



HAL
open science

Développement d'une méthode d'auto-paramétrage auto-adaptatif pour une pompe à chaleur en vue d'un fonctionnement optimisé

Alberto Tejeda de La Cruz

► **To cite this version:**

Alberto Tejeda de La Cruz. Développement d'une méthode d'auto-paramétrage auto-adaptatif pour une pompe à chaleur en vue d'un fonctionnement optimisé. Génie des procédés. Université Paris sciences et lettres, 2016. Français. NNT : 2016PSLEM088 . tel-03510177

HAL Id: tel-03510177

<https://pastel.hal.science/tel-03510177>

Submitted on 4 Jan 2022

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 de recherche Paris Sciences et Lettres
PSL Research University

Préparée à MINES ParisTech

Développement d'une méthode d'auto-paramétrage auto-adaptatif
pour une pompe à chaleur en vue d'un fonctionnement optimisé

École doctorale n°432

SMI - SCIENCES DES MÉTIERS DE L'INGÉNIEUR

Spécialité

ÉNERGÉTIQUE ET PROCÉDÉS

Soutenue par

ALBERTO TEJEDA DE LA CRUZ

le 28 septembre 2016

Dirigée par **Dominique MARCHIO**



COMPOSITION DU JURY :

M. Christophe MARVILLET
Professeur, CNAM, Président

M. Jocelyn BONJOUR
Professeur, INSA de Lyon,
Rapporteur

M. Christian INARD
Professeur, Université de la Rochelle,
Rapporteur

M. Peter RIEDERER
Docteur, CSTB, Examineur

M. Dominique MARCHIO
Professeur, PSL Mines ParisTech,
Examineur

M. Philippe RIVIERE
Docteur, PSL Mines ParisTech,
Examineur

Mme. Odile CAURET
Docteur, EDF R&D, Examineur

Mme. Anamaria MILU
Docteur, EDF R&D, Examineur

A mis padres

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier M. Christophe MARVILLET pour avoir présidé la soutenance de thèse, M. Christian INARD et M. Jocelyn BONJOUR pour avoir accepté d'être les rapporteurs de cette thèse et M. Peter RIEDERER pour avoir accepté de faire partie des membres du jury. Je remercie l'ensemble des membres du jury pour leur lecture attentive et les échanges intéressants.

Je remercie mon directeur de thèse Dominique MARCHIO qui a assuré un suivi constant pendant ces trois années. Ses questions pertinentes, toujours accompagnées d'une touche d'humour, ont fortement contribué à faire avancer la recherche dans la bonne direction. J'ai spécialement apprécié sa grande disponibilité au cours du doctorat.

Les détails de cette thèse n'auraient pas été si complets et solides sans le co-encadrement de Philippe RIVIERE. Sa compréhension de sujets variés et techniquement complexes m'a permis d'avancer rapidement, grâce à des conseils et propositions d'axes d'amélioration très justes. Merci pour son soutien et ses corrections.

Je remercie Odile CAURET pour avoir pris en main l'encadrement technique de la thèse en cours de route, avec un soutien incontestable au sein du département ENERBAT d'EDF R&D. Elle a fortement contribué à la structure et au style du manuscrit ici présenté, grâce à ses conseils et corrections.

Je remercie également Anamaria MILU pour l'encadrement du stage qui est à l'origine de cette thèse ainsi que pour le temps qu'elle a consacré à mes travaux.

Cette thèse CIFRE a été portée par le groupe «Systèmes énergétiques pour le bâtiment» du département ENERBAT d'EDF R&D. Je remercie Sébastien RUIZ, Yves DELABY, Yves SCHLUMBERGER, Louis QUINCHON, Emmanuel CHABUT et Pascal DALICIEUX pour la confiance qu'ils m'ont accordée. Je remercie également les équipes E15 et E13 pour l'ambiance agréable et leur soutien pendant ces trois années de thèse. Je les remercie pour l'intérêt qu'ils ont porté à mes travaux. Je pense particulièrement à Cédric TEUILLIERES, sans qui ces travaux de thèse ne seraient pas arrivés si loin. J'ai également un remerciement spécial pour ceux qui m'ont soutenu personnellement pour amener ces travaux à bon port : José, Kevin, Maria, Paul, Davy, Thomas.

Je souhaite également associer à ces remerciements les personnes du laboratoire Climatron EDF R&D pour leur aide précieuse pendant la phase expérimentale de cette thèse. Je tiens à remercier également Carlos et Alexis, que j'ai encadré durant leurs stages. Ils ont beaucoup apporté à cette thèse.

Mon temps de recherche a été partagé entre le site EDF Lab les Renardières et le laboratoire CES à l'École des Mines de Paris. Je pense à l'ensemble de l'équipe MDE pour son accueil et sa bonne humeur : Romain, Damien, Marcel, Pascal, Bruno, Thomas, Sinziana.... J'ai beaucoup apprécié nos discussions autour de sujets de recherche ainsi que leurs conseils pour avancer dans cette thèse.

Finalement je tiens à remercier mes parents et ma sœur, qui m'ont toujours porté et soutenu dans mes décisions ; mes amis, spécialement Pablo, pour son soutien constant peu importe où je suis dans le monde ; et surtout Sonia, qui a été un pilier pour moi dans cette aventure.

Sommaire

INTRODUCTION GÉNÉRALE	17
CHAPITRE I : INSTALLATION ET MISE EN SERVICE DE POMPES À CHALEUR AIR/EAU DOUBLE SERVICE	21
I - 1. LA POMPE À CHALEUR AIR/EAU DOUBLE SERVICE COMME SOLUTION AUX ENJEUX ÉNERGÉTIQUES DU BÂTIMENT RÉSIDENTIEL EN RÉNOVATION	23
I - 2. PRINCIPES DE FONCTIONNEMENT DE POMPES À CHALEUR AIR/EAU DOUBLE SERVICE.....	25
<i>I - 2. 1. Description du système</i>	<i>25</i>
I - 2. 1. 1. Principes de fonctionnement	25
I - 2. 1. 2. Énergies échangées et performances d'une pompe à chaleur	27
I - 2. 1. 3. Spécificités des pompes à chaleur air/eau	28
<i>I - 2. 2. Pompe à chaleur air/eau double service</i>	<i>29</i>
I - 2. 2. 1. Unité de production d'eau chaude	30
I - 2. 2. 2. Réseau de chauffage	30
I - 2. 2. 3. Ballon d'eau chaude sanitaire	31
<i>I - 2. 3. Fonctions de la pompe à chaleur et leur régulation</i>	<i>32</i>
I - 2. 3. 1. Chauffage	32
I - 2. 3. 2. Eau chaude sanitaire	34
I - 3. INSTALLATION DE POMPES À CHALEUR AIR/EAU DOUBLE SERVICE	36
<i>I - 3. 1. Analyse du besoin thermique</i>	<i>36</i>
I - 3. 1. 1. Étude thermique du bâtiment. Adaptation de la puissance de la PAC	36
I - 3. 1. 2. Analyse du réseau hydraulique. Adaptation du débit à la PAC	36
I - 3. 1. 3. Analyse du comportement des occupants. Adaptation de la PAC et du stockage d'ECS.....	37
<i>I - 3. 2. Dimensionnement du système.....</i>	<i>38</i>
I - 3. 2. 1. Dimensionnement de la PAC	38
I - 3. 2. 2. Dimensionnement du ballon d'eau chaude sanitaire	40
<i>I - 3. 3. Équilibrage du réseau hydraulique</i>	<i>40</i>
I - 4. PARAMÉTRAGE DE POMPES À CHALEUR DOUBLE SERVICE	43

<i>I - 4. 1. Loi d'eau</i>	<i>44</i>
<i>I - 4. 2. Gestion de différents modes de chauffage.....</i>	<i>44</i>
<i>I - 4. 3. Stratégies de production d'ECS</i>	<i>45</i>
<i>I - 4. 4. Gestion des appoints électriques.....</i>	<i>45</i>
<i>I - 4. 5. Gestion du dégivrage.....</i>	<i>45</i>
<i>I - 4. 6. Pratiques courantes.....</i>	<i>46</i>
I - 5. OBJECTIFS ET PÉRIMÈTRE DE LA THÈSE.....	47
CHAPITRE II : ÉTUDE DE L'IMPACT DE LA RÉGULATION DE LA PAC. IDENTIFICATION DES FONCTIONS D'AUTO-PARAMÉTRAGE ET CAHIER DE CHARGES DE L'AUTO-PARAMÉTREUR.....	49
II - 1. OUTILS D'ÉTUDE	51
<i>II - 1. 1. Outils de modélisation</i>	<i>51</i>
II - 1. 1. 1. Contraintes	51
II - 1. 1. 2. Modèles utilisés	51
<i>II - 1. 2. Banc d'essais semi-virtuel.....</i>	<i>61</i>
II - 1. 2. 1. Description du banc.....	61
II - 1. 2. 2. Mesures.....	63
II - 2. ANALYSE DES SÉQUENCES DE FONCTIONNEMENT DYNAMIQUE.....	64
<i>II - 2. 1. Puissance électrique et température d'eau de la PAC.....</i>	<i>64</i>
<i>II - 2. 2. Comportement en mode eau chaude sanitaire.....</i>	<i>66</i>
<i>II - 2. 3. Comportement en mode chauffage</i>	<i>69</i>
<i>II - 2. 4. Exemple de l'impact d'un paramétrage par défaut pendant une journée d'hiver... </i>	<i>70</i>
II - 3. IMPACT DU MAUVAIS PARAMÉTRAGE SUR LA CONSOMMATION ÉLECTRIQUE ET LE CONFORT ANNUELS	72
<i>II - 3. 1. Description de l'étude paramétrique</i>	<i>72</i>
<i>II - 3. 2. Analyse du confort.....</i>	<i>75</i>
II - 3. 2. 1. Définition de la mesure du confort dans cette étude	75
II - 3. 2. 2. Chauffage : confort des occupants	76
II - 3. 2. 3. ECS : disponibilité.....	77
<i>II - 3. 3. Analyse de la consommation électrique.....</i>	<i>77</i>

II - 3. 3. 1. Analyse par composant.....	78
II - 3. 3. 2. Seasonal Performance Factor – SPF.....	79
II - 4. CAHIER DES CHARGES FONCTIONNEL DE L’AUTO-PARAMÉTREUR	82
II - 4. 1. Fonctions d’auto-paramétrage.....	82
II - 4. 1. 1. Loi d’eau.....	82
II - 4. 1. 2. Relance de chauffage	83
II - 4. 1. 3. Gestion de la production d’ECS et de chauffage	83
II - 4. 2. Contraintes de l’application	84
CHAPITRE III : OUTILS POUR L’AUTO-PARAMÉTRAGE DE LA POMPE À CHALEUR	85
III - 1. INTRODUCTION.....	87
III - 2. ÉTAT DE L’ART SUR LES SYSTÈMES DE RÉGULATION AVANCÉE	87
III - 2. 1. Chauffage	87
III - 2. 2. Eau chaude sanitaire	88
III - 2. 3. Choix de développement.....	89
III - 3. OUTILS POUR L’AUTO-PARAMÉTRAGE	90
III - 3. 1. Adaptation de la loi d’eau.....	90
III - 3. 1. 1. Implémentation de l’algorithme en simulation.....	91
III - 3. 1. 2. Implémentation de l’algorithme sur une pompe à chaleur commerciale	94
III - 3. 2. Gestion de chauffage et ECS : utilisation de la commande prédictive	97
III - 3. 2. 1. Types de modélisation.....	97
III - 3. 2. 2. Résumé des choix de développement.....	106
III - 3. 2. 3. Modèles neuronaux développés.....	108
III - 4. CONCLUSIONS	115
CHAPITRE IV : CONSTRUCTION ET PERFORMANCES DES MODÈLES DE PRÉVISION.....	117
IV - 1. CONSTRUCTION ET PERFORMANCES DES MODÈLES DE PRÉVISION À PARTIR DES DONNÉES ISSUES DE SIMULATIONS	119
IV - 1. 1. Construction des modèles	119
IV - 1. 1. 1. Données d’apprentissage.....	119
IV - 1. 1. 2. Traitement des données	120

IV - 1. 1. 3. Architecture détaillée des réseaux de neurones	121
<i>IV - 1. 2. Performances des modèles de prévision en boucle ouverte</i>	<i>121</i>
IV - 1. 2. 1. Mode chauffage	121
IV - 1. 2. 2. Mode eau chaude sanitaire.....	123
<i>IV - 1. 3. Performances des modèles de prévision en boucle fermée</i>	<i>125</i>
IV - 1. 3. 1. Mode chauffage	125
IV - 1. 3. 2. Mode eau chaude sanitaire.....	127
IV - 2. CONSTRUCTION ET PERFORMANCES DES MODÈLES DE PRÉVISION À PARTIR DES DONNÉES ISSUES DU BANC DE TEST SEMI VIRTUEL.....	129
<i>IV - 2. 1. Construction des modèles</i>	<i>129</i>
IV - 2. 1. 1. Données d'apprentissage.....	129
IV - 2. 1. 2. Traitement des données	129
IV - 2. 1. 3. Architecture détaillée des réseaux de neurones	129
<i>IV - 2. 2. Performances des modèles de prévision calibrés à partir des données issues du banc de test semi virtuel</i>	<i>130</i>
IV - 2. 2. 1. Mode chauffage	130
IV - 2. 2. 2. Mode eau chaude sanitaire.....	132
IV - 3. CONCLUSIONS.....	134
CHAPITRE V : ARCHITECTURE GLOBALE DE L'AUTO-PARAMÉTREUR.....	135
V - 1. AUTO-PARAMÉTREUR DE POMPES À CHALEUR	137
<i>V - 1. 1. Description générale</i>	<i>137</i>
<i>V - 1. 2. Paramètres à automatiser</i>	<i>138</i>
<i>V - 1. 3. Étapes d'auto-paramétrage.....</i>	<i>139</i>
V - 1. 3. 1. Acquisition des données	139
V - 1. 3. 2. Adaptation de la loi d'eau et apprentissage du comportement	140
V - 1. 3. 3. Prévisions et commandes	141
V - 1. 3. 4. Communication avec la pompe à chaleur.....	145
V - 1. 3. 5. Autodiagnostic.....	145
V - 2. AUTO-PARAMÉTRAGE : RÉSULTATS EN SIMULATION	146

<i>V - 2. 1. Résultats du cas de référence : régulation constructeur</i>	146
<i>V - 2. 2. Résultats avec une loi d'eau adaptée au logement</i>	147
<i>V - 2. 3. Résultats avec la mise en place de l'auto-paramétreur</i>	148
V - 3. CONCLUSIONS.....	150
CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES	151
CONCLUSIONS	153
PERSPECTIVES	155
RÉFÉRENCES	157
ANNEXES	167

Table de figures

Figure I-1 : Parc français de résidences principales. Consommation énergie finale par usage, à gauche, et émissions de CO ₂ par usage, à droite (Source : Chiffres clés ADEME 2014) -----	23
Figure I-2 : Performances énergétiques de différents systèmes de chauffage (ADEME 2014) -----	24
Figure I-3 : Diagramme pression enthalpie du fluide frigorigène R407C -----	25
Figure I-4 : Cycle thermodynamique du fluide frigorigène (4) -----	26
Figure I-5 : Schéma du fonctionnement d'une PAC -----	27
Figure I-6 : Puissance thermique disponible d'une PAC en fonction de la température d'évaporation -----	28
Figure I-7 : Schéma d'une pompe à chaleur air/eau double service -----	29
Figure I-8 : Configurations de PAC air/eau double service (monobloc en bas, bi-bloc en haut) -----	30
Figure I-9 : Schéma d'un ballon d'ECS avec serpentin submergé et résistance électrique d'appoint--	32
Figure I-10 : Schéma du fonctionnement du thermostat -----	33
Figure I-11 Schéma du fonctionnement du robinet thermostatique -----	33
Figure I-12 : Pourcentage de présence moyen journalier (jours de semaine - week-end) des résultats de l'EET 1999 (11)-----	37
Figure I-13 : Consommation d'ECS en fonction du nombre de pièces du logement (gauche) et coefficients de répartition horaire pour les jours type la semaine (AICVF 2004 (13)) -----	38
Figure I-14 : Déperditions thermiques d'un bâtiment et puissance thermique d'une PAC air/eau ----	39
Figure I-15 Schéma d'un réseau hydraulique bitube-----	41
Figure I-16 Schéma d'installation d'une soupape de pression différentielle-----	42
Figure I-17 : Nombre total de paramètres d'une PAC air/eau double service à régler par l'installateur -----	43
Figure I-18 : Configuration de la loi d'eau en fonction du constructeur -----	44
Figure II-1 : Assemblage des modèles utilisés pour l'étude de sensibilité -----	52
Figure II-2 : Schéma du modèle de bâtiment -----	53
Figure II-3 : Modèle de maison monozone – Modelica – Bibliothèque BuildSysPro -----	54
Figure II-4 : Schéma du modèle de pompe à chaleur -----	56
Figure II-5 : Schéma du modèle d'appoint électrique-----	56
Figure II-6 : Modèle de PAC et appoint électrique sous Dymola -----	57
Figure II-7 : Schéma du modèle de réseau hydraulique -----	57
Figure II-8 : Schéma du modèle de ballon d'ECS -----	59

Figure II-9 : Schéma du régulateur du système de chauffage-----	60
Figure II-10 : Schéma du banc semi virtuel pour le test de pompes à chaleur-----	61
Figure II-11 : Banc de test semi-virtuel : variables de transfert -----	62
Figure II-12 : Fonctionnement dynamique de la PAC – résultats de simulation et du banc de test : a.- températures d'eau ; b.- puissance électrique consommée ; c.- fréquence du compresseur ; d.- production d'ECS-----	64
Figure II-13 : Zoom sur le fonctionnement dynamique de la PAC en mode eau chaude sanitaire – résultats de simulation et du banc de test : a.- températures d'eau ; b.- puissance électrique consommée ; c.- fréquence du compresseur d.-production d'ECS-----	65
Figure II-14 : Zoom sur le fonctionnement dynamique de la PAC en mode chauffage PAC – résultats de simulation et du banc de test : a.- températures d'eau ; b.- puissance électrique consommée ; c.- fréquence du compresseur-----	66
Figure II-15 : Fonctionnement dynamique du ballon d'ECS – résultats de simulation et du banc de test : a.- températures d'entrée et sortie de l'échangeur du ballon, b.- températures des sondes placées sur la cuve du ballon (15%, 45%, 65%H de la hauteur de la cuve), c.- débit de soutirage d'ECS, d.- Production d'ECS-----	67
Figure II-16 : Zoom sur le fonctionnement dynamique du ballon d'ECS – résultats de simulation et du banc de test : a.- températures d'entrée et sortie de l'échangeur du ballon, b.- températures des sondes placées sur la cuve du ballon (15%, 45%, 65%H de la hauteur de la cuve), c.- débit de soutirage d'ECS, d.- Production d'ECS -----	68
Figure II-17 : Comportement du système en mode chauffage - résultats de simulation et du banc de test : a.- température intérieure, b.- température de départ et retour d'eau de la PAC, c.- production de chauffage, d.- production d'ECS-----	69
Figure II-18 : Impact du paramétrage de la pompe à chaleur sur le confort, la disponibilité d'ECS et la puissance électrique consommée – a.- température intérieure, b.- température d'ECS, c.- puissance électrique consommée en mode chauffage et ECS, d.- activation de l'appoint électrique immergé dans le ballon -----	71
Figure II-19 : Schéma du modèle utilisé pour les simulations annuelles -----	73
Figure II-20 : Lois d'eau étudiées dans l'étude paramétrique -----	74
Figure II-21 : Définition de la mesure du confort -----	75
Figure II-22 : PAC 9 kW - Rapport confort chauffage / consommation électrique-----	76
Figure II-23 : PAC 12 kW - Rapport confort chauffage / consommation électrique -----	76
Figure II-24 : PAC 9 kW : comparaison de la consommation annuelle et confort d'ECS-----	77
Figure II-25 : PAC 12 kW : comparaison de la consommation annuelle et confort d'ECS-----	77
Figure II-26 Analyse de la consommation électrique annuelle en fonction de la puissance de la PAC, de la loi d'eau et de la régulation terminale (manque de confort < 24 h/an)-----	79
Figure II-27 : Périmètres pour le calcul des SPF (53) -----	80
Figure III-1 : Schéma sur la régulation de la température de départ d'eau de la PAC -----	91

Figure III-2 : Adaptation de la loi d'eau. Semaines 1 à 5.-----	92
Figure III-3 : Énergie consommée par la PAC en mode chauffage pendant le mois de janvier. Résultats pour différentes lois d'eau -----	93
Figure III-4 : Analyse de la température intérieure du logement en fonction de la loi d'eau. Données correspondant aux jours de la semaine (L-V) du mois de janvier. -----	94
Figure III-5 : Adaptation de la loi d'eau sur une PAC commerciale en utilisant un banc de test semi-virtuel. Semaines 3-9 de 2016 -----	95
Figure III-6 : Puissance moyenne appelée par la PAC en mode chauffage en fonction de la température extérieure et la loi d'eau paramétrée -----	95
Figure III-7 : Comparaison de deux journées d'hiver avec des lois d'eau différentes (le 22 janvier avec la loi d'eau de la semaine 3 et le 18 février avec la loi d'eau de la semaine 7). Résultats du banc de test semi-virtuel-----	96
Figure III-8 : Circuit électrique équivalent d'un bâtiment mono zone -----	99
Figure III-9 : Circuit électrique équivalent d'un réseau hydraulique de chauffage -----	100
Figure III-10 : Circuit électrique équivalent de bâtiment et du réseau hydraulique de chauffage----	101
Figure III-11 : Entrées et sorties du modèle RC pour le bâtiment et le réseau hydraulique-----	101
Figure III-12 : Mesures disponibles et commandes accessibles -----	106
Figure III-13 : Modèle neuronal global de l'auto paramétreur -----	108
Figure III-14 : Architecture des réseaux de neurones pour les modes chauffage et ECS-----	109
Figure III-15 : Modèle neuronal du bâtiment avec son réseau de radiateurs-----	110
Figure III-16 : Modèle neuronal de PAC en mode chauffage-----	111
Figure III-17 : Modèle neuronal pour le calcul de la différence de température (entrée-sortie) de l'eau de la PAC en mode chauffage-----	111
Figure III-18 : Assemblage de sous-modèles pour le modèle de prévision du système en mode chauffage -----	112
Figure III-19 : Modèle neuronal pour la prévision de la température du ballon d'ECS -----	112
Figure III-20 : Modèle neuronal de PAC en mode ECS -----	113
Figure III-21 : Modèle neuronal pour le calcul de la différence de température (entrée-sortie) de l'eau de la PAC en mode ECS-----	113
Figure III-22 : Assemblage de sous-modèles pour le modèle de prévision du système en mode ECS	114
Figure IV-1 : Données d'apprentissage des réseaux de neurones : a.- températures d'air intérieur et consigne de température intérieure ; b.- températures d'eau de départ, retour et consigne de la PAC ; c.- températures d'eau du ballon d'ECS : mesurée par la sonde et consigne ; d.- température d'air extérieur ; e.- puissance électrique consommée par le système -----	120
Figure IV-2 : Prévision de la température à l'intérieur du logement. Horizon de prévision de 5 heures. -----	122

