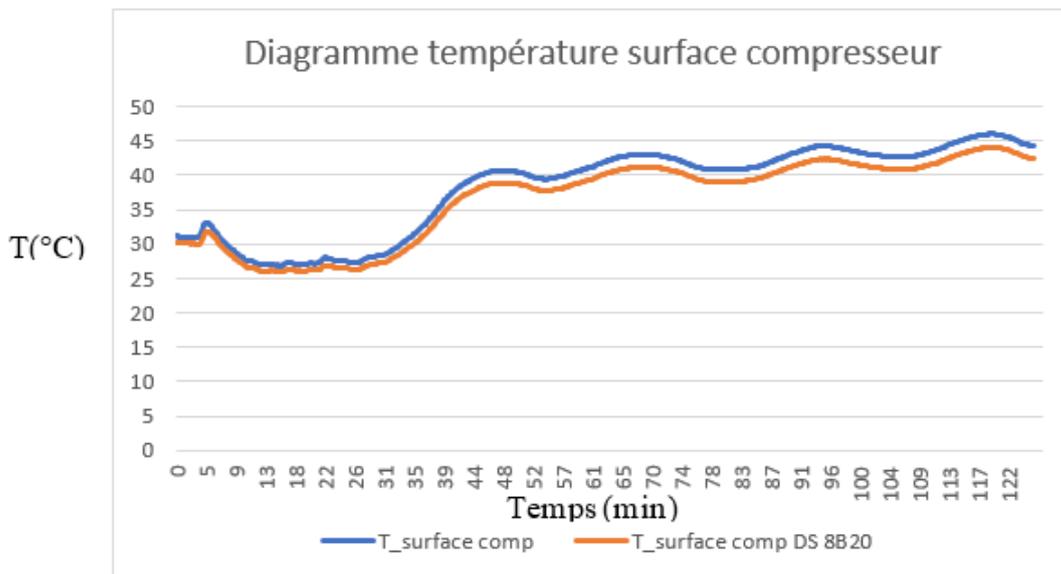


Figure B.3 : Température surface compresseur PT100 et DS18B20

LM35 :

Le capteur de type LM35 de référence, présente une instabilité de mesure importante, ainsi qu'un écart significatif avec la mesure par Pt100, comme on peut le voir sur la figure suivante.

Ainsi, pour réduire le coût des capteurs de température, il est possible d'utiliser des capteurs de type DS18B20 pour certaines mesures simples comme par exemple la température extérieure, mais il vaut mieux utiliser des capteurs Pt100 pour des mesures sur les surfaces des conduites de fluide pour garder une précision suffisante.

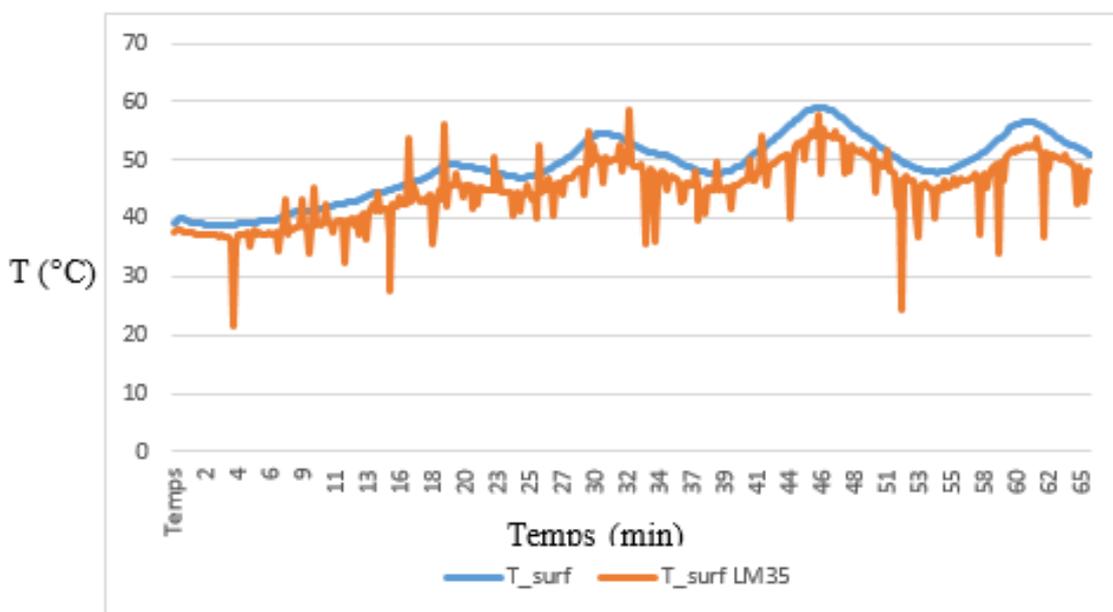


Figure B.4 : Température surface compresseur PT100 et LM35

2. Système de traitement

L'objectif est de s'affranchir du système d'acquisition de laboratoire impliquant plusieurs châssis et cartes d'acquisition, relié à un ordinateur équipé de Labview. Plusieurs systèmes d'acquisition sont envisagés : Raspberry Pi, Arduino et Microcontrôleur.