Figure IV-3 : Prévion de la puissance électrique consommée par la PAC en mode chauffage. Horizon de prévision de 5 heures.-----	122
Figure IV-4 : Prévion de la différence de température entre l'eau de départ et retour de la PAC en mode chauffage. Horizon de prévision de 5 heures.-----	123
Figure IV-5 : Prévion de la température du ballon d'ECS. Horizon de prévision de 5 heures. -----	124
Figure IV-6 : Prévion de la puissance électrique consommée par la PAC en mode ECS. Horizon de prévision de 5 heures. -----	124
Figure IV-7 : Prévion de la différence de température entre l'eau de départ et retour de la PAC en mode ECS. Horizon de prévision de 5 heures. -----	125
Figure IV-8 : Prévion de la température à l'intérieur du logement à partir des assemblages des modèles. Horizon de prévision de 5 heures. -----	126
Figure IV-9 : Prévion de la puissance électrique consommée par la PAC en mode chauffage à partir des assemblages des modèles. Horizon de prévision de 5 heures.-----	126
Figure IV-10 : Prévion de ΔT_{PAC} en mode chauffage à partir des assemblages des modèles. Horizon de prévision de 5 heures. -----	127
Figure IV-11 : Prévion de la température du ballon d'ECS à partir des assemblages des modèles. Horizon de prévision de 5 heures.-----	127
Figure IV-12 : Prévion de la puissance électrique consommée par la PAC en mode ECS à partir des assemblages des modèles. Horizon de prévision de 5 heures. -----	128
Figure IV-13 : Prévion de la ΔT_{PAC} en mode ECS à partir des assemblages des modèles. Horizon de prévision de 5 heures. -----	128
Figure IV-14 : Prévion de la température à l'intérieur du logement à partir des données du banc de test semi virtuel. Prévion pour un horizon de 5 heures-----	130
Figure IV-15 : Prévion de la puissance électrique consommée par la PAC en mode chauffage. Données du banc de test semi virtuel. Horizon de prévision de 5 heures. -----	131
Figure IV-16 : Prévion de ΔT_{PAC} en mode chauffage. Données du banc de test semi virtuel. Prévion pour un horizon de 5 heures-----	131
Figure IV-17 : Prévion de la température du ballon d'ECS. Données du banc de test semi virtuel. Horizon de prévision de 5 heures.-----	132
Figure IV-18 : Prévion de la puissance électrique consommée par la PAC en mode ECS. Données du banc de test semi virtuel. Horizon de prévision de 5 heures.-----	133
Figure IV-19 : Prévion de la ΔT_{PAC} en mode ECS. Données du banc de test semi virtuel. Horizon de prévision de 5 heures. -----	133
Figure V-1 : Prévion de la chute de la température intérieure -----	142
Figure V-2 : Processus de prévision de la chute de la température dans le ballon d'ECS-----	143
Figure V-3 : Prévion du temps et la puissance consommée pendant la charge du ballon d'ECS----	143
Figure V-4 : Prévion du temps et de la puissance consommée pendant la relance de chauffage --	144

Figure V-5 : Résultats de simulation avec une régulation type constructeur. -----	147
Figure V-6 : Résultats de simulation avec une loi d'eau adaptée au logement. La gestion de chauffage et ECS sont celles de la régulation du constructeur. -----	148
Figure V-7 : Résultats de simulation avec une loi d'eau adaptée au logement et une gestion de chauffage et ECS par l'aut-paramétreur.-----	149
Figure 0-1 : Puissance thermique fournie par la PAC en fonction de la température extérieure et la température de retour d'eau au condenseur-----	170
Figure 0-2 : Schéma du modèle de ballon d'ECS sous Modelica – Dymola -----	172
Figure 0-3 : Schéma du modèle de régulateur du compresseur -----	173
Figure 0-4 : Modulation de la fréquence du compresseur en fonction de la température extérieure -----	173
Figure 0-5 : Description du fonctionnement d'un graphe d'état-----	174
Figure 0-6 : Graphe d'états pour le calcul de la fréquence du compresseur-----	176
Figure 0-7 : Représentation de la fréquence du compresseur en fonction de la température de l'eau -----	177
Figure 0-8 : Diagramme des états du module « Témoin de besoins » -----	178
Figure 0-9 : Diagramme d'états pour la définition des intervalles de chauffage et ballon ECS-----	179
Figure 0-10 : Schéma du modèle de régulateur pour la gestion du chauffage et de l'ECS-----	180
Figure 0-11 : Diagramme d'états de la régulation de l'appoint électrique de la PAC -----	183
Figure 0-12 : Schéma de régulation de l'appoint électrique du ballon -----	184
Figure 0-13 : Composition du modèle de la maison individuelle sous Modelica – Dymola-----	185
Figure 0-14 : Assemblage des modèles de radiateur, robinet thermostatique et tuyaux -----	186
Figure 0-15 : Modèle de tuyau hydraulique sous Modelica-Dymola-----	186
Figure 0-16 : Modèle de radiateur sous Modelica – Dymola-----	187
Figure 0-17 : Relation entre le taux d'ouverture du robinet thermostatique et la différence de la température ambiante à la température de consigne (109)-----	187
Figure 0-18: Improvement of the development process of heating system technologies-----	191
Table 0-19: Comparison of different test benches to evaluate heating systems, according to real or simulated building, heat pump and weather conditions-----	193
Figure 0-20 : Detailed semi-virtual test bench scheme-----	195
Figure 0-21: Domestic Hot Water Tank instrumentation -----	196
Figure 0-22: Cooling water bench scheme -----	197
Figure 0-23: Cooling water unit platform -----	197
Figure 0-24 : Thermostat configuration -----	198

Figure 0-25: Test bench results for Jan 16 th : a) indoor air temperature, b) space heating water temperatures, c) DHW mode, d) heat mode, e) outdoor air temperature. -----	201
Figure 0-26: Test bench result when a non-adapted heating curve is set, March 3 rd : a) indoor air temperature, b) space heating water temperatures, c) space heating needs, d) DHW generation, e) outdoor air temperature-----	203
Figure 0-27: Domestic Hot Water behaviour, a) domestic hot water temperature in the tank and set point, b) HP condenser inlet and outlet water temperatures, c) tap water mass flow rate-----	204
Figure 0-28: Heat pump condenser and evaporator behaviour over a full day, a) space heating set point and indoor air temperature, b) water temperature difference across the HP condenser, c) evaporator inlet and outlet air temperatures, d) defrost status, e) backup heater status-----	205
Figure 0-29: Detail of the HP defrost process from 7 to 8 am, a) space heating set point and indoor air temperature, b) water temperature difference across the HP condenser, c) evaporator inlet and outlet air temperatures, d) defrost status, e) backup heater status-----	205
Figure 0-30: Comparison of indoor air temperature, outdoor air temperature and power consumption between a default heating curve and an adapted heating curve-----	207
Figure 0-31: Heating curves used for the comparison of heat pump performances-----	207
Figure 0-32: Test results from the 2 nd Apr: optimized DHW production during indoor set point change a) indoor air temperature, b) DHW tank temperature, c) DHW operation mode -----	208
Figure 0-33 : Schéma d'un réseau de neurones (type feed-forward) avec une seule couche cachée	211
Figure 0-34 : Schéma d'un réseau de neurones (103)-----	212
Figure 0-35 : Fonction de transfert échelon (103)-----	212
Figure 0-36 : Fonction de transfert linéaire (103)-----	212
Figure 0-37 : Fonction de transfert log-sigmoid (103)-----	213
Figure 0-38 : Architecture détaillée du modèle neuronal pour la prévision de la température intérieure du logement-----	215
Figure 0-39 : Architecture détaillée du modèle neuronal pour la prévision de la puissance électrique de la PAC en mode chauffage-----	216
Figure 0-40 : Architecture détaillée du modèle neuronal pour la prévision de la différence de température entre l'eau de départ et de retour de la PAC en mode chauffage -----	216
Figure 0-41 : Profils hebdomadaires du dérivé de la température mesurée par la sonde du ballon d'ECS -----	217
Figure 0-42 : Architecture détaillée du modèle neuronal pour la prévision de la température d'ECS	218
Figure 0-43 : Architecture détaillée du modèle neuronal pour la prévision de la puissance électrique de la PAC en mode ECS-----	218
Figure 0-44 : Architecture détaillée du modèle neuronal pour la prévision de la différence de température entre l'eau de départ et de retour de la PAC en mode ECS -----	219
Figure 0-45 : Évolution de la température intérieure de la maison -----	222

Liste de tableaux

Tableau I-1 : Règles de dimensionnement de la puissance nominale de la PAC et de l'appoint électrique	39
Tableau I-2 : Besoins d'ECS à 55°C à satisfaire pour différents modes de fonctionnement (9).....	40
Tableau II-1 : Comportement en mode ECS : erreur absolue moyen (MAE) entre le modèle et les mesures	68
Tableau II-2 : Paramètres étudiés	74
Tableau II-3 : SPF en fonction du paramétrage	81
Tableau III-1 : Lois d'eau calculées pour chaque semaine	93
Tableau III-2 : Différents types de modèles pour la commande prédictive	98
Tableau III-3 : Modèles de régression utilisées dans la littérature pour modéliser le comportement thermique du bâtiment.....	102
Tableau 0-1 : Entrées, sorties et paramètres du modèle de régulation de la fréquence du compresseur	174
Tableau 0-2 : Entrées, sorties et paramètres du modèle du régulateur pour la gestion du chauffage et l'ECS	180
Tableau 0-3 : Mode de fonctionnement de la PAC avec THERMOSTAT d'ambiance.....	181
Tableau 0-4 : Mode de fonctionnement de la PAC sans THERMOSTAT d'ambiance	181

Introduction générale

Réduire la dépendance énergétique vis-à-vis de pays tiers, lutter contre le réchauffement climatique tout en veillant à la compétitivité, sont les ambitions majeures des politiques énergétiques européennes. L'Union Européenne (UE) s'est ainsi fixé des objectifs pour l'énergie et le climat à trois échéances : 2020, 2030 et 2050. Les objectifs pour 2020 sont de réduire les émissions de gaz à effet de serre de 20 % (par rapport aux niveaux de 1990) ; porter à 20 % la part des énergies renouvelables dans la consommation d'énergie de l'UE et améliorer l'efficacité énergétique de 20%.

La déclinaison de ces objectifs à l'échelle de la France se traduit par un effort considérable dans le secteur du bâtiment, notamment au travers des réglementations thermiques, dans la mesure où celui-ci représente 44% du bilan énergétique national (consommation en énergie finale) et contribue à hauteur de 20% aux émissions de gaz à effet de serre. Concernant le secteur du bâtiment résidentiel, le chauffage et la production d'eau chaude sanitaire représentaient en 2013, respectivement, 61,2% et 12,1% de la consommation d'énergie finale des logements (Chiffres Clés ADEME 2013).

Dans un contexte de nécessaire amélioration de l'efficacité énergétique, ces derniers chiffres mettent en évidence les enjeux liés à la performance des systèmes de production de chauffage et d'eau chaude sanitaire dans les bâtiments résidentiels. Le développement de technologies énergétiquement performantes, peu émettrices de CO₂ et économiquement compétitives, destinées à remplacer les produits à base d'énergie fossile, est ainsi devenu un sujet de recherche majeur pour les industriels présents sur le marché français et plus largement sur le marché européen. Parmi ces technologies, la pompe à chaleur (PAC) air/eau double service, produisant le chauffage et l'eau chaude sanitaire (ECS), offre une solution à la fois efficace et techniquement mature.

Les laboratoires et industriels du secteur ont ainsi réalisé des investissements importants en R&D, pour développer des systèmes de plus en plus performants à des prix de plus en plus intéressants. Aujourd'hui, les fabricants de PAC proposent une variété de produits qui tente de répondre aux besoins thermiques de chaque logement. Cependant, la performance énergétique intrinsèque, la maturité technique et la diversité des produits proposés ne sont pas suffisantes pour garantir la rentabilité et le gain d'efficacité énergétique attendus : les performances et les coûts de mise en œuvre réels d'une PAC, au-delà des performances nominales mesurées en laboratoire et des catalogues des fabricants, sont en effet très dépendants de l'installation et de l'exploitation. Des erreurs de conception ou de mise en œuvre d'installations (paramétrage notamment) basées sur des PAC air/eau sont encore souvent constatées ; avec pour conséquences des performances inférieures aux attentes et des coûts d'installation élevés.

Cet aspect est particulièrement sensible dans le cas de la rénovation où, les particularités de chaque logement – le niveau d'isolation thermique, le réseau de radiateurs existant et le comportement des utilisateurs – obligent les constructeurs à prévoir un grand nombre de paramètres de régulation pour permettre l'adaptation de la PAC au logement. Ce grand nombre de paramètres à renseigner lors de la mise en service (plus de 50 en moyenne) fait de cette étape un processus long et compliqué pour l'installateur ; la maîtrise de l'impact de ces paramètres n'est pas triviale, ce qui contraint fréquemment à la mise en service des pompes à chaleur avec un paramétrage par défaut. Cette

configuration est loin d'être optimale pour la consommation énergétique et le confort des utilisateurs. De même, elle peut engendrer des dysfonctionnements du système, impliquant le rappel de l'installateur pour les résoudre.

L'automatisation de cette phase de paramétrage au moment du démarrage de la PAC, sans intervention de l'installateur, permettrait d'éviter ces écueils. Une adaptation permanente de ces paramètres au cours du fonctionnement de la PAC permettrait par ailleurs de garantir des performances optimales en continu. Ce travail de thèse s'est ainsi fixé pour objectif de réaliser cet auto-paramètreur pour les pompes à chaleur air/eau double service, qui produisent à la fois le chauffage et l'ECS.

Cette thèse propose ainsi une méthode de paramétrage auto-adaptatif qui modifie les valeurs « sortie d'usine » des paramètres pour les adapter au réseau d'émetteurs, à la réponse thermique du bâtiment et aux habitudes de consommation d'ECS des occupants. Les paramètres sont adaptés à partir des capteurs déjà en place sur la PAC.

L'objectif scientifique de la thèse porte d'abord sur l'identification des paramètres clés de la PAC, ceux qui influencent le plus la consommation. Les principales fonctions à optimiser en sont déduites : ajustement de la loi d'eau, méthode de choix des meilleures séquences de production d'ECS, anticipation de la relance du chauffage. L'objectif est d'optimiser en permanence les performances tout en garantissant le confort. Ces objectifs ont été atteints en développant les algorithmes de contrôle optimisés à partir d'un modèle numérique dynamique détaillé de la PAC et des systèmes de distribution de chaleur et de stockage d'ECS. Des modèles neuronaux de prévision de la réponse thermique du bâtiment, du stock d'ECS et de la PAC ont été développés pour ce contrôle optimisé. Les modèles et algorithmes développés ont été validés numériquement et les performances de la PAC comparées à celles obtenues avec un contrôle classique sans auto-paramétrage. Les solutions proposées ont été appliquées et testées durant une saison de chauffage sur une PAC réelle sur un banc d'essai semi-virtuel (climat réel et bâtiment virtuel).

Structure du document

Ce manuscrit décrit le travail réalisé au travers de cinq chapitres.

Le premier chapitre traite du fonctionnement, de l'installation et de la mise en service des pompes à chaleur air/eau double service. Les systèmes de régulation actuels sont décrits. Une description des pratiques de dimensionnement et des démarches pour l'analyse du besoin thermique du logement est également présentée.

Le deuxième chapitre aborde l'impact du paramétrage sur la consommation électrique et le confort thermique. Une étude de sensibilité aux paramètres de ces systèmes a été réalisée au moyen de simulations numériques et au travers d'un banc de test semi-virtuel. À partir de cette étude, les fonctions essentielles d'auto-paramétrage ont été identifiées.

Le troisième chapitre décrit les méthodes d'auto-paramétrage qui permettent d'automatiser le réglage des fonctions du système préalablement identifiées. Des modèles neuronaux ont été utilisés pour la prévision du comportement du système.

Le quatrième chapitre décrit la construction des modèles de prévision et évalue leurs performances à partir de deux types de données : des données issues de simulations à partir des modèles décrits dans le chapitre II et des données issues d'un banc d'essais semi-virtuel, également décrit dans le chapitre II.

Finalement, le cinquième chapitre décrit le système de régulation développé qui inclut l'assemblage des différents modèles de prévision développés précédemment. Des règles d'expert ont alors été élaborées pour anticiper, à partir de cette prévision, la modification des paramètres afin d'optimiser le compromis entre consommation électrique et confort. Les résultats de comparaison du système réalisé avec un système classique basé sur le paramétrage par défaut réalisé en usine sont présentés. Cette comparaison a été réalisée d'abord au travers de simulations numériques, avec les modèles développées dans le chapitre II. Dans un deuxième temps, cette comparaison a été faite sur une pompe à chaleur réelle grâce au banc de test semi virtuel développé décrit dans le deuxième chapitre.

Pour des raisons de confidentialité, les détails de la construction des modèles d'auto-paramétrage et des règles d'expert sont reportés dans des annexes non publiables.

Chapitre I :

Installation et mise en service de pompes à chaleur air/eau double service

Ce chapitre fait une description du système ciblé pour l'étude : la pompe à chaleur double service comme système pour la production de chauffage et d'eau chaude sanitaire. D'abord, un rappel des principaux enjeux énergétiques des bâtiments résidentiels met en lumière le positionnement intéressant de ce système. Ensuite, une description de la PAC air/eau double service et des systèmes de régulation actuellement associés est réalisée. On prête particulièrement attention au processus d'installation de la pompe à chaleur et à sa mise en service, étapes clés pour son bon fonctionnement.

I - 1. La pompe à chaleur air/eau double service comme solution aux enjeux énergétiques du bâtiment résidentiel en rénovation

Avec la majorité des résidences principales construites avant la première réglementation thermique de 1974, le parc de logements français présente des consommations énergétiques très élevées (consommation unitaire moyenne d'énergie finale en 2012 : 180 kWh/m².an et émissions de CO₂ de 29 kg CO₂/m² (1)). Cette situation explique que les logements français représentent en 2013 28% (475,7 TWh) de la consommation énergétique finale en France métropolitaine et 20% des émissions de CO₂ (1).

Une segmentation par usage de cette consommation résidentielle, comme on peut l'observer dans la Figure I-1, montre que le chauffage représente 67 % de la consommation énergétique de ce secteur et 76% des émissions de CO₂. La production d'eau chaude sanitaire correspond à 11% de la consommation et 10% des émissions de CO₂. Dans un objectif, national et européen, d'amélioration de l'efficacité énergétique des bâtiments, il semble évident qu'il faut accorder une importance particulière à la rénovation thermique et la diffusion de systèmes de chauffage et de production d'ECS efficaces.

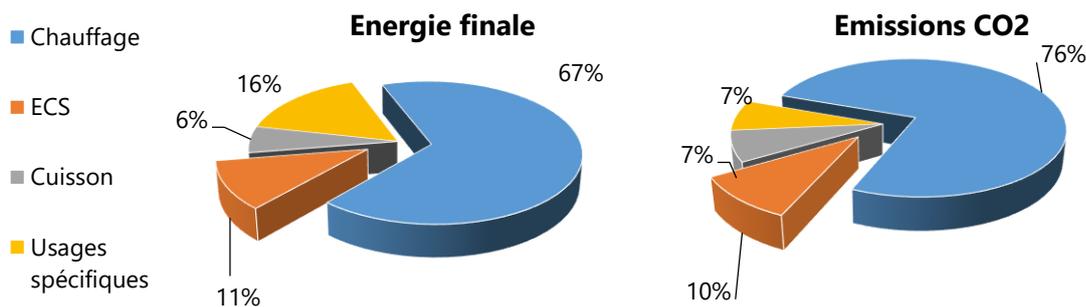


Figure I-1 : Parc français de résidences principales. Consommation énergie finale par usage, à gauche, et émissions de CO₂ par usage, à droite (Source : Chiffres clés ADEME 2014)

Un des leviers pour répondre à cet enjeu est la rénovation des systèmes les moins performants et les plus émetteurs d'émissions de gaz à effet de serre. Dans la Figure I-2 on peut observer une comparaison des performances énergétiques des technologies de chauffage et ECS en fonction de leur efficacité, sous forme de rendement énergétique en énergie primaire, et de leur taux d'utilisation d'énergie renouvelable local. Les plus hauts rendements correspondent aux systèmes comme la pompe à chaleur (PAC), les systèmes solaires combinés et les chaudières gaz à condensation. Si le critère du taux d'énergie renouvelable local (et donc de moindres émissions de CO₂) est aussi pris en compte, la PAC est le système qui présente le meilleur compromis.

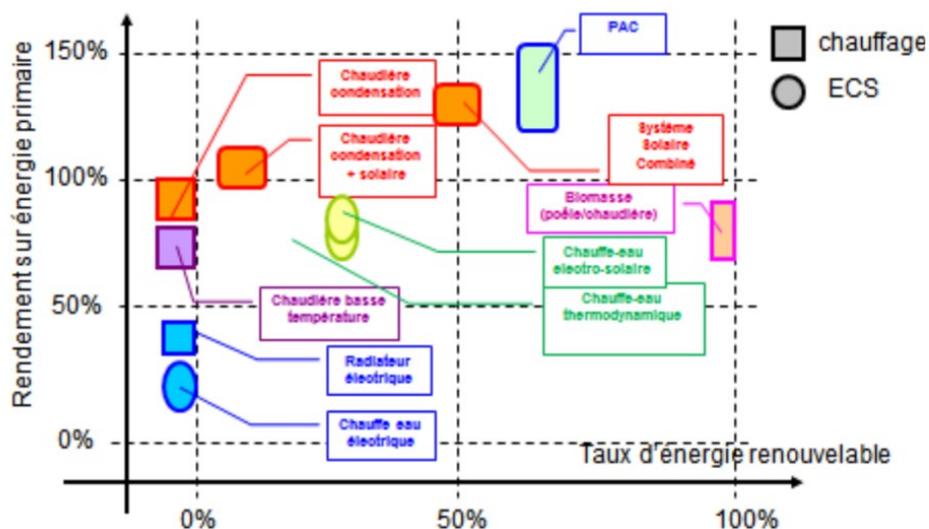


Figure I-2 : Performances énergétiques de différents systèmes de chauffage (ADEME 2014)

Pour connaître les possibilités réelles d'implantation de ces systèmes il faut analyser la situation du parc résidentiel français. Parmi les 18,8 millions de maisons individuelles en France, 15,75 millions sont des résidences principales (2). 14,3 millions de ces résidences se prêtent au marché de la rénovation de leurs systèmes de chauffage et ECS (3,3 millions de maisons sont actuellement chauffées au fioul, 5,5 millions au gaz et 5,5 millions avec l'électricité (3)). Ainsi les maisons équipées de convecteurs électriques (rénovation électrique) ont la possibilité de remplacer leurs systèmes par des PAC air/air, pour le chauffage, et par des chauffe-eau thermodynamiques et/ou solaires, pour l'ECS. Dans le reste du parc, les maisons possédant des radiateurs et/ou des planchers chauffants (marché rénovation fioul et gaz : 8,8 millions de maisons individuelles), ont la possibilité de remplacer les anciennes chaudières à gaz ou à fioul par des systèmes plus performants comme les pompes à chaleur sur vecteur eau.

En 2016, le parc existant de ces systèmes représente 772 000 unités (PAC hybrides – 0,3%, PAC géothermiques – 18,1% et PAC aérothermiques – 81,6% (3)), soit moins de 9% du marché potentiel de 8,8 millions de maisons individuelles identifié précédemment. Le potentiel de développement des pompes à chaleur est donc très important et les industriels du secteur sont d'ailleurs nombreux à tenter d'investir le marché de la rénovation avec des produits de plus en plus diversifiés et performants. Cependant, les performances (au-delà des performances nominales mesurées en laboratoire) et les coûts de mise en œuvre réels d'une PAC, sont très dépendants de l'installation et de l'exploitation. Ce potentiel décalage, mis en évidence et quantifié dans le chapitre II, entre les attentes liées aux chiffres annoncés par les fabricants en termes de performances et de coûts, et la réalité peut constituer un frein important au déploiement de ces systèmes.

Cette étude vise donc l'amélioration du processus d'installation et d'exploitation des PAC air/eau double service pour en optimiser les performances et les coûts. Avant de l'aborder, la section suivante permet d'analyser le comportement et les phases d'installation et de mise en service de ces systèmes.

I - 2. Principes de fonctionnement de pompes à chaleur air/eau double service

I - 2. 1. Description du système

La pompe à chaleur est une machine thermodynamique, permettant de transférer l'énergie d'une source froide extérieure vers un puits chaud, lieu de consommation de cette énergie. Ce transfert d'énergie est effectué grâce à un cycle thermodynamique fermé effectué par un fluide, dit fluide frigorigène.

Selon la source de chaleur extérieure, on parle de pompes à chaleur géothermiques (sol ou eau comme source) ou de pompes à chaleur aérothermiques (air comme source).

I - 2. 1. 1. Principes de fonctionnement

Indépendamment de la source d'énergie, le principe de fonctionnement pour toutes les PAC est le même : il s'agit d'un système formé principalement d'un évaporateur, un compresseur, un condenseur et un détendeur. Comme évoqué en introduction de cette section, ces éléments font partie d'un circuit fermé dans lequel circule un fluide frigorigène.

Le fluide frigorigène change d'état à des températures proches de notre environnement quand on modifie sa pression. Les caractéristiques thermodynamiques (pression, température, enthalpie) d'un fluide ainsi que ses différents états (liquide ou vapeur) peuvent être représentés graphiquement sur son diagramme pression-enthalpie (cf. Figure I-3). L'utilisation de ce diagramme permet de représenter d'une manière simple l'évolution du fluide frigorigène au cours de chaque transformation.

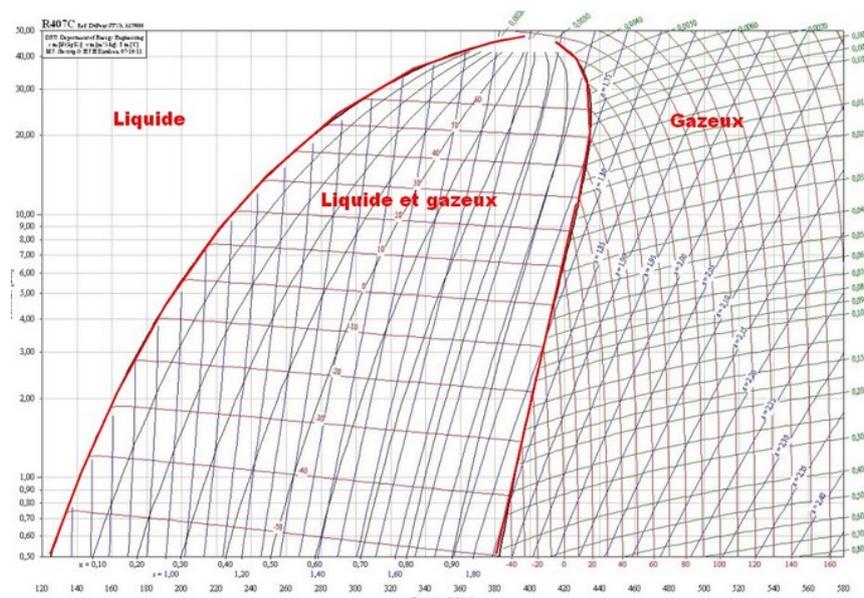


Figure I-3 : Diagramme pression enthalpie du fluide frigorigène R407C

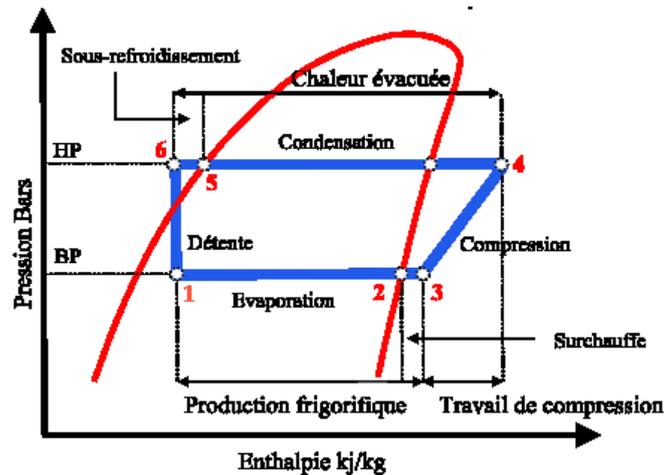


Figure I-4 : Cycle thermodynamique du fluide frigorigène (4)

La Figure I-4 représente ainsi l'ensemble du cycle thermodynamique sur une version très schématique d'un diagramme pression-enthalpie.

À l'état 1, le fluide frigorigène est à basse pression, basse température et légèrement diphasique. Les transformations 1-2 et 2-3 se déroulent dans l'évaporateur de la PAC. Au cours de ces transformations, le fluide frigorigène extrait de l'énergie de la source froide, d'abord pour se vaporiser (transformation 1-2), puis pour se surchauffer (transformation 2-3). Cette surchauffe du fluide frigorigène avant son entrée dans le compresseur est essentielle afin que celui-ci soit alimenté uniquement en fluide à l'état vapeur. Le détendeur a ainsi un rôle de régulation du débit de fluide frigorigène (par la modification de sa section de passage) pour maintenir la surchauffe à un niveau suffisant.

À la sortie de l'évaporateur (point 3), le fluide frigorigène est donc à l'état de vapeur surchauffée basse pression et basse température. Il entre alors dans le compresseur, qui élève sa pression et sa température (transformation 3-4). Il arrive dans le condenseur à l'état de vapeur haute pression et haute température. Il subit alors trois transformations au cours desquelles il cède de l'énergie au puits chaud, d'abord la désurchauffe, puis la condensation et enfin le sous-refroidissement. Il sort du condenseur (6) sous forme de liquide sous-refroidi et entre dans le détendeur dans lequel la baisse brutale de pression (et de température) induit une vaporisation partielle. Le fluide frigorigène revient alors à l'état 1 à l'évaporateur.

I - 2. 1. 2. Énergies échangées et performances d'une pompe à chaleur

i) Énergies échangées

Les énergies échangées au cours du cycle thermodynamique sont représentées schématiquement sur la Figure I-5.

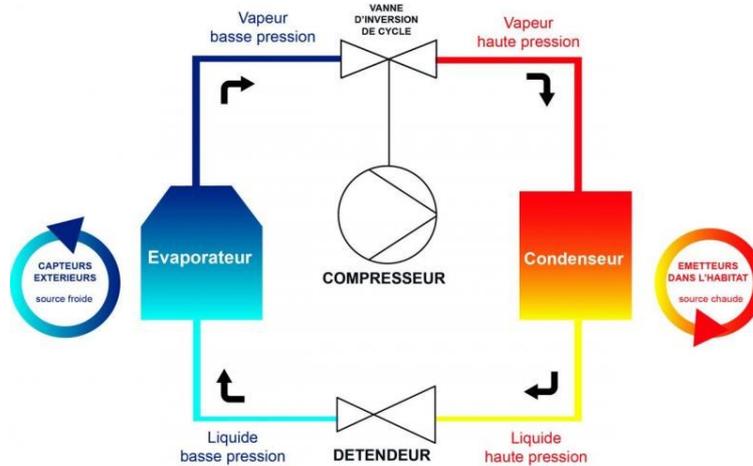


Figure I-5 : Schéma du fonctionnement d'une PAC

À l'évaporateur, le fluide frigorigène extrait une énergie $Q_{\text{évap}}$. Au compresseur, ce fluide absorbe une énergie W_{comp} , correspondant à l'énergie électrique fournie au moteur du compresseur, corrigée du rendement de ce dernier. Ce rendement tient compte des pertes électriques, mécaniques et thermiques du compresseur. 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 (I-1) :

$$Q_{\text{cond}} = Q_{\text{évap}} + W_{\text{comp}} \quad (\text{I-1})$$

ii) Performances des pompes à chaleur

Les énergies échangées permettent de définir les performances d'une pompe à chaleur, sous la forme d'un coefficient de performance (COP). Il existe plusieurs COP selon les performances que l'on souhaite caractériser.

En premier lieu, on peut définir le COP de Carnot, ou COP théorique, qui caractérise les performances du cycle idéal, sans perte, où la température de changement d'état du fluide frigorigène est égale à la température des sources. Le COP est alors égal au ratio entre la température de condensation (en K) et l'écart de température entre les sources.

$$\text{COP}_{\text{carnot}} = \frac{T_{\text{condensation}}}{T_{\text{condensation}} - T_{\text{évaporation}}} \quad (\text{I-2})$$

On utilise communément le COP dit réel, qui est le rapport de l'énergie totale obtenue sur l'énergie dépensée. Il est calculé de manière instantanée, pour un régime de températures des sources donné.

$$\text{COP}_{\text{réel}} = \left(\frac{Q_{\text{condenseur}}}{W_{\text{électrique}}} \right)_{1 \text{ régime de temp}} \quad (I-3)$$

Ce COP tient compte du cycle réel et donc des pertes. Il est bien inférieur au COP de Carnot et se situe, pour les meilleures machines, à environ 50% de ce COP théorique.

Enfin, on peut définir le COP saisonnier, ratio entre la chaleur fournie au condenseur et l'énergie électrique absorbée par la PAC. Il s'agit d'un COP moyenné sur la saison de chauffage.

$$\text{COP}_{\text{saisonnier}} = \left(\frac{Q_{\text{fournie}}}{W_{\text{consommée}}} \right)_{\text{saison}} \quad (I-4)$$

Il est à noter que si le COP de Carnot n'est que théorique, il met en évidence la dépendance des performances au niveau de températures des sources et en particulier à l'écart entre ces températures. Plus cet écart est important, moins le COP est élevé.

I - 2. 1. 3. Spécificités des pompes à chaleur air/eau

i) Variabilité de la température de la source froide

La particularité des PAC aérothermiques réside dans la grande variation que peut subir la température de la source froide (air extérieur). Ce point est d'autant plus important que la puissance thermique fournie diminue avec la baisse de la température d'évaporation, cf. Figure I-6. En effet, lorsque la température d'évaporation diminue, le détendeur doit réduire le débit de fluide frigorigène pour maintenir la surchauffe à l'évaporateur, entraînant une baisse des puissances échangées au cours du cycle. En deçà d'une certaine valeur de température d'évaporation, la PAC ne peut plus fonctionner. La température d'air extérieur correspondant à cette température d'évaporation minimale est appelée température d'arrêt et se situe entre -20 et -15 °C selon les modèles de PAC air/eau présents sur le marché français.

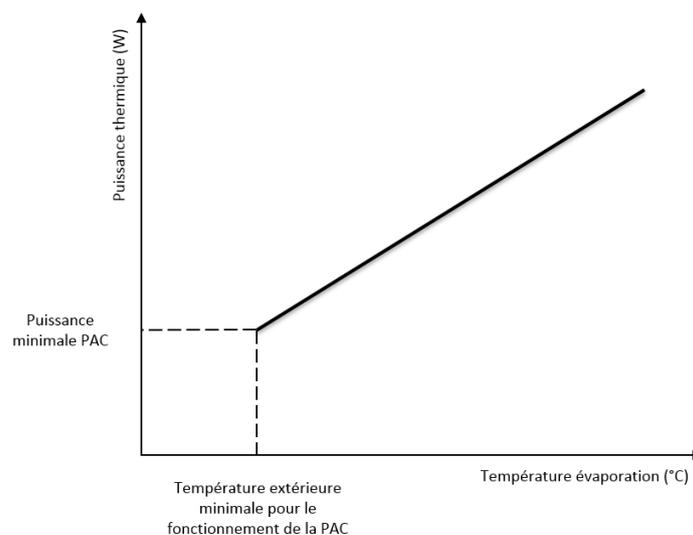


Figure I-6 : Puissance thermique disponible d'une PAC en fonction de la température d'évaporation

ii) Givrage de l'évaporateur

Dans le cas de la PAC air/eau (des PAC aérothermiques de manière générale), les puissances et les performances peuvent également être impactées par le phénomène de givrage à l'évaporateur. En effet, l'air extérieur constituant la source froide de la PAC contient de la vapeur d'eau, qui se condense sur les parois de l'évaporateur. Lorsque les parois de l'évaporateur sont à température négative, il se forme une couche de givre, s'épaississant progressivement tant que l'évaporateur reste à faible température. Il convient alors de stopper le fonctionnement normal de la PAC pour dégivrer l'évaporateur. Deux méthodes sont principalement utilisées (5):

- Le dégivrage par gaz chauds : le condenseur et le détendeur sont court-circuités, le fluide frigorigène vapeur haute pression et haute température sortant du compresseur est envoyé via une vanne 3 voies directement vers l'entrée de l'évaporateur. Ce système de dégivrage est très simple mais seule l'énergie du compresseur est utilisée, rendant l'opération (et donc l'arrêt de la fonction chauffage) longue. Cette technique a donc tendance à disparaître au profit de la méthode ci-dessous.
- Le dégivrage par inversion de cycle : il s'agit d'inverser la fonction des échangeurs, le condenseur devient évaporateur et l'évaporateur devient condenseur. Cette inversion est réalisée au moyen d'une vanne 4 voies positionnée en aval du compresseur. Cette méthode nécessite également 2 détendeurs.

I - 2. 2. Pompe à chaleur air/eau double service

Dans le cas des pompes à chaleur air/eau double service, l'énergie prélevée dans l'air extérieur est transférée soit dans un circuit d'eau chaude de l'installation de chauffage, soit dans un ballon de stockage d'eau chaude sanitaire.

Le système cible de cette étude peut donc être divisé en trois sous-systèmes (voir Figure I-7) : la partie de production, le réseau de chauffage et le ballon de stockage d'ECS. Une vanne trois voies (V3V) relie la partie de production d'eau chaude aux deux autres systèmes. La particularité d'une pompe à chaleur double service est la production non-simultanée de chauffage et d'ECS.

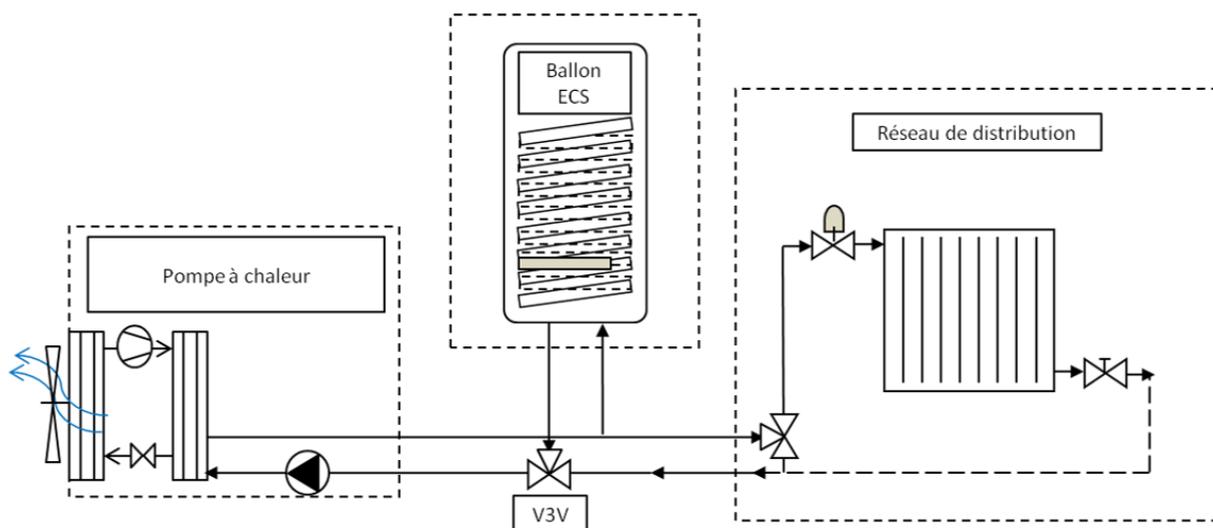


Figure I-7 : Schéma d'une pompe à chaleur air/eau double service

I - 2. 2. 1. Unité de production d'eau chaude

L'unité de production d'eau chaude est composée de :

- les composants du cycle thermodynamique : le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur ;
- les ventilateurs de l'évaporateur ;
- le module hydraulique avec la pompe à eau, un ballon de découplage et une résistance électrique qui fonctionne en appoint du chauffage ;
- le contrôleur chargé de piloter tout le système.

Par rapport à l'architecture de la distribution des composants, différentes configurations existent sur le marché, voir Figure I-8 :

- monobloc (10% du marché en 2015 (3)), qui intègre tous les composants dans la même unité, intérieure ou extérieure ;
- bi-bloc (90% du marché en 2015), divisée en deux unités reliées par des canalisations de fluide frigorigène :
 - o L'unité extérieure avec les ventilateurs, le compresseur, le détendeur et l'évaporateur.
 - o L'unité intérieure avec le condenseur, le module hydraulique et le contrôleur.

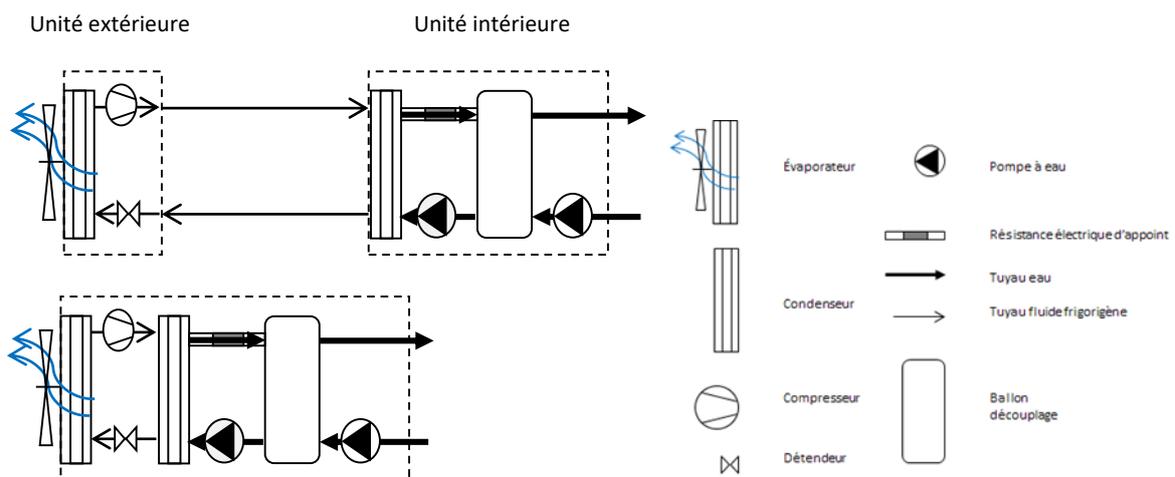


Figure I-8 : Configurations de PAC air/eau double service (monobloc en bas, bi-bloc en haut)

I - 2. 2. 2. Réseau de chauffage

Le réseau de chauffage distribue la chaleur dans les pièces du logement. Il est composé principalement des tuyaux de distribution, des vannes pour l'équilibrage du débit et des émetteurs de chaleur.

La puissance émise par un émetteur de chaleur est décrite selon (6) par l'équation (I-5) :

$$\dot{Q} = h \cdot S [T_{\text{émetteur}} - T_{\text{air}}]^n \quad (I-5)$$

Pour transférer une puissance donnée \dot{Q} (W) et maintenir la température d'air intérieur T_{air} (K) à la consigne, un émetteur de chaleur devra avoir une température $T_{\text{émetteur}}$ (K) (il s'agit de la température moyenne d'eau dans le radiateur) d'autant plus élevée que sa surface d'échange S (m^2) et/ou le coefficient d'échange h ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$) sont faibles.

Dans le cas du chauffage résidentiel, trois types d'émetteurs sont généralement utilisés : le ventilo-convecteur, le plancher chauffant et le radiateur.

- Ventilo-convecteur, système d'émission de chaleur par convection forcée. Des ventilateurs soufflent l'air à travers des échangeurs ou l'eau chaude circule. Leur principale caractéristique est leur faible inertie. Leur principal inconvénient est leur coût de fonctionnement dû à la consommation des auxiliaires. Ayant un coefficient d'échange moyen à élevé, ces émetteurs acceptent des températures d'eau moyennes, de l'ordre de 45 °C.
- Plancher chauffant, système d'émission de chaleur par le sol par convection naturelle et rayonnement. Il est composé de tuyaux enfouis à l'intérieur d'une dalle à travers lesquels l'eau chaude circule. Pour des raisons de santé des occupants, un plancher chauffant ne doit pas entraîner une température de surface supérieure à 28 °C, impliquant une production d'eau chaude de l'ordre de 35 °C. Ce sont des émetteurs spécialement adaptés aux PAC car la basse température de la boucle d'eau chaude maximise leurs performances. Cependant, la grande inertie de ces systèmes implique des réponses aux variations de température lentes (de l'ordre de quelques heures).
- Radiateurs, systèmes d'émission de chaleur par convection naturelle et rayonnement. Ils sont fabriqués en différents matériaux dont les plus courants sont l'acier, la fonte et l'aluminium. En fonction du type de matériel, l'inertie thermique du radiateur sera plus ou moins forte, ce qui influencera le temps de réponse aux changements de température de consigne. La surface d'échange d'un radiateur peut être très variable d'un modèle à l'autre. Les radiateurs peuvent fonctionner à des régimes de températures d'eau qui peuvent varier de 30 à 90 °C

Les émetteurs les plus couramment rencontrés dans les maisons individuelles en rénovation sont des radiateurs à relativement haute température (de 50 à 80 °C) : dans ces maisons peu isolées, la puissance à restituer est souvent importante et nécessite des températures moyennes à élevées, selon la surface d'échange des radiateurs. Il existe donc une très grande variété d'émetteurs auxquels la PAC doit s'adapter.

1 - 2. 2. 3. Ballon d'eau chaude sanitaire

La production instantanée d'ECS demande entre 14 et 25 kW (7) de puissance thermique pour une utilisation classique en résidentiel, correspondant à des soutirages à 40 °C à des débits compris entre 7 et 12 l/min. Les systèmes thermodynamiques comme la pompe à chaleur, dont le prix et l'encombrement sont directement dépendants de leur puissance thermique, ne sont donc pas adaptés à une production d'ECS instantanée. Il est plus efficace d'utiliser un stockage thermique afin d'avoir un volume d'eau chaude suffisant pour à la fois satisfaire les soutirages des utilisateurs et limiter la puissance du système de production.