Le choix de la carte Raspberry Pi semble être la bonne solution pour différentes raisons:

- Résolution : la résolution d'une carte Raspberry Pi 3 est de 24 Bits, contrairement à une carte Arduino Méga avec 12 bits résolution. Aussi, l'utilisation d'un microcontrôleur nécessite la conception d'une carte électronique.
- Traitement de données : La carte Raspberry Pi 3 utilise le langage Python et peut donc utiliser la base de données CoolProp pour le calcul des propriétés du fluide.
- Coût : Dans l'ensemble, la carte Raspberry étant autonome, elle constitue la solution la moins coûteuse.

3. Communication interne

Pour limiter les difficultés liées à la traversée des cloisons par les fils des capteurs, on propose une solution avec deux cartes d'acquisition, une pour l'unité extérieure et l'autre pour les unités intérieures. Il faut alors permettre aux deux cartes d'acquisition de communiquer entre les données pour permettre le calcul en temps réel.

Systemes	Raspberry Pi 3	Arduino	Microcontrôleur
Résolution d'acquisition	24 bits	12 bits	24 bits
Pas de carte électronique à concevoir			
Outil de communication sans fil intégré			
Simplicité de langage de programmation			
Outil de calcul thermique			

Pour une communication interne limitée en distance et illimitée en données, 3 technologies sont envisagées:

- **Wifi** : est un ensemble de protocoles de communication sans fil régis par les normes du groupe IEEE 802.11 (ISO/CEI 8802-11). Un réseau Wi-Fi permet de relier par ondes radio plusieurs appareils informatiques (ordinateur, routeur, smartphone, modem Internet, etc.) au sein d'un réseau informatique afin de permettre la transmission de données entre eux.
- **Z-wave** : est un protocole radio conçu pour la domotique, Z-Wave communique en utilisant une technologie radio de faible puissance dans la bande de fréquence de 868 MHz ; elle est conçue spécifiquement pour les applications de domotique et ce qu'on appelle l'Habitat communicant.
- **Bluetooth** : est une norme de communications permettant l'échange bidirectionnel de données à très courte distance en utilisant des ondes radio UHF sur une bande de fréquence de 2,4 GHz. Son objectif est de simplifier les connexions entre les appareils électroniques en supprimant des liaisons filaires.

Le tableau suivant en résumé les avantages et inconvénients:

Systèmes	Wi-Fi	Z-Wave	Bluetooth
Portée Radio	50 m	100 m	10 m
Forte pénétration des murs			
Pas de système supplémentaire à prévoir			
Communication full-duplex			

La technologie wifi semble ainsi être la plus adaptée à notre besoin.

4. Communication externe

Le système d'acquisition doit permettre de communiquer avec l'extérieur pour permettre un suivi à distance continu. Plusieurs technologies semblent a priori possibles.

- Wifi via la box client
- GSM via une carte sim propre au système d'acquisition
- LoRa : LoRaWAN est un protocole de télécommunication permettant la communication à bas débit, par radio, d'objets à faible consommation électrique communiquant selon la technologie LoRa et connectés à l'Internet via des passerelles, participant ainsi à l'Internet des objets. Ce protocole est utilisé dans le cadre des villes intelligentes, le monitoring industriel ou encore l'agriculture.

Le tableau suivant en résumé les avantages et inconvénients :

Systemes	Box client	GSM	LoRa
Pas de coût à prévoir	✓	✗	✗
Couverture réseau	✓	✓	✗
Pas de système supplémentaire à prévoir	✓	✗	✗
Pas de limitation de communication	✓	✓	✗

La meilleure solution est l'utilisation de la box internet du client, ce qui nécessite son accord.

Résumé des choix les plus pertinents

Pour résumer, la figure suivante schématise la solution globale de mesure et d'acquisition.