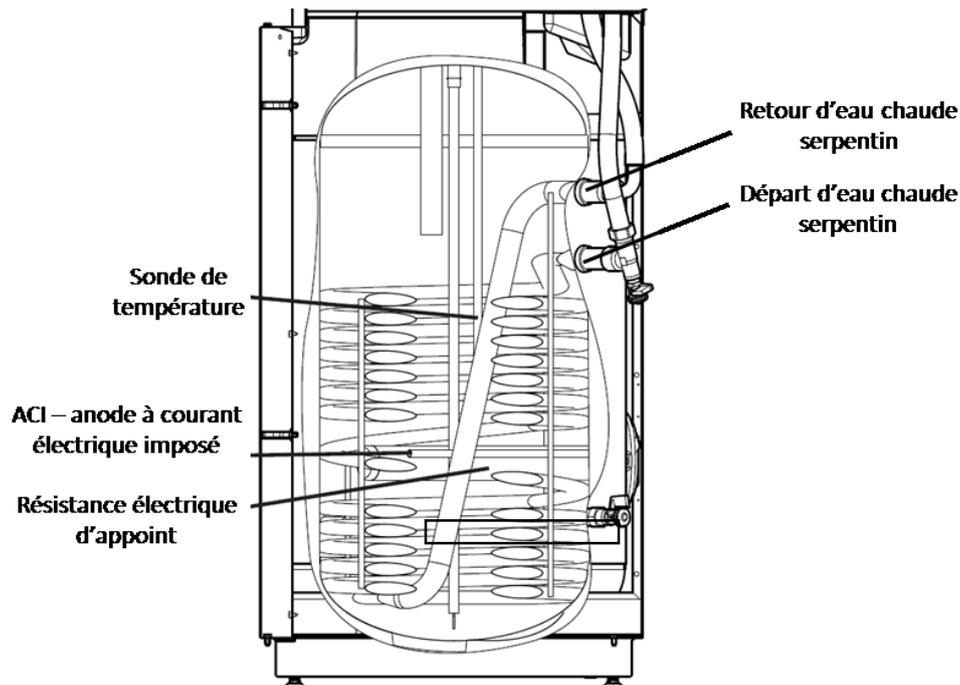


Figure I-9 : Schéma d'un ballon d'ECS avec serpentin submergé et résistance électrique d'appoint

Ce stockage est réalisé avec un ballon dont le volume est adapté aux besoins du logement. Le réchauffage du ballon se fait via un échangeur en forme de serpentin immergé. La PAC chauffe une boucle d'eau qui circule dans le serpentin. En cas de grands besoins d'ECS ou d'une puissance insuffisante de la PAC, il est prévu de chauffer le ballon d'ECS avec une résistance électrique commandée par le système de régulation de la PAC. Le serpentin occupe généralement entre 60% et 90% de la hauteur du ballon (comme l'on peut observer dans la Figure I-9). La PAC doit donc adapter ses modes de réchauffage au volume de stockage installé et aux besoins.

I - 2. 3. Fonctions de la pompe à chaleur et leur régulation

Les deux fonctions du système étudié sont la production du chauffage et de l'ECS. La production des deux ne pourra pas être faite simultanément, en fonctionnement 100% thermodynamique, car l'eau chaude chauffée dans le condenseur est envoyée soit au circuit de radiateurs soit au serpentin du ballon d'ECS. Si les deux besoins apparaissent en même temps, la résistance électrique d'appoint dans le ballon d'ECS peut fonctionner quand la PAC se trouve en mode chauffage.

Les détails des fonctions ainsi que la régulation sont donnés ci-dessous.

I - 2. 3. 1. Chauffage

L'objectif de la PAC en mode chauffage est de maintenir la température intérieure du logement à la consigne donnée par les occupants. En fonction de la température extérieure, les besoins de chauffage varient. En conséquence, la puissance thermique de la pompe à chaleur doit être adaptée. Plusieurs types de régulation permettent la modulation de cette puissance :

i) Régulation en boucle fermée

La régulation en boucle fermée prend en compte des mesures de la température intérieure pour modifier la puissance thermique émise dans les pièces. Deux configurations sont généralement utilisées : le thermostat d'ambiance et les robinets thermostatiques.

- Thermostat d'ambiance

Système dont l'objectif est de détecter un besoin de chauffage ou une surchauffe (en fonction de la température intérieure par rapport à la consigne). Il commande directement l'organe de production de chaleur. Une bande morte est utilisée pour éviter des cycles trop courts (cf. Figure I-10). Historiquement, avec cette régulation, le système de chauffage fonctionnait à pleine puissance quand il y avait des besoins de chauffage, avec un fonctionnement « tout ou rien ». Aujourd'hui, la majorité des PAC est équipée d'un compresseur entraîné à vitesse variable, permettant d'ajuster le débit de fluide frigorigène et donc la puissance thermique délivrée en fonction d'une mesure de température extérieure et/ou de température intérieure. Ceci permet de limiter le cyclage et les variations rapides de la température intérieure.

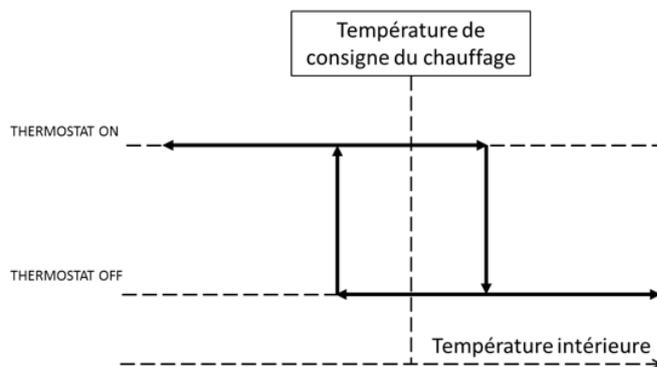


Figure I-10 : Schéma du fonctionnement du thermostat

- Robinets thermostatiques

Système installé à l'entrée du radiateur qui permet de réguler automatiquement la puissance émise par celui-ci afin de maintenir constante la température de la pièce (8). À l'intérieur du robinet, un mécanisme permet la fermeture et l'ouverture d'une vanne grâce à la dilatation d'un fluide en fonction de la température ambiante (cf. Figure I-11). La puissance du radiateur est en conséquence modifiée par la variation du débit qui le traverse.

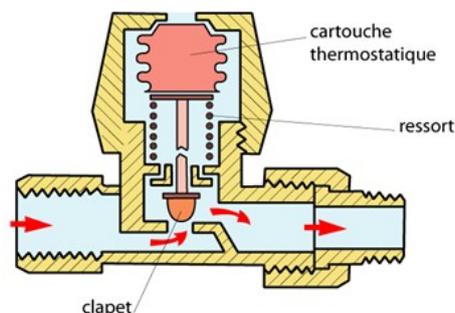


Figure I-11 Schéma du fonctionnement du robinet thermostatique

ii) Régulation en boucle ouverte

La régulation en boucle ouverte modifie le fonctionnement de l'organe de production de chaleur en fonction de la température extérieure du logement. Cette régulation est basée sur le principe que les déperditions thermiques d'un logement (et donc ses besoins de chauffage) sont "inversement proportionnelles" à la température extérieure. Ainsi, afin de maintenir la même température intérieure, la puissance thermique à fournir sera plus importante à des températures basses.

Dans le cas des PAC air/eau, le vecteur de transmission de chaleur est l'eau. La régulation en boucle ouverte consiste donc en une loi donnant la température de départ d'eau chaude depuis le condenseur de la PAC en fonction de la température extérieure. Cette loi est appelée *loi d'eau* et dépend des facteurs suivants :

- les caractéristiques d'isolation du bâtiment,
- le niveau de ventilation,
- les déperditions complémentaires dues à l'action du vent,
- la taille des radiateurs,
- l'équilibrage hydraulique du réseau des radiateurs,
- la consigne de température intérieure,
- les apports thermiques externes (soleil) et internes (cuisson, occupants, équipements électriques...).

Le paramétrage de la loi d'eau se fait généralement lors de la mise en service du système et on conçoit la difficulté à le réaliser.

iii) Combinaisons de boucle fermée et ouverte

La plupart des installations présentent une combinaison de régulation de boucle ouverte et fermée. La régulation en boucle ouverte ou loi d'eau assure une régulation de la puissance de chauffage par rapport à la température extérieure. De son côté, la boucle fermée permet d'éviter des surchauffes. Trois configurations sont possibles :

- Loi d'eau et thermostat d'ambiance. Le thermostat est installé dans une pièce dite témoin et détecte les surchauffes et les besoins de chauffage.
- Loi d'eau et robinets thermostatiques dans toutes les pièces. La température des pièces est régulée localement par les robinets thermostatiques, par ajustement du débit dans chaque radiateur.
- Loi d'eau, thermostat d'ambiance dans une pièce témoin et robinets thermostatiques dans le reste des pièces. Le thermostat gère la mise en marche et l'arrêt de la pompe à chaleur. Les robinets thermostatiques régulent localement la température des pièces.

I - 2. 3. 2. Eau chaude sanitaire

La pompe à chaleur double service doit maintenir un volume suffisant d'eau chaude pour satisfaire les soutirages du logement. La PAC peut réchauffer le ballon d'ECS soit avec la circulation d'eau chaude dans le serpentin, soit avec la résistance électrique soit avec les deux. La température de consigne du ballon peut être réglée. Des températures de consigne inférieures à la température maximale de départ d'eau chaude de la PAC permettent le réchauffage uniquement en mode thermodynamique. Pour des températures supérieures, la résistance électrique d'appoint est nécessaire.

En fonction de la température intérieure et du paramétrage de la PAC, le réchauffage sera fait par la PAC, la résistance électrique ou les deux en même temps.

Plusieurs modes de régulation sont utilisés :

i) Régulation par rapport à la température du ballon d'ECS

Le réchauffage du ballon se déclenche dès que la température mesurée dans le ballon (normalement mesurée à 70% de la hauteur du ballon) descend en-dessous de la consigne moins une certaine différence de température. Par exemple, si la consigne est fixée à 55 °C, et le différentiel à 5°C, le réchauffage commence dès 50 °C mesurés.

La consigne peut varier en fonction de l'heure de la journée et de la saison afin d'optimiser les performances du système.

ii) Régulation horodatée

Comme dans le cas précédent, une consigne de température est fixée mais le réchauffage suit des horaires fixes au cours de la journée.

Pour des volumes de ballons adaptés à la consommation des utilisateurs, un réchauffage par jour est suffisant. En raison d'un prix de l'électricité plus bas pendant la nuit, plusieurs systèmes sont configurés pour réaliser les réchauffages pendant la période nocturne.

Pour des tailles de ballon plus petites, plusieurs réchauffages sont nécessaires. Dans ce cas, les systèmes assurent les soutirages du matin et du soir avec des réchauffages pendant la nuit et l'après-midi (9).

I - 3. Installation de pompes à chaleur air/eau double service

La première démarche à effectuer avant d'installer une PAC air/eau double service est d'analyser le besoin thermique, à savoir les déperditions thermiques du logement et la consommation d'ECS des occupants. Une fois connus ces éléments, le bon dimensionnement du système permettra de satisfaire le chauffage et la production d'ECS sans produire de surconsommations et sans pénaliser le confort.

I - 3. 1. Analyse du besoin thermique

I - 3. 1. 1. *Étude thermique du bâtiment. Adaptation de la puissance de la PAC*

Comme évoqué dans la section I - 2. 3. , les déperditions thermiques d'un bâtiment sont inversement proportionnelles à la température extérieure. Le flux de chaleur par conduction à travers les parois depuis l'intérieur de la pièce vers l'extérieur est donné par l'expression suivante (I-6):

$$\dot{Q} = U * A * (T_{int} - T_{ext}) \quad (I-6)$$

Avec :

\dot{Q} :	pertes surfaciques [W]
U :	coefficient global de transmission de chaleur [W/m ² ·K]
A :	surface totale des parois de la pièce (sol, murs, plafond, fenêtres, portes...) [m ²]
T _{int} :	Température air intérieur [K]
T _{ext} :	Température air extérieur [K]

Le coefficient « U » caractérise le flux de chaleur au travers de chacune des parois et dépend donc de l'isolation du bâtiment. Sa valeur dépend des caractéristiques thermiques des matériaux utilisés pour la construction du bâtiment, leur épaisseur et leur disposition. S'ajoutent les infiltrations et le renouvellement d'air.

De plus, un bilan thermique exact de la maison doit se faire pièce par pièce. Pour chaque pièce, les déperditions sont à calculer pour chacune des parois (mur, plafond, plancher, fenêtre, porte) avec la température de la pièce. À la fin, les valeurs obtenues sont sommées pour obtenir les déperditions globales du bâtiment.

La puissance de chauffage, hors apports internes et solaires, sert à dimensionner la puissance de la PAC et de l'appoint.

I - 3. 1. 2. *Analyse du réseau hydraulique. Adaptation du débit à la PAC*

Dans une installation de chauffage existante, le dimensionnement du réseau hydraulique a été réalisé à partir du fonctionnement d'une chaudière travaillant généralement à une température d'eau élevée (au-delà de 55 °C) et surtout avec une différence de température d'eau entre le départ et le retour vers la chaudière variant de 5 K à 20 K. Une pompe à chaleur est conçue pour travailler en mode chauffage avec un écart de température entre l'entrée et la sortie d'eau de 5 K à 7 K, voire 10 K (10). En conséquence, le débit d'eau dans le réseau de radiateurs devra être adapté.

Comme précisé lors du paragraphe relatif à la description des émetteurs, afin de fournir une puissance de chauffage donnée, les températures d'eau chaude dans le réseau varient en fonction de la surface des émetteurs. Lors du choix de la pompe à chaleur destinée à remplacer la chaudière, la température

d'eau chaude (haute, moyenne ou basse température) qu'elle est capable de délivrer est ainsi un critère important. Elle doit *a minima* correspondre à la température maximale nécessaire dans le réseau de chauffage.

I - 3. 1. 3. Analyse du comportement des occupants. Adaptation de la PAC et du stockage d'ECS

Les profils de présence dans les bâtiments d'habitation sont divers et impactent nombre d'aspects liés aux consommations d'énergie du bâtiment. L'utilisation est très différente selon qu'il est habité par un couple sans ou avec enfants, par des personnes célibataires, par un couple de retraités, par des personnes avec ou sans emploi... La variété des utilisations entraîne une variété des consommations énergétiques ; c'est notamment le cas pour les consignes de chauffage et les soutirages d'ECS.

L'analyse du comportement des utilisateurs où le système sera installé est essentielle pour connaître les besoins thermiques du logement et donc adapter le système à ces comportements. Suivant les fonctions de la PAC, on peut diviser les comportements en profils d'utilisation pour le chauffage et profils d'utilisation pour l'ECS.

i) Comportement relatif au chauffage

Comme évoqué par Vorger (2014) (11), plusieurs études ont été menées pour établir des modèles de présence basés sur les enquêtes sur l'emploi du temps (EET), souvent dans un objectif de modélisation de la demande électrique des logements. Particulièrement, Wilke (12) a réalisé son modèle à partir de l'EET conduite en France par l'Insee en 1998-1999. En se basant sur cette enquête et sur le modèle de Wilke, Vorger (2014) a créé un modèle qui nous permet d'analyser la présence journalière des individus en fonction de la période de la semaine (cf. Figure I-12). Ce modèle de présence nous donne une idée des possibles consignes de chauffage des individus (en se basant sur l'hypothèse d'une consigne « confort » pendant les horaires de présence et une « eco » pendant les absences).

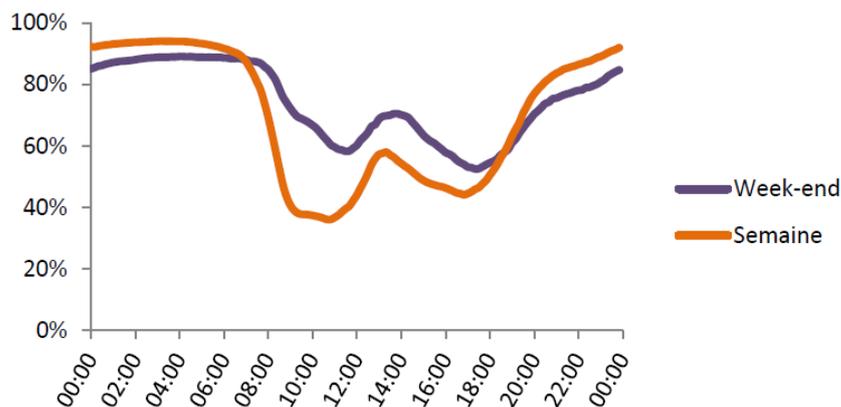


Figure I-12 : Pourcentage de présence moyen journalier (jours de semaine - week-end) des résultats de l'EET 1999 (11)

ii) Comportement relatif à l'eau chaude sanitaire

La consommation d'ECS des utilisateurs est liée à leur présence dans le logement. Il est moins évident d'établir le moment et la durée de soutirage pendant ces horaires de présence. Des études se basant sur des suivis de terrain ont mené à l'élaboration de profils type de besoins d'ECS en fonction du jour de la semaine, du nombre de pièces du logement et du mois de l'année.

Ainsi à gauche de la Figure I-13 on peut observer les besoins moyens d'ECS en litres par jour à 60 °C en fonction du nombre de pièces du logement. À droite de la même figure, nous pouvons trouver les coefficients de répartition horaire (à multiplier par les besoins moyens à gauche de la figure) pour établir un profil de consommation en fonction du jour de la semaine. Des coefficients supplémentaires en fonction du jour de la semaine et du jour du mois sont disponibles dans les recommandations de l'AICVF (13).

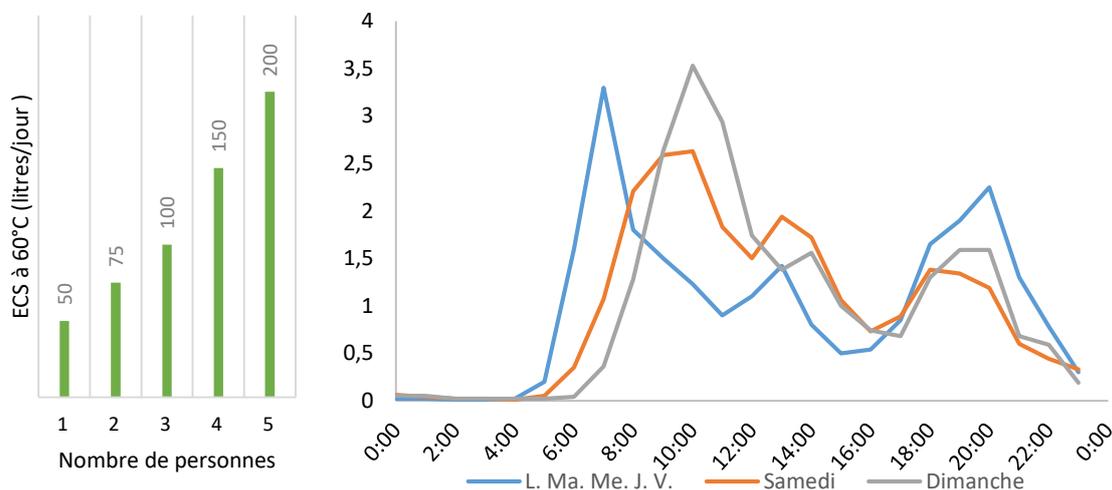


Figure I-13 : Consommation d'ECS en fonction du nombre de pièces du logement (gauche) et coefficients de répartition horaire pour les jours type la semaine (AICVF 2004 (13))

Si les profils d'occupation et de consommation d'ECS sont le résultat d'enquêtes et de suivis terrain, ceux-ci ne constituent pour autant que des moyennes et il est souvent nécessaire de réaliser une enquête préalable auprès des futurs utilisateurs afin d'adapter au mieux le dimensionnement du système à leurs besoins.

I - 3. 2. Dimensionnement du système

Une des étapes fondamentales pour la réduction de la consommation énergétique dans les bâtiments est le bon dimensionnement du système de chauffage et du ballon d'ECS. Un mauvais dimensionnement peut entraîner des surconsommations, inconforts, indisponibilités d'ECS, cycles de marche/arrêt du compresseur très fréquents, dégradation des performances, recours aux appoints électriques...

À partir de l'analyse du besoin décrit dans la section précédente, on peut établir quelques recommandations et règles pour le bon dimensionnement d'une PAC air/eau double service.

I - 3. 2. 1. Dimensionnement de la PAC

La configuration du réseau de chauffage (taille des émetteurs et équilibrage) et les déperditions thermiques du bâtiment se traduisent par une puissance et une température de départ d'eau de chauffage en fonction de la température extérieure (*loi d'eau*). Le système de chauffage doit donc pouvoir satisfaire cette puissance et température d'eau pour toute la gamme de températures extérieures.

En fonction de la puissance nominale de la PAC et de la température extérieure, le système de chauffage pourra satisfaire cette température d'eau en mode thermodynamique (PAC seule, fonctionnement monovalent), en mode thermodynamique avec la combinaison des appoints (fonctionnement bivalent), ou seulement avec des appoints (cf. Figure I-14).

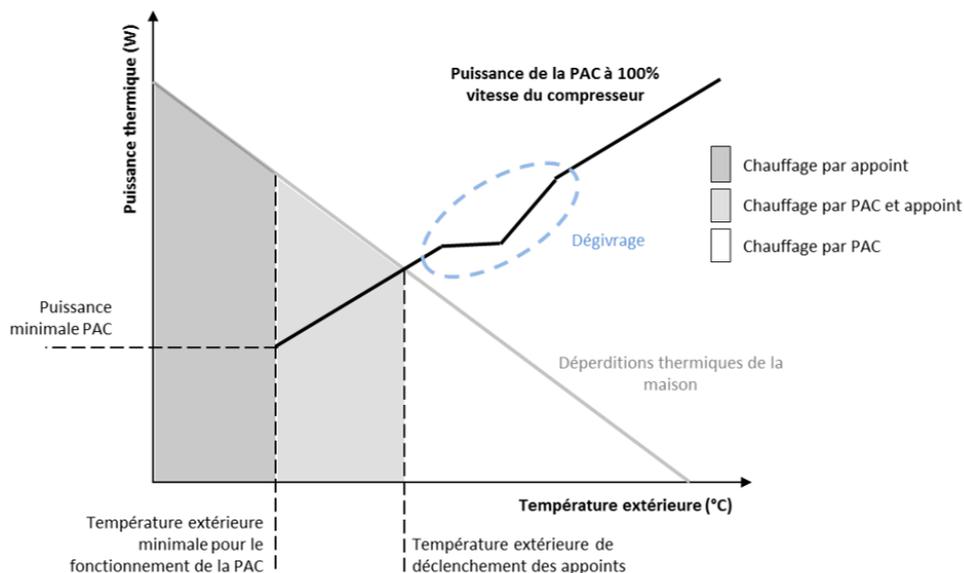


Figure I-14 : Déperditions thermiques d'un bâtiment et puissance thermique d'une PAC air/eau

La réglementation impose que tout système de chauffage doit couvrir 120% des déperditions à la température extérieure de base (14) et (10). Cette marge de 20% doit permettre une relance du système de chauffage plus efficace après une période d'absence des occupants au cours de laquelle la température intérieure du bâtiment a fortement chuté.

Par rapport à cette obligation, plusieurs règles de dimensionnement de la PAC, encore à l'état de recommandations à l'heure actuelle (14), existent selon que sa température d'arrêt est supérieure ou inférieure à la température extérieure de base du lieu d'installation (cf. paragraphe I - 3. 2. 1.). Selon (14) et (10) la puissance de la PAC et des appoints doivent respecter les règles suivantes (cf. Tableau I-1), en privilégiant le choix d'une PAC dont la température d'arrêt est inférieure à T_{base} avec une marge de $5K^1$:

Tableau I-1 : Règles de dimensionnement de la puissance nominale de la PAC et de l'appoint électrique

$T_{base} < T_{arrêt}$	$T_{base} - 5K \leq T_{arrêt} \leq T_{base}$	$T_{arrêt} < T_{base} - 5K$
$80\% D < P_{PAC} \text{ à } T_{arrêt} < 100\% D$	$80\% D < P_{PAC} \text{ à } T_{base} < 100\% D$	$80\% D < P_{PAC} \text{ à } T_{base} < 100\% D$
$P_{appoint} = 120\% \text{ de } D$	$P_{appoint} = 120\% \text{ de } D$	$P_{appoint} + P_{PAC} = 120\% \text{ de } D$

$T_{arrêt}$: Température extérieure minimale pour le fonctionnement de la PAC
 T_{base} : Température extérieure de base
 D : Déperditions du bâtiment

Ces recommandations sont valables pour les pompes à chaleur dont le compresseur est à vitesse variable.

¹ Cette marge est destinée à faire face à des températures exceptionnelles est fonction de la température de base. Jusqu'à $-10^{\circ}C$, elle est de $5K$; en-dessous, elle est progressivement réduite pour n'être que de $1K$ à $-20^{\circ}C$.

I - 3. 2. 2. Dimensionnement du ballon d'eau chaude sanitaire

Afin d'assurer la production d'ECS, plusieurs critères doivent être pris en compte pour dimensionner le ballon de stockage : les besoins d'ECS des occupants, la programmation du réchauffage du ballon et la température de consigne. En fonction de la température maximale produite par la PAC, de la régulation du fonctionnement du ballon (cf. Tableau I-2), de l'utilisation d'une résistance électrique et des pertes thermiques du ballon, le volume du stockage sera entre 10% et 20% supérieur aux besoins d'ECS à 55 °C. Le Tableau I-2 montre les besoins d'ECS à 55 °C et le volume minimal nécessaire du ballon exprimés en litres en fonction du nombre des occupants et de la stratégie de réchauffage du ballon pour les cas les plus courants, soit avec une PAC produisant seule l'ECS jusqu'à 55 °C, soit avec la PAC produisant l'ECS jusqu'à 45 °C avec complément par une résistance électrique sans asservissement temporel.

Tableau I-2 : Besoins d'ECS à 55°C à satisfaire pour différents modes de fonctionnement (9)

Nombre de personnes	Valeurs de besoins d'ECS à 55°C ² en litres				Volume nécessaire du ballon d'ECS en litres			
	2 p	3 p	4 p	5 p	2 p	3 p	4 p	5 p
Besoins d'ECS journaliers à considérer dans le cas d'un réchauffage uniquement nocturne	120	180	240	300	145	215	280	345
Besoins d'ECS de pointe du matin et du midi ou du midi et du soir à considérer dans le cas de deux périodes de réchauffage par jour, une nocturne et une autre le matin ou l'après-midi	90	135	180	225	100	150	195	245
Besoins d'ECS de pointe du matin ou du soir à considérer pour un réchauffage tout au long de la journée	60	90	120	150	70	100	135	165

I - 3. 3. Équilibrage du réseau hydraulique

Il est important de souligner que si une rénovation du réseau des radiateurs n'est pas faite avant le changement du système de chauffage, le nouveau système doit être capable de couvrir les besoins thermiques du bâtiment sans modifier le réseau hydraulique existant. Pour cela, le bon réglage du réseau constitue un élément vital afin d'améliorer l'efficacité énergétique du système.

Si le dimensionnement de chaque radiateur était parfaitement adapté aux déperditions de chaque pièce, toutes les pièces d'un même logement présenteraient la même loi d'eau. Cependant le dimensionnement des radiateurs et la distribution dans le réseau hydraulique n'étant que rarement parfaits, certains émetteurs du réseau de chauffage peuvent fournir une puissance inadaptée aux

² Hypothèse : besoins moyens d'ECS de 45 litres par personne par jour à 40°C (soit 30 l à 55°C pour une eau froide de 10°C).

dépensés. Dans ce cas, un équilibrage du débit³ de chaque radiateur est nécessaire pour adapter la puissance émise.

Sur le terrain, la configuration des réseaux hydrauliques de chauffage la plus répandue est la configuration bitube, cf. Figure I-15. Elle est constituée de deux circuits de tuyauterie. Le premier amène en série l'eau chaude jusqu'aux radiateurs. Le deuxième récupère l'eau tiède à la sortie de chaque radiateur et la renvoie vers le système de chauffage où elle est réchauffée avant de repartir dans le circuit.

- La configuration bitube permet de modifier la puissance émise par chaque émetteur en variant son débit indépendamment. Ainsi, afin de couvrir les besoins thermiques de chaque pièce, le circuit de distribution présente, pour chaque radiateur ou ensemble de radiateurs, des vannes d'équilibrage.

Ces vannes ont pour fonction d'établir le débit nominal de chaque partie du circuit (chaque radiateur ou ensemble de radiateurs). La modification de l'ouverture des vannes se traduit par une modification des pertes de charge de l'écoulement, entraînant une variation du débit par la pompe de circulation.

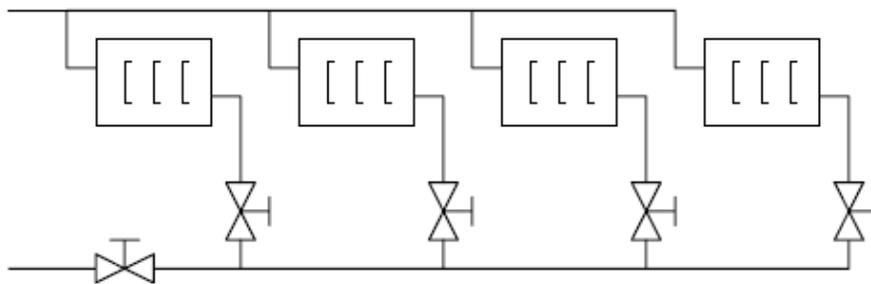


Figure I-15 Schéma d'un réseau hydraulique bitube

- Soupape de pression différentielle

Cette soupape (Figure I-16), appelée également vanne de bypass ou de décharge, est un ensemble complet et automoteur utilisé dans les installations équipées d'un système de production de chaleur de petite ou moyenne puissance. Elle est ouverte par une différence de pression seuil et permet ainsi de limiter l'augmentation de pression dans le réseau (pendant la fermeture des organes du circuit comme les robinets thermostatiques), et d'assurer un débit minimum dans le condenseur de la PAC.

³ Il s'agit bien d'un réglage *a priori* de la répartition du débit nominal dans chaque radiateur et non de la régulation du débit en temps réel pour maintenir la température de consigne dans la pièce, effectuée par le robinet thermostatique.

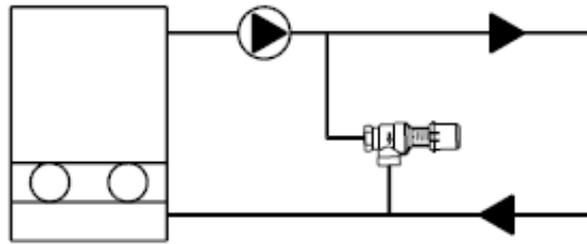


Figure I-16 Schéma d'installation d'une soupape de pression différentielle

Le déséquilibre hydraulique dans le réseau de distribution entraîne de l'inconfort associé à une perte de rendement de 10 à 20 % sur l'ensemble de l'installation (15).

En effet, lorsque l'utilisateur ressent de l'inconfort, il a tendance à monter la température de consigne de chauffage, ce qui se traduit par une augmentation de la durée de fonctionnement du compresseur (avec une augmentation de la consommation), mais qui ne se traduit pas forcément par une amélioration du confort.

Par ailleurs, lorsqu'il y a mauvais équilibrage de plusieurs radiateurs, on risque d'avoir des surchauffes et des inconforts dans différentes pièces. L'installation des robinets thermostatiques peut réduire les surchauffes en réduisant automatiquement le débit passant par les radiateurs. Néanmoins, ceci se traduit par une montée de la température de l'eau de retour à la pompe à chaleur. Ceci provoque une augmentation des cycles marche/arrêt du compresseur et, donc, une dégradation des performances du système (16).

L'équilibrage est spécialement sensible pour les radiateurs placés dans la pièce témoin, c.à.d. où est placée la sonde d'ambiance reliée à la PAC. Effectivement, si le radiateur est en sous-débit ou sous dimensionné, la température de la pièce témoin n'atteindra pas la consigne ce qui se traduit par une augmentation de la durée de fonctionnement du compresseur (avec une augmentation de la consommation). Au contraire, s'il est en sur-débit ou surdimensionné, le système de chauffage se coupera plus tôt qu'il ne devrait (on arrive plus tôt à la température de consigne dans la pièce témoin) et on risque d'avoir des inconforts dans le reste des pièces.

I - 4. Paramétrage de pompes à chaleur double service

Après l'analyse du besoin, le dimensionnement du système, l'installation physique de la machine et l'équilibrage du réseau hydraulique, l'étape finale dans l'installation d'une PAC consiste en sa mise en service incluant le paramétrage. Cette étape implique de renseigner des paramètres de la machine pour l'adapter aux caractéristiques de la maison et au comportement des utilisateurs. Cette partie du processus est tout aussi sensible que les autres pour le bon fonctionnement du système de chauffage. En effet, même si les précédentes étapes sont correctement réalisées, tant que le couplage PAC-bâtiment-ballon d'ECS présente des problèmes, le système ne couvrira pas les besoins des utilisateurs et/ou mènera à des surconsommations.

Pour bien comprendre le déroulement actuel et réel de la mise en service, on a comparé huit modèles de pompes à chaleur du marché. Les résultats montrent qu'il y a une différence notable en termes de type et de nombre de paramètres à renseigner selon la marque. Plus le nombre de paramètres est élevé, plus le degré de difficulté de la mise en service augmente. Ce grand nombre de paramètres (plus de 50 en moyenne, avec une forte variabilité en fonction du constructeur, c.f. Figure I-17) fait de cette étape un processus long et compliqué pour l'installateur, qui, de plus, ne maîtrise pas nécessairement l'impact de ces paramètres sur le fonctionnement global de la PAC.

Même si les paramètres ne sont pas les mêmes pour toutes les marques, leurs objectifs peuvent être groupés par fonction : loi d'eau, gestion des différents modes de chauffage, stratégies de production d'ECS, gestion des appoints et gestion du dégivrage.

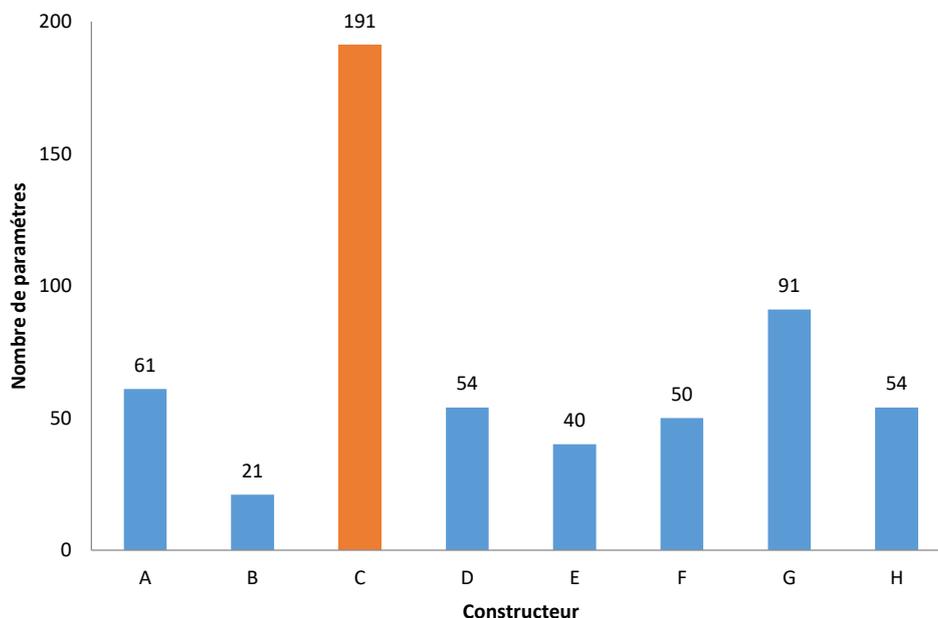


Figure I-17 : Nombre total de paramètres d'une PAC air/eau double service à régler par l'installateur

I - 4. 1. Loi d'eau

La loi d'eau est proposée comme paramètre par tous les constructeurs ; même si sa configuration est différente selon la marque. Nous pouvons relever deux familles : celle qui permet la configuration de la loi d'eau comme une droite à partir de deux points (à gauche de la Figure I-18) et celle qui propose plusieurs lois d'eau prédéfinies (linéaires ou non) et dont les paramètres permettent de modifier profil et point d'origine (à droite de la Figure I-18).

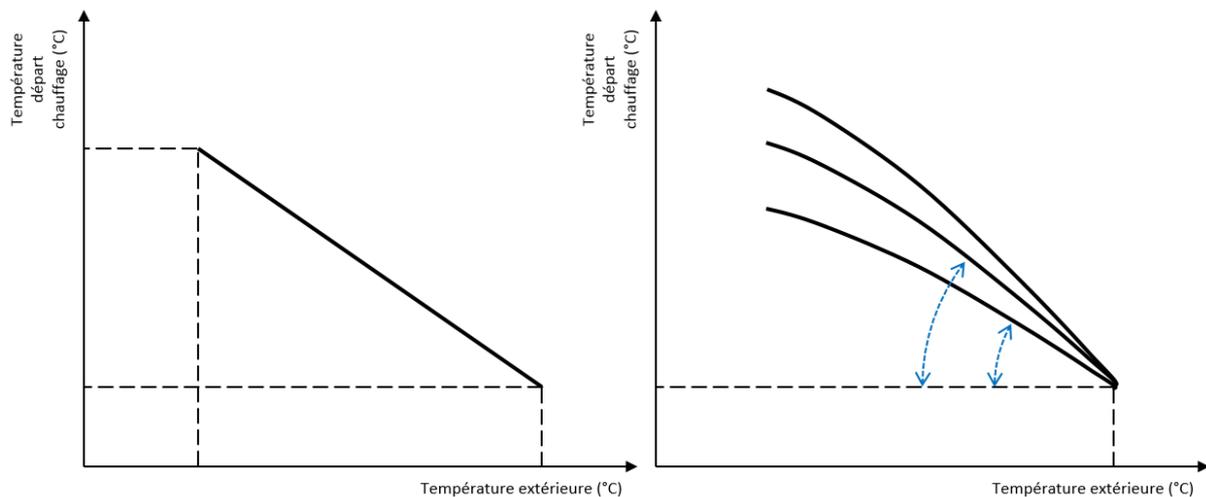


Figure I-18 : Configuration de la loi d'eau en fonction du constructeur

I - 4. 2. Gestion de différents modes de chauffage

Les différentes températures de consigne de chauffage obligent la pompe à chaleur à adapter la température de départ de l'eau de chauffage pour suivre en dynamique ces changements. Cette modification ne dépend pas uniquement de l'écart de température à la nouvelle consigne, mais aussi à l'inertie du bâtiment, à l'inertie des émetteurs, aux variations de température extérieure et aux apports thermiques. Ainsi, pour tenir en compte ces caractéristiques, certains constructeurs proposent des paramètres pour gérer ces changements :

- Concernant la modification de la loi d'eau, ceux qui utilisent une sonde d'ambiance intérieure modifient la loi d'eau automatiquement en fonction de la consigne réglée par l'utilisateur. En revanche, ceux qui n'ont pas de sonde d'ambiance intérieure proposent le décalage vertical de la loi d'eau qui doit se faire de façon manuelle par l'utilisateur.
- Concernant l'anticipation au changement de consigne de température intérieure, quelques constructeurs permettent le réglage des paramètres comme l'inertie du bâtiment, le temps de montée en température du bâtiment.
- Concernant les limites de fonctionnement de la PAC, des paramètres sont disponibles pour régler la température maximale de fonctionnement du chauffage : soit des valeurs fixes de température intérieure et/ou extérieure soit une valeur moyenne des températures extérieures.

I - 4. 3. Stratégies de production d'ECS

Les stratégies pour le réchauffage du ballon d'ECS varient en fonction du constructeur. Dans la section I - 2. 3. 2. nous avons évoqué les différentes régulations (par rapport à la température du ballon ou par rapport à l'heure de la journée), mais afin de configurer ces opérations, les fabricants proposent plusieurs paramètres à renseigner :

- Températures de consigne d'ECS (mode confort et réduit)
- Durée maximale de réchauffage du ballon (pour ne pas pénaliser la production de chauffage)
- Priorité entre chauffage et ECS
- Différentiel de température {température de consigne – température réelle du ballon} pour déclencher le réchauffage du ballon (si régulation par température)
- Horaires de réchauffage (si régulation horodatée)

I - 4. 4. Gestion des appoints électriques

Dans certains cas, la puissance de la PAC en mode thermodynamique peut être insuffisante pour répondre aux besoins thermiques. C'est le cas pour des conditions externes de température trop basses, des changements de consigne brutaux (relance de chauffage) ou des besoins simultanés d'ECS et de chauffage. Pour cela, des appoints électriques sont présents afin d'apporter la puissance thermique nécessaire pour ne pas pénaliser le confort des utilisateurs.

À cause de la variété de cas possibles d'activation, les constructeurs ont prévu différents paramètres pour gérer le fonctionnement des appoints en fonction du logement :

- Température extérieure d'autorisation de mise en route des appoints électriques. Comme évoqué dans la section I - 3. 2. 1. , en-dessous de la température d'équilibre entre la puissance thermique disponible par la PAC et les déperditions de la maison, un appoint électrique est nécessaire pour couvrir les besoins de chauffage.
- Temps de retard pour la mise en route des appoints : une fois que les conditions d'activation sont réunies, un temps de retard de mise en route est programmé afin de favoriser le fonctionnement thermodynamique de la PAC.
- Mode d'activation de l'appoint électrique dans le ballon d'ECS : en dessous d'une certaine température du ballon, pendant un soutirage, pendant le réchauffage du ballon par la PAC...

I - 4. 5. Gestion du dégivrage

La décision et les modalités d'élimination du givre de l'évaporateur ne sont pas des fonctions accessibles au paramétrage pour tous les modèles, vraisemblablement en raison de la complexité du processus. Néanmoins, quelques fabricants offrent la possibilité de modifier des paramètres pour adapter ce processus :

- Coefficient de givrage de l'évaporateur, pour indiquer si le givrage apparaît plus ou moins souvent.
- Temps maximal de dégivrage pour ne pas interrompre trop longtemps la production de chaleur.
- Température de l'évaporateur pour déclencher le processus de dégivrage.

I - 4. 6. Pratiques courantes

Les paramètres décrits ci-dessus doivent être configurés en fonction des déperditions de la maison et des habitudes d'utilisation du chauffage et de l'ECS. Une mauvaise configuration peut entraîner des surconsommations, des inconforts, des appels de puissance, voire des dysfonctionnements du système.

Différents suivis terrains nous ont permis de constater que la plupart des paramètres de la pompe à chaleur double service est configurée avec les valeurs par défaut du fabricant.

La loi d'eau est souvent paramétrée par l'installateur ; néanmoins, celle-ci n'est pas le résultat de l'analyse des déperditions de la maison ni de l'état du réseau hydraulique, mais plutôt d'une configuration en fonction de la région géographique où la PAC est installée (peu importe l'isolation de la maison).

L'installation d'une sonde d'ambiance (quand proposée par le constructeur) est une option de l'installation. Elle aide à la correction de la loi d'eau et à limiter les surchauffes.

Concernant le paramétrage de l'ECS, l'installateur favorise la priorité à l'ECS sans prendre en compte l'adaptation des paramètres à la taille du ballon et au comportement des utilisateurs. Une température du ballon sera ainsi toujours satisfaite mais les performances du système et l'impact sur le confort du chauffage ne sont pas considérés.

Ces pratiques montrent qu'entre le processus imaginé par le fabricant d'un système performant et conçu pour s'adapter à tout logement et la réalité, il existe un *écart important* qui peut influencer le fonctionnement et les performances du système.

I - 5. Objectifs et périmètre de la thèse

Dans ce chapitre, on a pu observer le processus nécessaire pour remplacer des chaudières anciennes à gaz ou à fioul présentes dans les maisons individuelles par des pompes à chaleur air/eau double service :

- l'analyse du besoin thermique du logement où la PAC sera installée, en termes de chauffage – déperditions du logement, réseau hydraulique existant – et de consommation d'ECS – nombre de personnes et comportement des occupants ;
- le dimensionnement du système pour répondre à ces besoins, puissance nominale et température de départ d'eau de la PAC, puissance des appoints électriques et taille du ballon d'ECS ;
- l'équilibrage du réseau hydraulique pour pouvoir utiliser une température d'eau la plus basse possible et bien répartir la chaleur dans toutes les pièces ;

Ainsi nous avons pu constater l'importance du bon déroulement de ces étapes afin que la PAC puisse fournir les meilleures performances pour le chauffage et l'ECS. Même si toutes les étapes précédentes ont été correctement réalisées, la garantie d'un fonctionnement optimal du système est mise en cause par le bon choix des paramètres de l'installation lors de sa mise en service. En effet, les paramètres par défaut choisis par le constructeur ne seront pas forcément adaptés aux particularités du logement ciblé. Or, les constructeurs se voient obligés de prévoir un grand nombre de paramètres de régulation pour permettre l'adaptation de la PAC au logement. Ce grand nombre de paramètres à renseigner lors de la mise en service fait de cette étape un processus long et compliqué pour l'installateur. Celui-ci a alors tendance à conserver le paramétrage par défaut établi en usine.

De ce fait, on considère la dernière étape, le paramétrage de la machine pour adapter le système au comportement thermique du bâtiment et au profil des occupants, comme une étape clé dans le déploiement des PAC.

Les objectifs de cette thèse passent ainsi par l'évaluation de l'impact de ce mauvais paramétrage en termes de performances et de confort pour ensuite proposer une méthode d'automatisation de cette phase de paramétrage. Enfin, un processus d'adaptation permanente de ces paramètres au cours du fonctionnement de la PAC est élaboré visant à garantir des performances optimales en continu.

Les méthodes développées et validées obéissent à plusieurs contraintes :

- l'automatisation avec toute machine existante sur le marché. Le système développé doit donc pouvoir s'adapter à des pompes à chaleur air/eau double service dont le fonctionnement et les performances sont inconnues.
- L'ajout de capteurs supplémentaires qui pourraient augmenter le coût de la machine, n'est pas envisagé.

Chapitre II :

Étude de l'impact de la régulation de la PAC.

Identification des fonctions d'auto-paramétrage et cahier de charges de l'auto-paramètreur.

Ce chapitre vise à évaluer l'impact de la régulation d'une PAC double service sur la consommation électrique et le confort. Pour cela, deux approches complémentaires ont été développées : d'abord, l'évaluation du fonctionnement dynamique de la pompe à chaleur en fonction du paramétrage ; et dans un deuxième temps, une étude de sensibilité qui vise à évaluer l'impact potentiel à l'échelle annuelle d'un mauvais paramétrage. Les deux études ont été réalisées dans l'environnement de modélisation Modelica-Dymola, avec des modèles de pompe à chaleur, bâtiment et ballon d'ECS. Les modèles de pompe à chaleur et de ballon d'ECS ont été validés grâce à un banc de test semi virtuel.

Ainsi, ce chapitre détaille dans un premier temps les modèles développés et utilisés, ainsi que les hypothèses de modélisation. Dans un deuxième temps, l'analyse du fonctionnement dynamique du système - au travers des résultats de modélisation et du banc de test semi virtuel – est présentée, ainsi que l'impact d'un paramétrage par défaut. Ensuite, les résultats de l'étude de sensibilité annuelle sont analysés au moyen de trois indicateurs : le confort thermique, la disponibilité d'ECS et la consommation électrique. Finalement, à partir des résultats obtenus, les fonctions clés de la régulation de la PAC double service sont identifiées, afin de définir le cahier des charges d'un système d'auto-paramétrage.