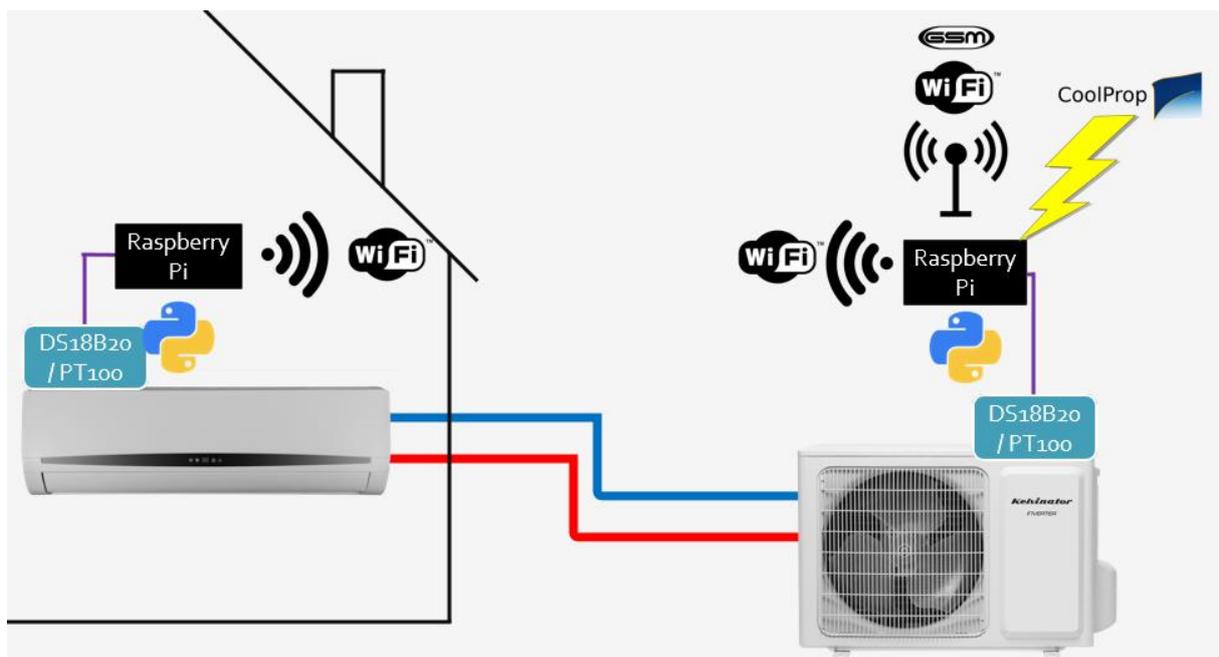


Figure B.5: Schéma du système d'acquisition proposé

Ce système d'acquisition a été implémenté et testé pour la mesure de température, la communication entre les deux cartes d'acquisition et la communication externe sur une PAC air/air multi-split située à EDF R&D. Ces fonctionnalités ce sont montrées opérationnelles.

RÉSUMÉ

La pompe à chaleur est l'une des clés de la réduction des émissions de gaz à effet de serre dans les bâtiments. Ses performances in-situ dépendent de nombreux facteurs, et la mesure embarquée est alors nécessaire afin de connaître les performances réelles de chaque installation. Une méthode de mesure précédemment développée est présentée puis validée. Elle permet de mesurer de façon fiable la puissance calorifique en régime pseudo-stabilisé pour des cycles avec surchauffe. Cependant, elle n'est pas fonctionnelle en régime transitoire et dans le cas de compression avec aspiration diphasique. Ainsi, des méthodes alternatives complémentaires permettant d'estimer les performances des PAC dans ces conditions particulières sont étudiées et évaluées. Une méthode globale d'évaluation des performances est alors proposée, permettant une meilleure prise en compte de l'aspiration diphasique et des phases transitoires.

MOTS CLÉS

Pompe à chaleur – Performances in-situ – Aspiration diphasique – Régime transitoire – Mesure embarquée - Rendement

ABSTRACT

Heat pumps are a key system for reducing energy consumption and greenhouse gas emissions in buildings. Their performances depend on many factors that cannot always be predicted, therefore in-situ measurement is necessary to know the real performances of each equipment. A previously developed method is presented and validated. It is able to measure accurately the heating power in steady-state for superheated vapour compression. However, it is not functional for transitory state and for two-phase suction. Thus, complementary methods are studied and evaluated to extend the performance measurement to these cases. A complete method is then suggested, allowing a better consideration of wet compression cycles and transitory operation in seasonal performance assessment.

KEYWORDS

Heat Pump – In-situ performances – Two-phase suction – Transitory state – Embedded measurement - Efficiency