II - 1. Outils d'étude

II - 1. 1. Outils de modélisation

Préalablement au développement d'un système d'auto-paramétrage, une étude de sensibilité est essentielle afin d'identifier l'impact du paramétrage d'une pompe à chaleur aérothermique sur sa consommation électrique et le confort des utilisateurs à une échelle annuelle. Cette étude paramétrique est réalisée par modélisation. Cette modélisation doit inclure différents modèles : le bâtiment, le réseau de chauffage, le système de production de chaleur (PAC aérothermique et sa régulation) et le ballon de stockage d'ECS. Ces modèles seront utilisés simultanément et dynamiquement avec des paramètres d'entrée : données météorologiques, scénarios d'occupation du logement et d'utilisation d'ECS.

Les contraintes inhérentes à notre étude (en temps de calcul et précision) nous amènent à faire des choix de modélisation, décrits ci-dessous.

II - 1. 1. 1. *Contraintes*

Les différentes stratégies de contrôle d'une PAC aérothermique double service sont comparées en fonction des performances saisonnières (pour le mode chauffage) ou annuelles (pour le mode de production d'ECS). Ceci implique la réalisation de simulations annuelles. Par conséquent, la première contrainte de modélisation à prendre en compte est le temps de calcul, pouvant être important en raison du nombre élevé de combinaisons de paramètres (et donc de simulations).

D'autre part, pour évaluer l'impact du paramétrage de la PAC nous avons besoin d'un modèle de PAC (cycle thermodynamique et contrôle) donnant des performances variables en fonction des paramètres de régulation choisis. Ceci nous amène à faire une modélisation relativement détaillée du système qui représente correctement les appels de puissance. Concernant les circuits de distribution de chauffage et production d'ECS, les modèles devront avoir un niveau de détail permettant la représentation du comportement dynamique du bâtiment et du ballon d'ECS.

Un compromis doit donc être trouvé entre un temps de calcul réduit (afin de pouvoir faire des simulations annuelles) et une précision suffisante pour représenter l'impact des différentes stratégies de régulation sur les performances du système et le confort des utilisateurs.

D'autre part, la nécessité d'associer différents modèles (bâtiment, système énergétique, circuit de distribution, etc.) impose l'utilisation d'un environnement de modélisation modulaire.

II - 1. 1. 2. *Modèles utilisés*

La simulation comporte l'assemblage des modèles suivants (cf. Figure II-1) :

- Le bâtiment (repris de (17)).
- La pompe à chaleur et l'appoint électrique en aval du condenseur (adapté de (17)).
- Le réseau hydraulique de chauffage (adapté de (17)).
- Le ballon d'ECS avec un appoint électrique immergé (adapté de (17)).
- Le régulateur du système (développé pour cette étude).
- Le circulateur et la vanne de répartition du débit (vanne 3 voies) (adapté de (17)).
- Le modèle météo (repris de (17)).

Comme précisé ci-dessus, l'interaction entre les différents modèles nous impose de choisir un environnement de simulation multi-physique, avec un pas de temps de simulation suffisamment fin pour prendre en compte les différentes dynamiques des systèmes. Comme établi par Jacobs (18), l'environnement doit permettre de prendre en compte le retour d'information entre les modèles, afin de pouvoir simuler la réaction du bâtiment et celle du ballon d'ECS à la production d'énergie par la pompe à chaleur.

L'environnement de simulation choisi pour cette étude est Dymola (19) qui utilise le langage Modelica (20). Modelica permet en effet la modélisation dynamique multi-physique et est capable d'intégrer des logiques de régulation diverses (à l'échelle des équipements ou de la gestion thermique du bâtiment en réalisant une simulation en temps réel) (21). Ces caractéristiques répondent aux besoins de notre étude de sensibilité, dans laquelle les stratégies de régulation de la PAC impactent les modèles de bâtiment et de ballon d'ECS.

La modélisation du système pour identifier les paramètres qui influencent les performances d'une PAC double service ne constitue pas un objectif à part entière de la thèse. Ainsi, si les hypothèses et les choix de modélisation faits pour chaque composant du système sont décrits dans cette section, les détails de la modélisation sont rapportés en annexe de ce chapitre.

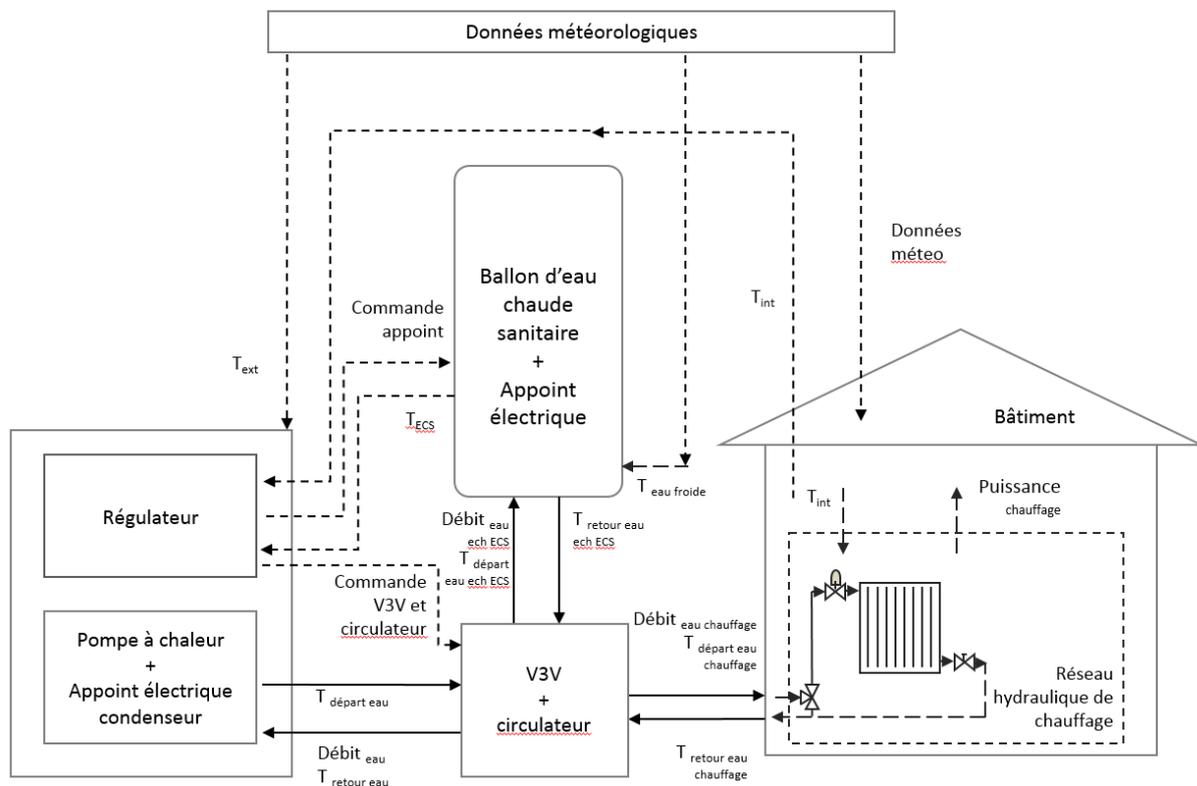


Figure II-1 : Assemblage des modèles utilisés pour l'étude de sensibilité

i) Bâtiment

L'objectif d'évaluer les performances d'un système de régulation amène à choisir un modèle de bâtiment dynamique. Par conséquent, l'approche utilisée pour la modélisation du bâtiment est de type « système d'équations » (22). Contrairement à l'approche simplifiée, qui considère l'hypothèse d'une température intérieure égale à la consigne pour le calcul des besoins thermiques, l'approche « système d'équations » permet de modéliser les phénomènes physiques entre le système de production et le bâtiment. Ceci permet de prendre en compte les dynamiques de chaque modèle et la mise en place d'une régulation pour adapter la puissance du générateur aux besoins réels du bâtiment.

Ce modèle peut ainsi calculer d'une façon précise les échanges thermiques entre l'air extérieur, l'air intérieur et le réseau hydraulique de chauffage. Le système d'équations fournit, à chaque pas de temps, la température de l'air intérieur (cf. Figure II-2), valeur qui est utilisée par le modèle de PAC pour fixer la puissance à fournir.

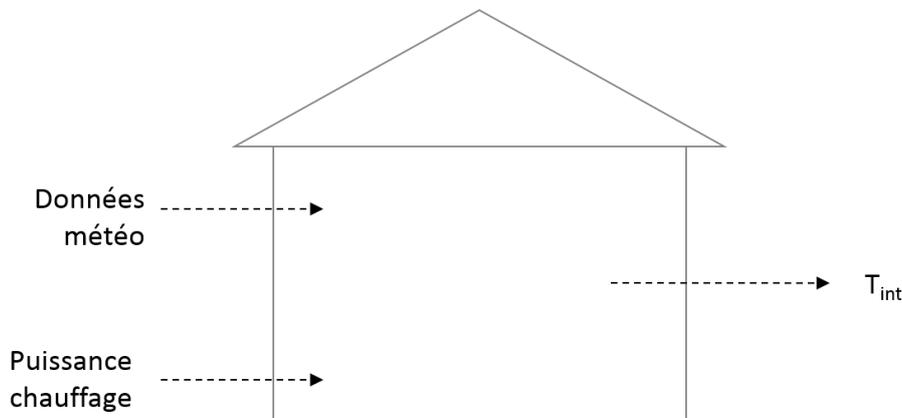


Figure II-2 : Schéma du modèle de bâtiment

Le modèle de bâtiment de type « système d'équations » utilisé dans cette étude est directement issu de la bibliothèque BuildSysPro (17). Ce modèle permet le paramétrage de la géométrie et les caractéristiques physiques des murs (et donc d'adapter le niveau d'isolation du bâtiment).

Afin de simuler le bâtiment avec son environnement, le modèle zonal du bâtiment est connecté à un modèle météo au moyen de vecteurs incorporant les données météorologiques (température extérieure, flux solaire, vitesse et direction du vent...) et à un modèle du circuit de distribution de chauffage grâce à des nœuds d'air¹ traduisant les échanges thermiques entre l'air intérieur et les radiateurs. Afin de réduire le temps de calcul des simulations, nous avons choisi un modèle de bâtiment qui considère le volume chauffé comme un seul nœud d'air (modèle monozone).

¹ Élément qui simule la capacité du volume d'air de la pièce chauffée avec l'hypothèse d'une température homogène.

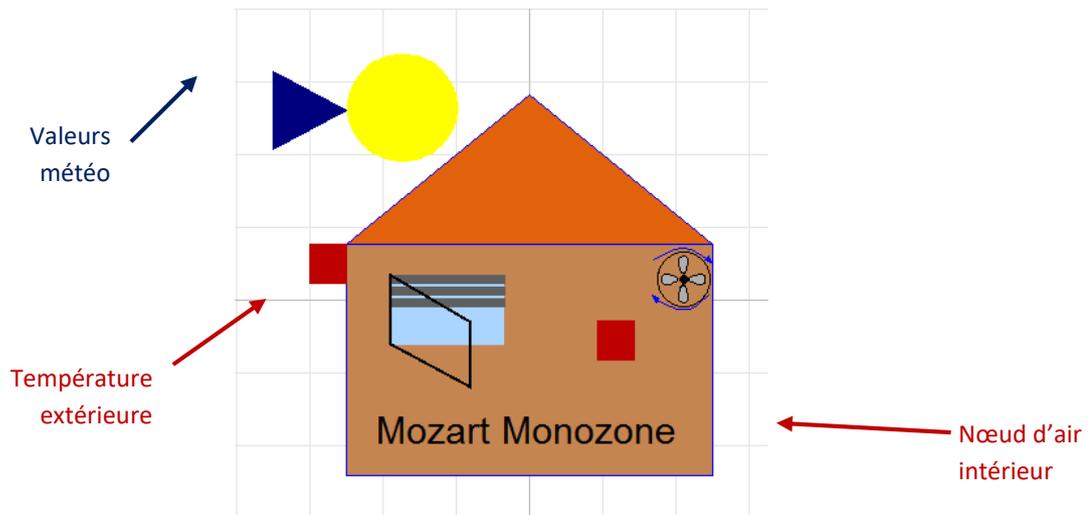


Figure II-3 : Modèle de maison monozone – Modelica – Bibliothèque BuildSysPro

ii) Système de production de chaleur : PAC air/eau et appoint électrique

Le modèle du système de génération d'eau chaude est composé d'un modèle de pompe à chaleur et d'un modèle d'appoint électrique :

a. Modèle de pompe à chaleur air/eau

Selon Blervaque (22) et Filliard (23) les modèles de PAC peuvent être classés en fonction de l'approche physique, et en fonction de la représentation dynamique. Plus précisément, les méthodes de représentation physique sont classiquement scindées en trois catégories :

- Approche physique-thermodynamique : les modèles basés sur cette approche considèrent la géométrie des composants de la PAC et les équations physiques génériques (transfert de chaleur et masse). Ce sont des modèles plus ou moins détaillés selon la précision de la représentation géométrique des composants de la boucle thermodynamique modélisés. Ce type de modèle est utilisé généralement pour des travaux de recherche amont et de conception, qui nécessitent un niveau de représentation très fin, et pour lesquels un temps de simulation long n'est pas rédhibitoire. Ainsi, en 2005, Youbi-Idrissi (24) a réalisé un modèle détaillé de PAC afin de mesurer les grandeurs physiques dans le circuit thermodynamique (températures, coefficient de transfert de chaleur et composition locale du fluide frigorigène). En 2013 Chamoun (25) a réalisé une modélisation physique détaillée d'une PAC à haute température industrielle avec de l'eau comme fluide frigorigène.
- Approche empirique : ce type d'approche a pour principe de représenter le fonctionnement de la PAC par des corrélations issues d'études expérimentales. La PAC est modélisée comme une boîte noire dont la puissance thermique fournie et la puissance électrique consommée sont issues de tests en laboratoire, souvent réalisés par le fabricant lui-même. Ce type de modèles simplifiés est utilisé, en milieu industriel notamment, pour des études de dimensionnement d'installations, des calculs de conformité réglementaire et des simulations d'assemblage, cf. (26), (27) et (28).
- Approche semi-empirique : cette approche est un compromis entre les deux précédentes. À partir de simulations réalisées au moyen d'un modèle détaillé issu d'une approche physique-thermodynamique, on peut obtenir des corrélations simplifiées qui décrivent le

comportement de la PAC. Cette approche permet d'avoir un modèle paramétrable et adaptable. Le domaine de validité de ce type de corrélations est étroitement lié aux conditions de fonctionnement et à la géométrie des composants couverts par les simulations d'origine. Des modèles de ce type peuvent être trouvés dans (29), (30), (31).

La méthode de représentation de la dynamique du système permet également de distinguer trois catégories :

- Modèles statiques, qui calculent les performances à des valeurs fixes des données d'entrée du modèle (températures des sources notamment), en régime permanent de fonctionnement et à taux de charge maximal. Les dynamiques du cycle thermodynamique de la PAC et de ses perturbations ne sont pas prises en compte. Des exemples de ces modèles peuvent être trouvés dans (29), (32), (33), (34).
- Modèles quasi-statiques, qui calculent des performances moyennes de la PAC pour le pas temps de simulation considéré. Il s'agit ainsi d'une succession plus ou moins rapide, selon le pas de temps pris en compte, de simulations en régime statique. Les phénomènes transitoires internes ne sont donc pas pris en compte mais ce type de modèles permet de rendre compte de la variabilité des données d'entrée. Ils sont utilisés lorsque l'on considère que la dynamique de réponse de la PAC est beaucoup plus rapide que la dynamique des perturbations (variables d'entrée). Nous pouvons trouver des modèles de ce type dans (35), (36), (37).
- Modèles dynamiques, qui simulent le comportement et la réponse dynamique des composants de la PAC à des perturbations dynamiques. Ces modèles prennent en compte les phénomènes transitoires très rapides de la PAC. Ce type de modèle a besoin d'un paramétrage très détaillé et induit des temps de simulation très longs. Des exemples de ces modèles peuvent être trouvés dans (38), (39), (40).

Pour répondre aux besoins de notre étude, le modèle de la PAC doit pouvoir représenter l'impact de la régulation sur le fonctionnement global, tout en impliquant un temps de calcul raisonnable, compatible avec des simulations annuelles.

L'impact du paramétrage sur le fonctionnement des composants du circuit thermodynamique pris individuellement n'est pas inclus dans le périmètre de notre étude. Nous nous intéressons à la consommation électrique et à la production calorifique du système dans sa globalité. Une approche physique-thermodynamique détaillée s'avère donc inutile par rapport à ces objectifs et serait inadaptée à notre objectif de simulations annuelles. Par ailleurs, le modèle utilisé doit être capable de reproduire la réponse de la PAC en termes de puissance électrique consommée et puissance thermique fournie en fonction de sollicitations variables. Les phénomènes transitoires de la PAC elle-même ne sont pas considérés. Pour cette raison, un modèle quasi-statique semble la solution la plus adaptée.

Afin de prendre en compte l'ensemble des technologies de pompes à chaleur et en particulier les systèmes de PAC à vitesse variable, ce modèle calcule la température d'eau chaude et la puissance électrique consommée en fonction du débit et de la température de la boucle d'eau, de la température extérieure et de la fréquence du compresseur.

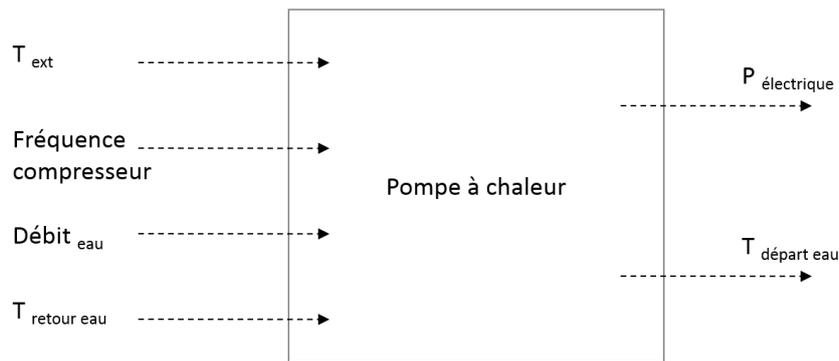


Figure II-4 : Schéma du modèle de pompe à chaleur

Compte tenu de ces éléments, nous avons opté pour une approche semi-empirique et quasi-statique, choisie dans la bibliothèque BuildSysPro (17).

Le modèle de pompe à chaleur aérothermique choisi nous permet de paramétrer les caractéristiques nominales de la PAC (puissance et COP), ainsi que des paramètres supplémentaires pour représenter certaines dynamiques du système :

- coefficients pour représenter la dégradation des performances pendant les phases de dégivrage, comme dans les travaux réalisées par (41) et (42) ;
- coefficients pour la prise en compte de la puissance thermique à charge partielle, suivant les travaux de (23) et (43) ;
- masse équivalente du condenseur (eau + métal) pour tenir compte de l'inertie thermique.

Le modèle utilisé calcule la température de l'eau à la sortie du condenseur en fonction de la température extérieure, la température d'eau issue du circuit de distribution de chauffage (retournant vers le condenseur de la PAC) et la fréquence du compresseur.

b. Modèle d'appoint électrique

À la sortie du modèle de PAC, et en simulant la présence de cet élément en aval du condenseur, nous avons incorporé un modèle d'appoint électrique. C'est un modèle simplifié qui considère l'injection de puissance thermique dans le courant d'eau à la sortie du condenseur, grâce à une résistance électrique.

Nous considérons un rendement parfait entre la puissance électrique consommée et la puissance thermique fournie. Un volume d'eau dans l'appoint électrique permet de simuler l'inertie thermique de l'eau au moment de l'injection de la puissance.

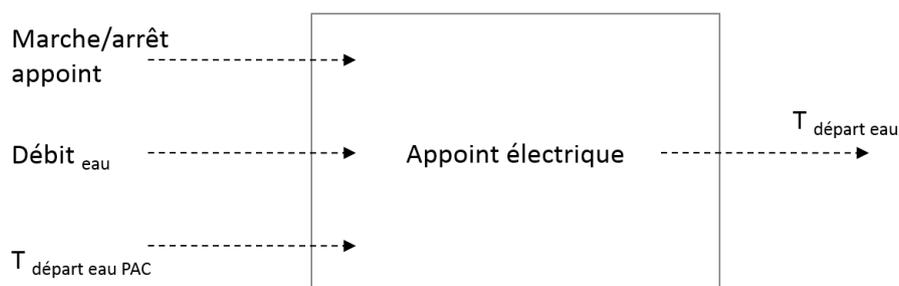


Figure II-5 : Schéma du modèle d'appoint électrique

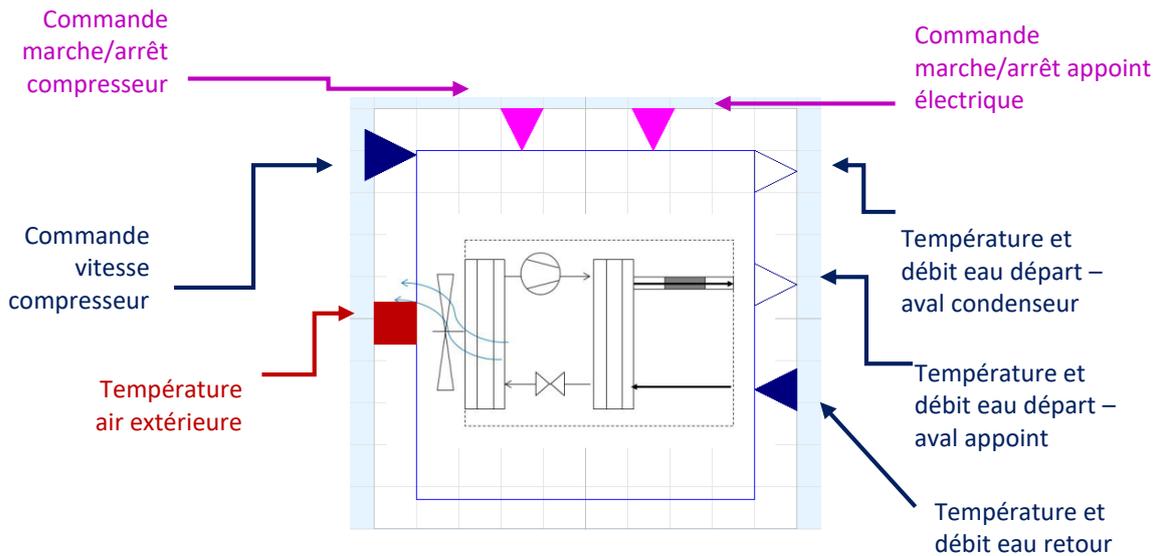


Figure II-6 : Modèle de PAC et appoint électrique sous Dymola

iii) Système de distribution : circuit hydraulique de chauffage

Le système de distribution d'eau chaude est un circuit de radiateurs, vannes et tuyaux (cf. Figure II-7). La simplification du modèle de maison (monozone) amène à adapter également le modèle de réseau de chauffage sous la forme d'un seul radiateur. Nous ne considérons pas les pertes de charge de l'eau traversant le circuit de distribution. Le débit dans le circuit est imposé par le débit de la PAC quand elle se trouve en mode chauffage.

Le circuit est composé d'une structure bitube, avec une vanne de bypass entre le tube de départ et le tube de retour, un radiateur et un robinet thermostatique à l'entrée du radiateur. La vanne de bypass a alors pour rôle d'assurer un débit constant dans le condenseur de la PAC (indépendamment du débit qui circule par le radiateur, cf. chapitre I).

Les détails des sous-modèles (radiateur, tuyau, robinet thermostatique), peuvent être trouvés dans l'Annexe A .

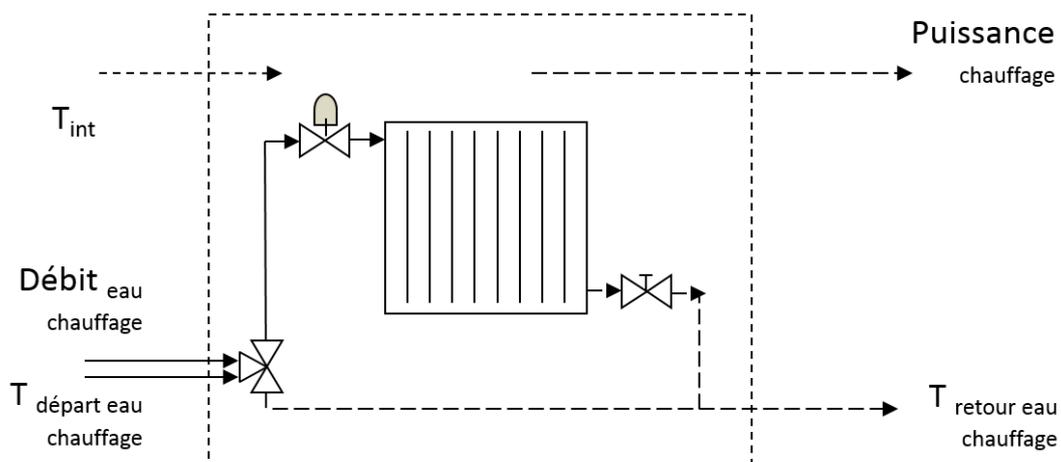


Figure II-7 : Schéma du modèle de réseau hydraulique

- Le modèle de radiateur permet de calculer la puissance émise dans l'air ambiant et la température de l'eau sortant du radiateur.
- Les modèles de tuyaux prennent en compte la géométrie et les caractéristiques des matériaux (métal et isolant) afin de modéliser les échanges thermiques entre l'eau chaude et l'air ambiant.
- Le robinet thermostatique modifie le débit du radiateur en fonction de la température intérieure et la température de consigne, afin de réguler la puissance émise par le radiateur pour respecter la température de consigne intérieure.

iv) Circulateur et vanne trois voies

Les pertes de charge dans le circuit de distribution et dans l'échangeur du ballon d'ECS n'étant pas prises en compte, le modèle de circulateur se limite à fixer un débit d'eau constant en fonction du mode de fonctionnement (ECS, chauffage, compresseur en marche/arrêt, etc. Ces modes sont détaillés dans l'Annexe A .

La particularité d'un système double service (fourniture alternée d'eau chaude et d'ECS) conduit à modéliser une vanne trois voies pour envoyer l'eau chaude produite par la PAC soit au circuit de radiateurs, soit à l'échangeur du ballon d'ECS. Ce modèle tient compte d'un temps de manœuvre lors du basculement d'un mode de fonctionnement à l'autre.

v) Ballon d'ECS

Ce modèle, issu de la bibliothèque BuildSysPro (17), est destiné à représenter le stockage d'ECS. Le volume d'eau dans le ballon est chauffé par un échangeur immergé en forme de serpentin (cf. Figure II-8). À l'intérieur du serpentin circule l'eau chaude issue du condenseur de la PAC. On considère que l'eau du ballon peut être également chauffée par une résistance électrique.

La géométrie du ballon ainsi que celle de l'échangeur peuvent être paramétrées. Les coefficients globaux de transfert de chaleur du ballon et du serpentin peuvent être choisis afin de simuler les échanges thermiques entre l'eau chauffée par la PAC, l'ECS (dans le ballon) et l'air ambiant. Le ballon est discrétisé en plusieurs couches afin de simuler la stratification de la température de l'eau. Le modèle considère l'injection d'eau froide dans la couche la plus basse et le soutirage de l'eau chaude dans la couche la plus haute. Les paramètres du modèle permettent d'établir le nombre de couches du ballon et la position du serpentin et de l'appoint électrique.

Les paramètres et les détails de modélisation sont donnés dans l'Annexe A .

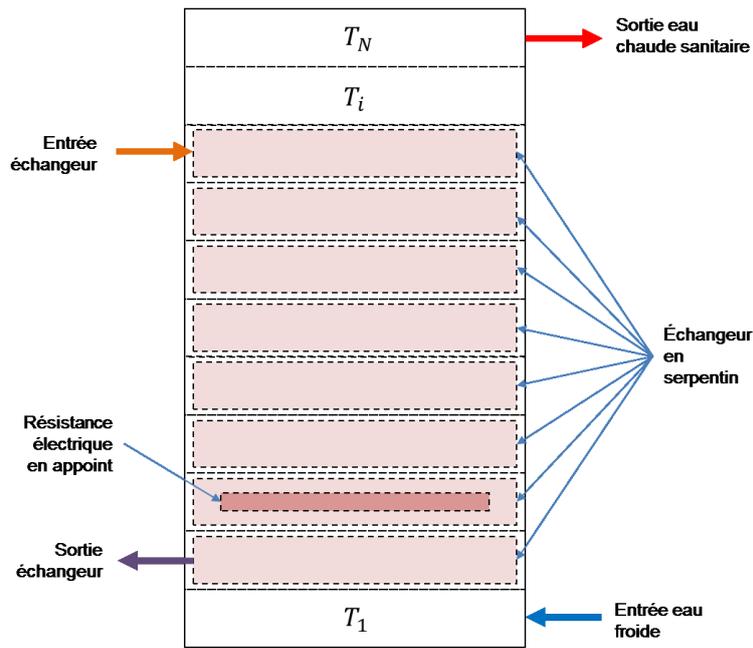


Figure II-8 : Schéma du modèle de ballon d'ECS

vi) Données météo

Dans le cadre d'études de sensibilité annuelles, un modèle météorologique est nécessaire pour établir les conditions limites des modèles de PAC et de bâtiment. Nous avons choisi le modèle météo disponible dans la bibliothèque BuildSysPro d'EDF R&D (17). Les données utilisées par le modèle sont issues de Météo France (44). À partir des données issues de tableaux, ce modèle a comme sorties les variables suivantes :

- Flux solaire (direct normal et diffus horizontal) [W/m^2]
- Température extérieure sèche [K]
- Température de rosée [K]
- Température du ciel [K]
- Pression atmosphérique [Pa]
- Humidité relative [%]
- Vitesse et direction du vent [m/s]

vii) Régulateur

La simulation du système de production de chauffage et d'eau chaude sanitaire nécessite un régulateur qui permet de respecter les consignes de température à l'intérieur du bâtiment et dans le ballon d'ECS. Comme le système de pompe à chaleur est composé de différents dispositifs, le modèle de régulation global est subdivisé en plusieurs régulateurs secondaires qui assurent le bon fonctionnement de chaque composant.

Nous allons classer ces régulateurs secondaires en régulateurs de premier niveau et de deuxième niveau. Un régulateur de premier niveau est celui qui, à partir des variables d'entrée réelles (températures dans notre modèle), crée des variables intermédiaires. Ces variables intermédiaires, avec d'autres variables mesurées, serviront aux régulateurs de deuxième niveau pour calculer les variables finales de commande.

Afin d'illustrer cette description, la Figure II-9 représente schématiquement l'organisation du modèle de régulation. Les variables d'entrée mesurées par les capteurs sont les températures de l'air extérieur, de l'eau en entrée et en sortie de la PAC, la température de l'eau dans le ballon d'ECS, la température intérieure de la maison et la température de consigne renseignée par l'utilisateur.

Les régulateurs de premier niveau (régulateurs « loi d'eau » et « témoin de besoins ») créent, à partir de certaines des variables d'entrée, des variables intermédiaires pour donner plus d'informations aux régulateurs de deuxième niveau.

Finalement, les cinq régulateurs de deuxième niveau prennent en compte les variables d'entrée et intermédiaires pour créer les variables finales ou de commande des composants du système.

Une description de chaque modèle peut être trouvée dans l'Annexe A .

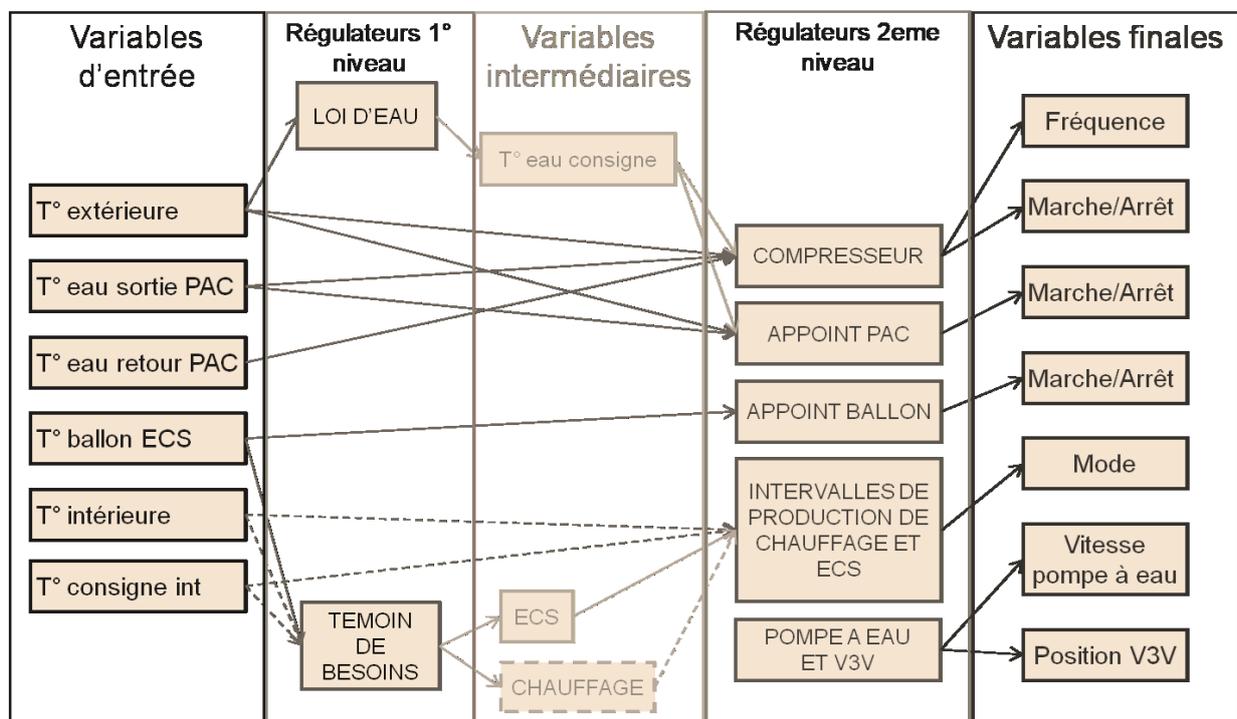


Figure II-9 : Schéma du régulateur du système de chauffage

II - 1. 2. Banc d'essais semi-virtuel

La validation des modèles décrits dans la section II - 1. 1. 2. a été réalisée au moyen d'un banc de test semi virtuel. Nous avons voulu reproduire les conditions d'opération d'une PAC double service le plus fidèlement possible. En raison de l'impossibilité d'utiliser une maison réelle où installer le système, un banc de test semi-virtuel a été développé. Celui-ci est capable de simuler les besoins thermiques de la maison (chauffage et soutirages d'ECS) grâce à des simulations numériques en temps réel. Ce banc a été développé afin de tester une pompe à chaleur air/eau double service commerciale.

Le développement de ce banc de test a donné lieu à une publication dans un journal scientifique (45). La description détaillée du banc d'essai peut être retrouvée dans l'Annexe B Ses principales caractéristiques sont cependant données ci-dessous (cf. Figure II-10).

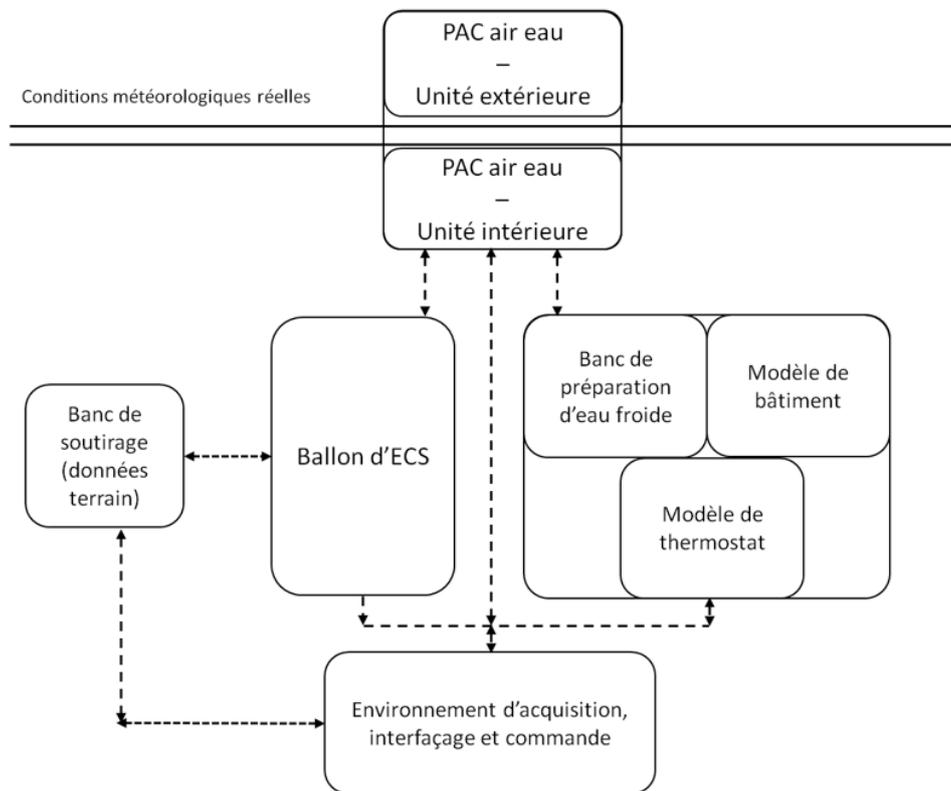


Figure II-10 : Schéma du banc semi virtuel pour le test de pompes à chaleur

II - 1. 2. 1. Description du banc

Le banc de test semi-virtuel permet de tester des pompes à chaleur sous conditions météorologiques réelles. L'unité extérieure de la PAC est placée à l'extérieur de l'enceinte de test. L'unité intérieure est placée à l'intérieur de l'enceinte de test, où elle est connectée à un ballon de stockage d'ECS réel et à une maison virtuelle. Le banc de test semi-virtuel permet de réaliser les tâches suivantes :

- Simulation du bâtiment et du réseau hydraulique, au moyen de l'environnement de simulation Modelica-Dymola.

- Émulation de la température de retour d'eau du réseau de chauffage, grâce à un groupe froid et un banc de préparation d'eau froide dont la consigne est donnée par les simulations Modelica-Dymola.
- Émulation des signaux envoyés par le thermostat d'ambiance au contrôleur de la PAC, au moyen d'un signal relais. Ce signal est envoyé en fonction de la température intérieure calculée par le modèle de bâtiment et de la température de consigne de l'air intérieur.
- Émulation des soutirages par un banc de soutirage dont la consigne (énergie à soutirer et débit de soutirage) est commandée par la lecture d'un fichier de données de soutirages issues de suivis d'installations réelles par EDF (46).

Le modèle de bâtiment (bâtiment et réseau hydraulique de chauffage) reçoit comme variables d'entrée les mesures de température extérieure de l'enceinte, irradiation solaire, température et débit de l'eau du condenseur de la PAC. La simulation en temps réel permet de calculer la température de l'air intérieur de la maison et la température de retour d'eau de chauffage (cf. Figure II-11).

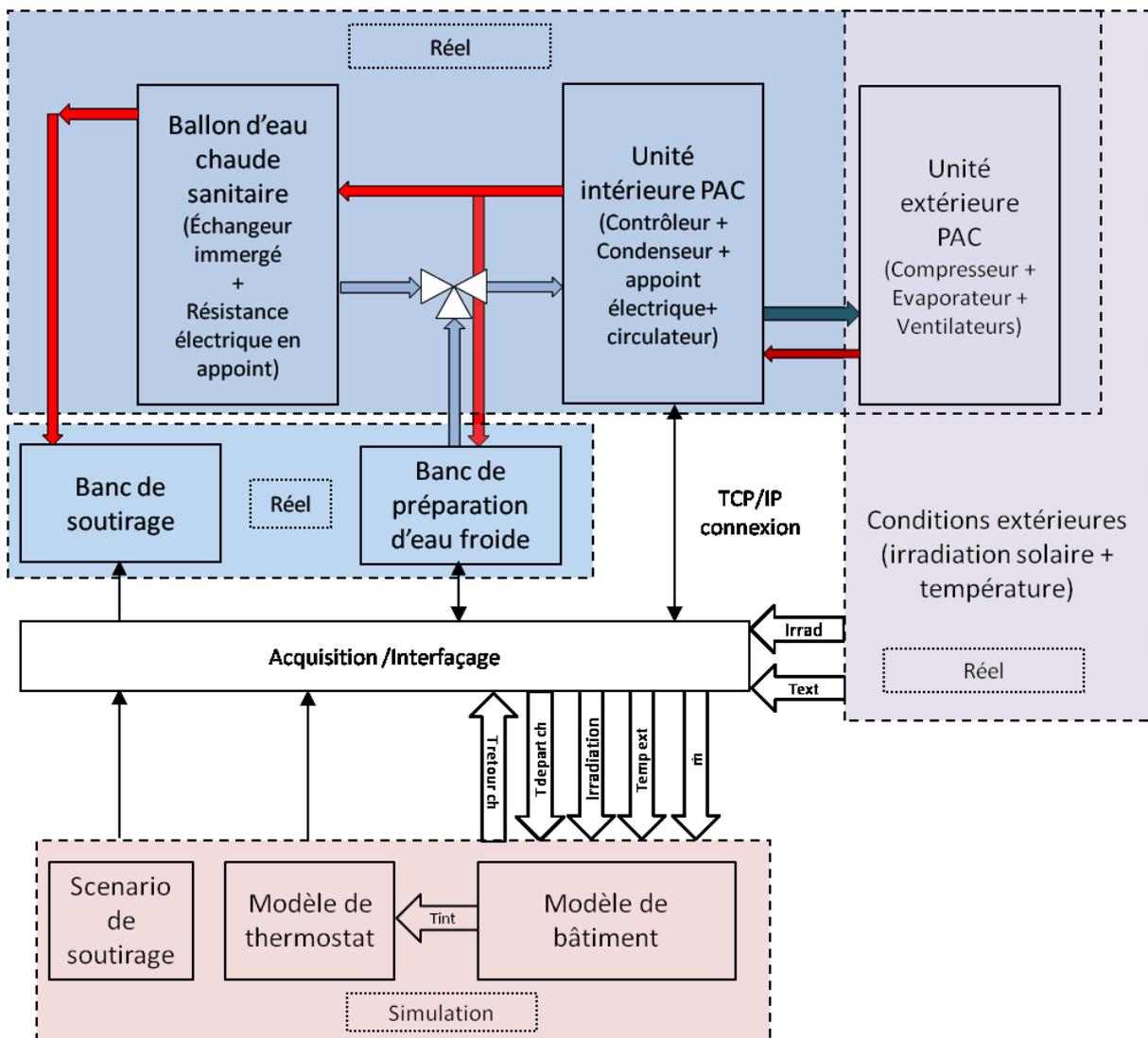


Figure II-11 : Banc de test semi-virtuel : variables de transfert

II - 1. 2. 2. Mesures

Les mesures sur l'installation sont réalisées grâce à des capteurs présents dans la PAC ou dans le ballon. Les mesures sont directement récupérées dans le banc d'acquisition. Les mesures issues des capteurs internes à la PAC sont récupérées via une connexion TCP/IP entre le contrôleur de la PAC et le banc d'acquisition.

Les types de capteurs de l'installation dans le banc sont :

- Pour les mesures de température : des thermomètres à résistance de platine du type PT 100 (DIN IEC 751 classe A). La déviation de la mesure (°C) est de $\pm 0,15 + 0,002 \times T$, où T est la température mesurée.
- Pour les mesures de débit : débitmètres électromagnétiques avec une erreur de mesure maximale de $\pm 5\%$.
- Pour les mesures de puissance électrique consommée : appareil TRIAD2 avec une précision de la mesure de $\pm 0,2\%$.
- Pour la mesure de l'irradiation solaire : pyranomètre.
 - o Plage de mesure : 0 – 2000 W/m²
 - o Sensibilité typique : 10 $\mu\text{V}/(\text{W}/\text{m}^2)$

La précision des capteurs utilisés est suffisante pour les besoins de notre installation :

- Dans le cas de la température, on peut atteindre 65°C ce qui donne une déviation de la mesure de $\pm 0,28\text{ °C}$. Pour une régulation correcte de la température, la précision requise se situe entre 0,5 et 1 °C.
- Dans le cas du débit, on peut atteindre des débits proches à 1500 l/h, ce qui donne une déviation de la mesure de $\pm 75\text{ l/h}$. Cette précision est suffisante.
- Dans le cas de la puissance électrique, les mesures varient entre 0 et 9000 W, ce qui donne une déviation de la mesure de $\pm 18\text{ W}$ ($\pm 0,2\%$).
- Pour la mesure de l'irradiation solaire, on peut atteindre pendant une journée d'hiver des puissances proches de 700 W/m². Cette mesure est traduite sur une échelle de 0-10 V (0 V pour 0 W/m² et 10 V pour 2000 W/m², donc 3,5 V pour 700 W/m²) avec une incertitude de 10 $\mu\text{V}/(\text{W}/\text{m}^2)$. En conséquence l'incertitude de mesure sera au maximum de 0,007 V (inférieure à 0.5%) ce qui est suffisant.

La position des capteurs est la suivante :

- Ballon d'ECS : capteurs de température surfaciques collés à la cuve, couche d'isolation entre la cuve et l'air extérieur.
- Circuit d'eau : capteurs immergés.
 - o Entrée et sortie de la PAC.
 - o Entrée et sortie de l'échangeur du ballon d'ECS.
 - o Entrée et sortie du ballon de découplage du groupe froid (voir Annexe B).
- Air :
 - o Température de l'air extérieur, capteur orienté au nord.
 - o Températures de l'air à l'entrée et la sortie de l'évaporateur : collées aux ailettes (entrée) et à la grille du ventilateur (sortie).
- Irradiation solaire : pyranomètre en toiture.

II - 2. Analyse des séquences de fonctionnement dynamique

L'objectif de cette section est d'analyser les séquences de fonctionnement de la pompe à chaleur double service de façon dynamique. Cette analyse est faite en deux temps : d'abord à partir du modèle développé, dont les résultats sont validés grâce au banc de test semi virtuel ; et en deuxième temps à partir des résultats des essais sur le banc de test semi virtuel. Le modèle développé cherche à se rapprocher de comportements plausibles d'un système réel. Ses paramètres ont été calibrés pour représenter les comportements de ce système.

II - 2. 1. Puissance électrique et température d'eau de la PAC

À partir du modèle de pompe à chaleur, nous pouvons calculer la température d'eau à la sortie du condenseur et la puissance électrique consommée. Comme évoqué dans le chapitre I, la température d'eau à la sortie du condenseur est régulée par la variation de la fréquence du compresseur en fonction d'une consigne² et de la température de l'eau retournant au condenseur. Le thermostat d'ambiance commande le démarrage et l'arrêt du compresseur en fonction de la température à l'intérieur du logement.

Pour la validation du modèle de PAC, on utilise comme valeurs d'entrée du modèle les mesures de température extérieure, de débit et la température de retour d'eau au condenseur (issue du banc de préparation d'eau froide) et la fréquence du compresseur. La comparaison porte sur les valeurs calculées et les mesures de la température PAC de sortie de la PAC et la puissance électrique consommée. Les mesures correspondent à 6 heures d'essais. Nous pouvons observer le comportement dynamique de la PAC sur la Figure II-12.

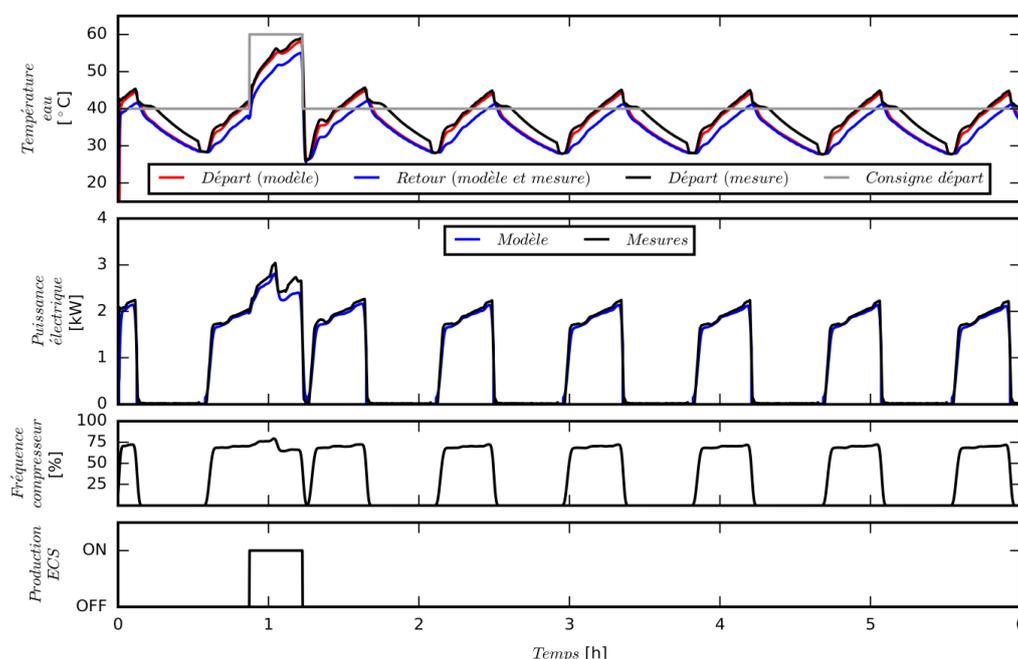


Figure II-12 : Fonctionnement dynamique de la PAC – résultats de simulation et du banc de test : a.- températures d'eau ; b.- puissance électrique consommée ; c.- fréquence du compresseur ; d.- production d'ECS

² En mode chauffage cette consigne est établie par la loi d'eau. En mode de production d'ECS, cette valeur correspond à la température de consigne d'ECS plus un delta de température.

La Figure II-12 compare les résultats de simulation du modèle de pompe à chaleur et les mesures du banc de test. La pompe à chaleur se trouve en mode chauffage tout le temps sauf à 1h00 (cf. Figure II-12.d) où elle réchauffe le ballon d'ECS.

La Figure II-12.a illustre la température de consigne de départ d'eau (en gris), la température de retour d'eau (en bleu – la valeur mesurée est l'entrée du modèle), la température de départ d'eau simulée (en rouge) et la température de départ d'eau mesurée (en noir). On met en évidence la validation du modèle de PAC par rapport à la PAC commerciale utilisée pendant les essais. En effet, nous pouvons observer une bonne adéquation entre les températures mesurées et simulées correspondant à l'eau de sortie du condenseur, avec une erreur absolue moyenne (MAE – mean absolute error) de 0,9 K.

La Figure II-12.b montre la puissance électrique consommée par le compresseur. En mode chauffage la puissance calculée par le modèle correspond à la puissance mesurée (MAE = 79.9 W). Néanmoins, on observe que pendant la production d'ECS (cf. Figure II-12.b et Figure II-13.b), la consommation électrique calculée est inférieure à la valeur mesurée (MAE = 178,6 W). Ceci se produit pour la même fréquence du compresseur mais pour une température de retour d'eau plus élevée. Nous pouvons conclure que le modèle de calcul de la puissance électrique est mieux adapté à des températures de retour inférieures à 50°C. Néanmoins, par rapport à la puissance moyenne consommée en mode ECS (2582 W), l'écart ne représente que 6,9 %. Nous acceptons cette erreur et considérons que le modèle est adapté aux besoins de notre étude.

Par rapport au comportement de la PAC, nous pouvons observer que pour une même fréquence du compresseur, la puissance électrique augmente pendant la production d'ECS en raison d'une température moyenne d'eau dans le condenseur (et donc d'une température de condensation) plus élevée, cf. Figure II-13.a, impliquant une baisse du coefficient de performance de la PAC.

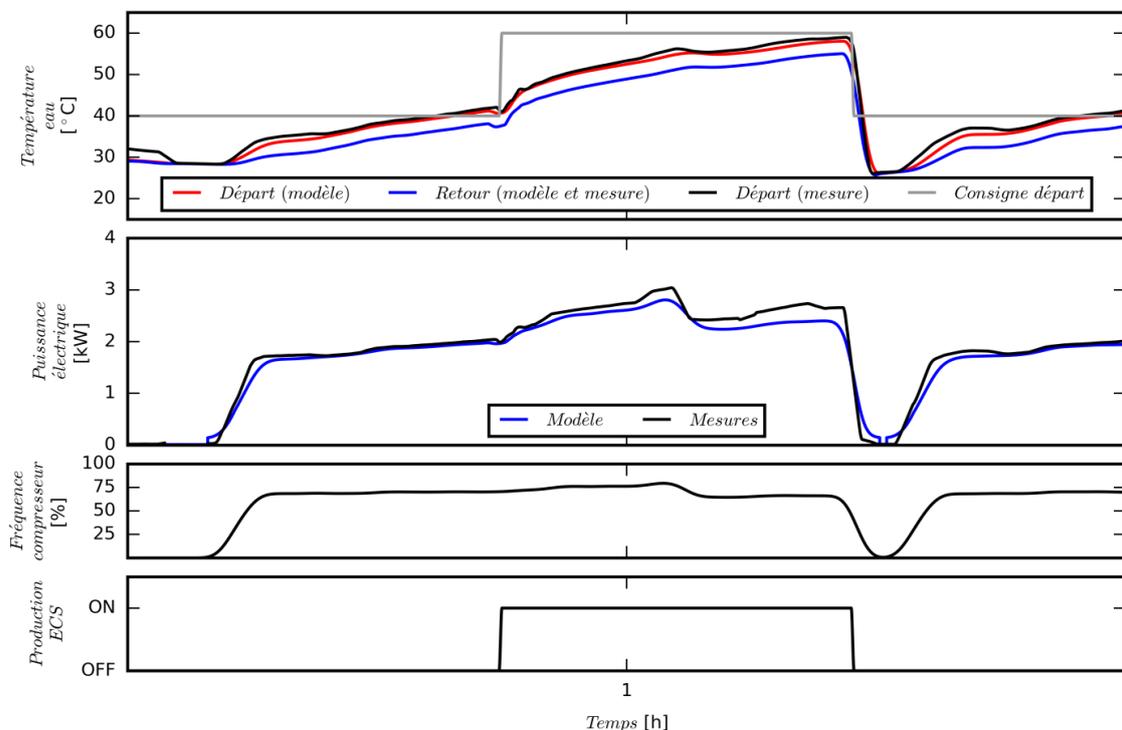


Figure II-13 : Zoom sur le fonctionnement dynamique de la PAC en mode eau chaude sanitaire – résultats de simulation et du banc de test : a.- températures d'eau ; b.- puissance électrique consommée ; c.- fréquence du compresseur d.- production d'ECS

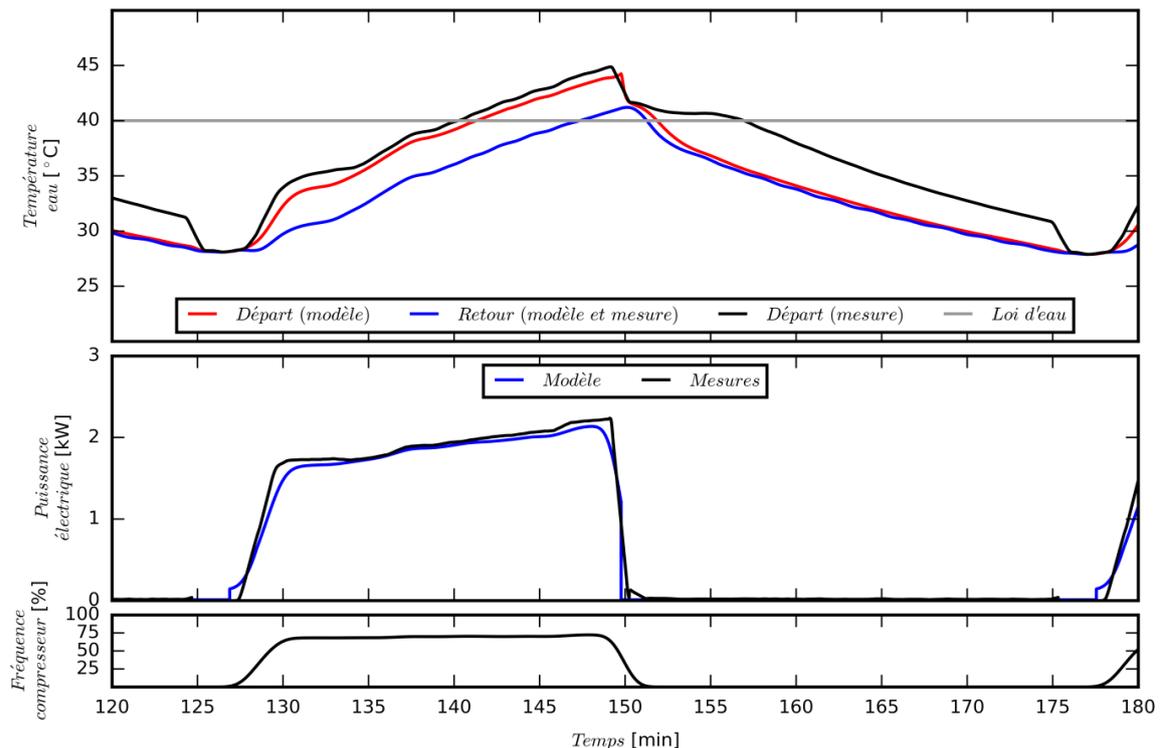


Figure II-14 : Zoom sur le fonctionnement dynamique de la PAC en mode chauffage PAC – résultats de simulation et du banc de test : a.- températures d'eau ; b.- puissance électrique consommée ; c.- fréquence du compresseur

La Figure II-14 montre le détail du comportement pendant un cycle de marche-arrêt du compresseur en mode chauffage (entre 2h et 3h). Les différences entre le modèle et les mesures se produisent principalement lors des phases de démarrage et d'arrêt. Pendant l'arrêt du compresseur, la pompe à eau est également à l'arrêt. L'eau étant alors stagnante, sa température mesurée par le capteur est alors très imprécise voire non valide. Ceci explique alors l'écart de températures entre la mesure et la simulation (Figure II-14.a. on peut constater que cet écart se réduit fortement avant le démarrage du compresseur, car la circulation d'eau dans le condenseur démarre quelques minutes avant).

II - 2. 2. Comportement en mode eau chaude sanitaire

Grâce au modèle de stockage d'ECS nous pouvons simuler les conséquences des soutirages d'eau chaude et donc calculer la température à l'intérieur du ballon. Le modèle nous permet également de calculer la température d'eau à la sortie de l'échangeur immergé dans le ballon. Cette température de retour (vers le condenseur) est utilisée par le modèle de PAC pour calculer la puissance électrique consommée et la température de départ du condenseur (température d'entrée de l'échangeur du ballon).

Afin d'évaluer le comportement dynamique du modèle de ballon, comme pour le modèle de PAC, nous avons utilisé comme entrées du modèle les données issues des essais du banc de test semi-virtuel (température et débit de l'eau circulant dans l'échangeur, température ambiante de la pièce où le ballon est situé et débit de soutirage).

La Figure II-15 montre les résultats lors de 11 heures de fonctionnement du système. Deux productions d'ECS ont eu lieu (à 1h et à 10h). Ces productions ont été déclenchées à cause d'une chute de la température d'ECS. En effet, la régulation de la PAC déclenche la production d'ECS lorsque la

température mesurée est inférieure à la consigne moins un certain delta de température (~5K). Ces chutes de température sont causées par des soutirages avant 1h et avant 10h (cf. Figure II-15.c).

Les résultats de simulation peuvent être comparés aux résultats des essais sur la Figure II-15. La Figure II-15.a montre les températures d'eau à l'entrée (départ) et à la sortie (retour) de l'échangeur situé dans le ballon. La Figure II-15.b montre les températures du ballon d'ECS à différentes hauteurs de la cuve. Le débit de soutirage est représenté sur la Figure II-15.c. Comme indiqué dans le paragraphe II - 1. 2. , il est programmé selon un scénario issu de campagnes d'essais sur sites réels (46). Finalement la Figure II-15.d indique les périodes de réchauffage du ballon d'ECS par la PAC.

Les résultats des simulations sont très proches des résultats des mesures (cf. Tableau II-1). La comparaison de la température de retour d'eau est uniquement comparé lors de la production d'ECS (et donc pendant la circulation d'eau chaude à travers de l'échangeur). Par rapport aux températures du ballon, il faut rappeler que les sondes de température sont placées à l'extérieur de la cuve du ballon (sondes de contact). Les températures de la partie supérieure du ballon (45% de la hauteur et 65% de la hauteur) ont des valeurs mesurées et calculées très proches, soit en mode réchauffage soit en mode arrêt de la PAC (cf. Tableau II-1). En revanche, les valeurs mesurées et calculées de la température de l'eau située en bas du ballon (sonde à 15% de la hauteur) présentent des écarts plus importants lors des phases de réchauffage. Ceci peut être la conséquence de la convection à l'intérieur du ballon qui n'est pas prise en compte dans le modèle.

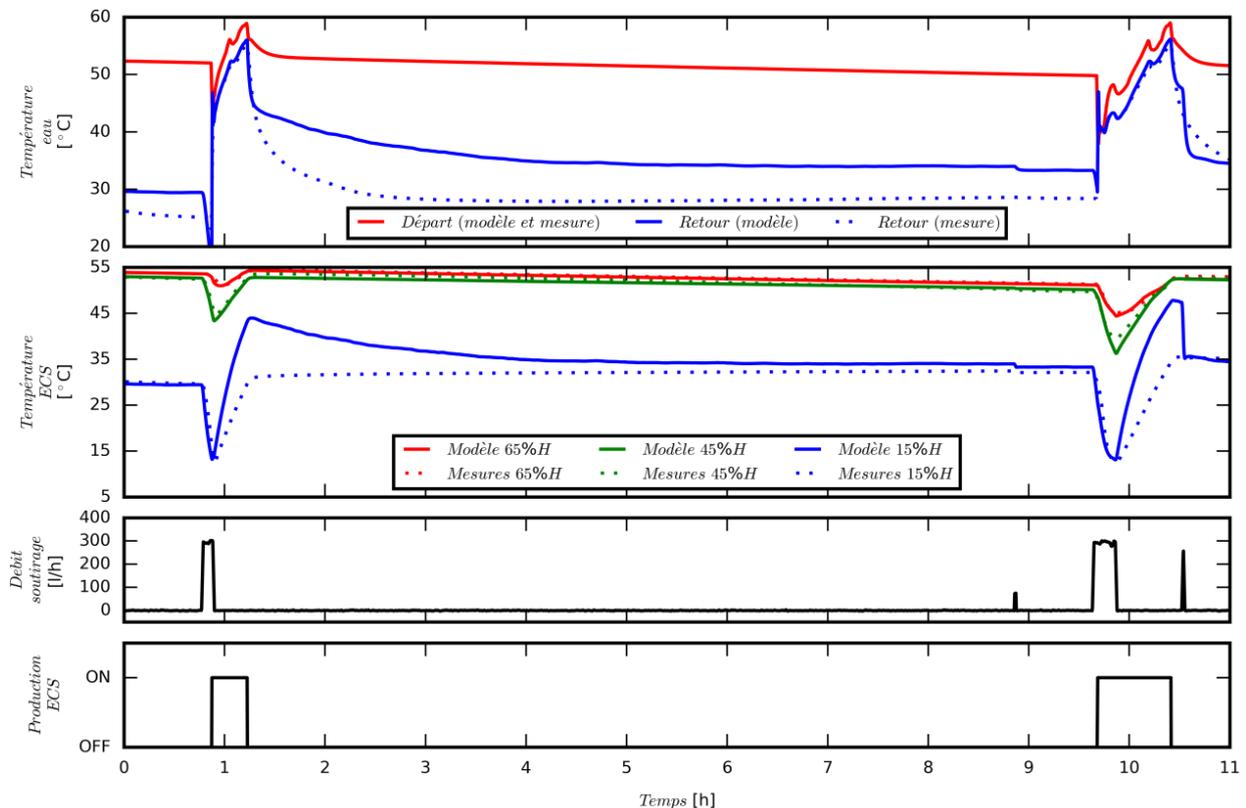


Figure II-15 : Fonctionnement dynamique du ballon d'ECS – résultats de simulation et du banc de test : a.- températures d'entrée et sortie de l'échangeur du ballon, b.- températures des sondes placées sur la cuve du ballon (15%, 45%, 65%H de la hauteur de la cuve), c.- débit de soutirage d'ECS, d.- Production d'ECS

Tableau II-1 : Comportement en mode ECS : erreur absolue moyen (MAE) entre le modèle et les mesures

Grandeur	MAE (Prod ECS) [K]	MAE (Pas de prod ECS) [K]
Température de retour d'eau de l'échangeur	0,64	~
Température de l'ECS (capteur à 65% de la hauteur)	0,37	0,18
Température de l'ECS (capteur à 45% de la hauteur)	0,92	0,44
Température de l'ECS (capteur à 15% de la hauteur)	8,72	3,25

La Figure II-16 montre un zoom du comportement du système pendant la production d'ECS (réchauffage du ballon). Nous pouvons observer la diminution de l'écart de température entre le départ et le retour de l'échangeur lors du réchauffage du ballon. Ceci est dû à une réduction des performances de la PAC lorsque la température de condensation est plus élevée.

La simulation de la température de retour présente une erreur par rapport aux essais au fur et à mesure que la production d'ECS progresse. Ceci est dû à l'erreur de calcul de la température d'ECS en bas de la cuve mentionnée précédemment : le modèle calcule une température de la cuve plus élevée que dans la réalité, ce qui provoque le calcul d'une température de retour d'eau également plus élevée.

Malgré ces déviations, l'impact sur la température de retour de l'échangeur et sur la température d'ECS mesurée par la PAC (sonde à 65% de la hauteur) est négligeable (comme observé dans le Tableau II-1), valeurs utilisées pour le calcul de la puissance électrique consommée et la disponibilité d'ECS, respectivement. Ceci met en évidence que pour les besoins de notre étude, le modèle représente assez précisément le comportement réel d'un ballon d'ECS chauffé par une PAC double service.

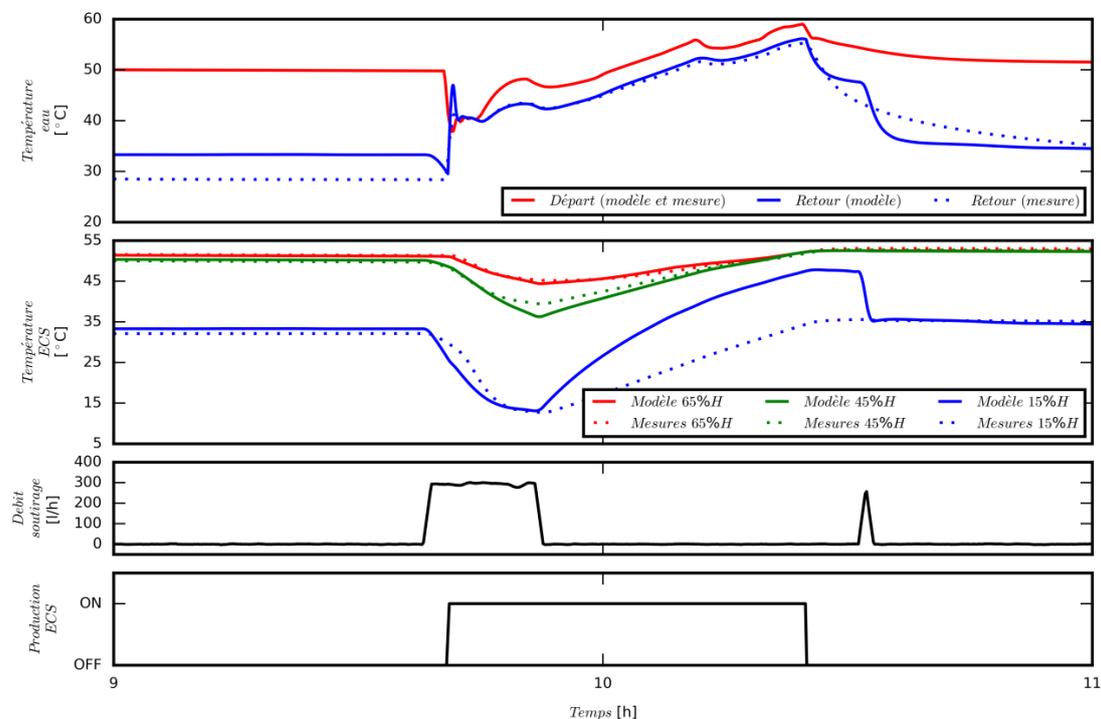


Figure II-16 : Zoom sur le fonctionnement dynamique du ballon d'ECS – résultats de simulation et du banc de test : a.- températures d'entrée et sortie de l'échangeur du ballon, b.- températures des sondes placées sur la cuve du ballon (15%, 45%, 65%H de la hauteur de la cuve), c.- débit de soutirage d'ECS, d.- Production d'ECS

II - 2. 3. Comportement en mode chauffage

Les résultats du banc de test semi-virtuel ont été utilisés pour illustrer le comportement du système en mode chauffage pendant une journée.

Grâce à la partie semi-virtuelle du banc, la température intérieure du logement est déterminée. Ce calcul est fait grâce aux modèles de bâtiment et du réseau de chauffage présentés dans la section II - 1. 1. 2.

La Figure II-17.a illustre l'évolution de la température intérieure au cours d'une journée. Deux températures de consigne sont utilisées : « confort » (entre 18h et 10h du lendemain) et « eco » (entre 10h et 18h). La Figure II-17.b montre l'évolution des températures de départ et de retour d'eau de la PAC ainsi que de la température de consigne de départ d'eau (selon la loi d'eau). Finalement, les Figure II-17.c et Figure II-17.d nous indiquent les périodes de fonctionnement de la PAC en mode chauffage et ECS, respectivement.

Le système de régulation étudié considère l'utilisation d'un thermostat d'ambiance et non de robinets thermostatiques. La présence d'un thermostat d'ambiance permet à la régulation de la PAC d'arrêter le chauffage dès que la température intérieure dépasse la consigne plus une marge de régulation appelée « bande morte ». Elle est ici d'une valeur de 0,5°C. On peut apprécier ce comportement tout au long de la journée et pour les deux températures de consigne. Ainsi, entre 17h et 18h, la régulation de la PAC n'a pas prévu la relance de chauffage (changement de consigne à 18h) et le thermostat d'ambiance arrête le chauffage à 16,5°C quelques minutes avant 18h, ce qui retarde la relance de chauffage et dégrade le confort.

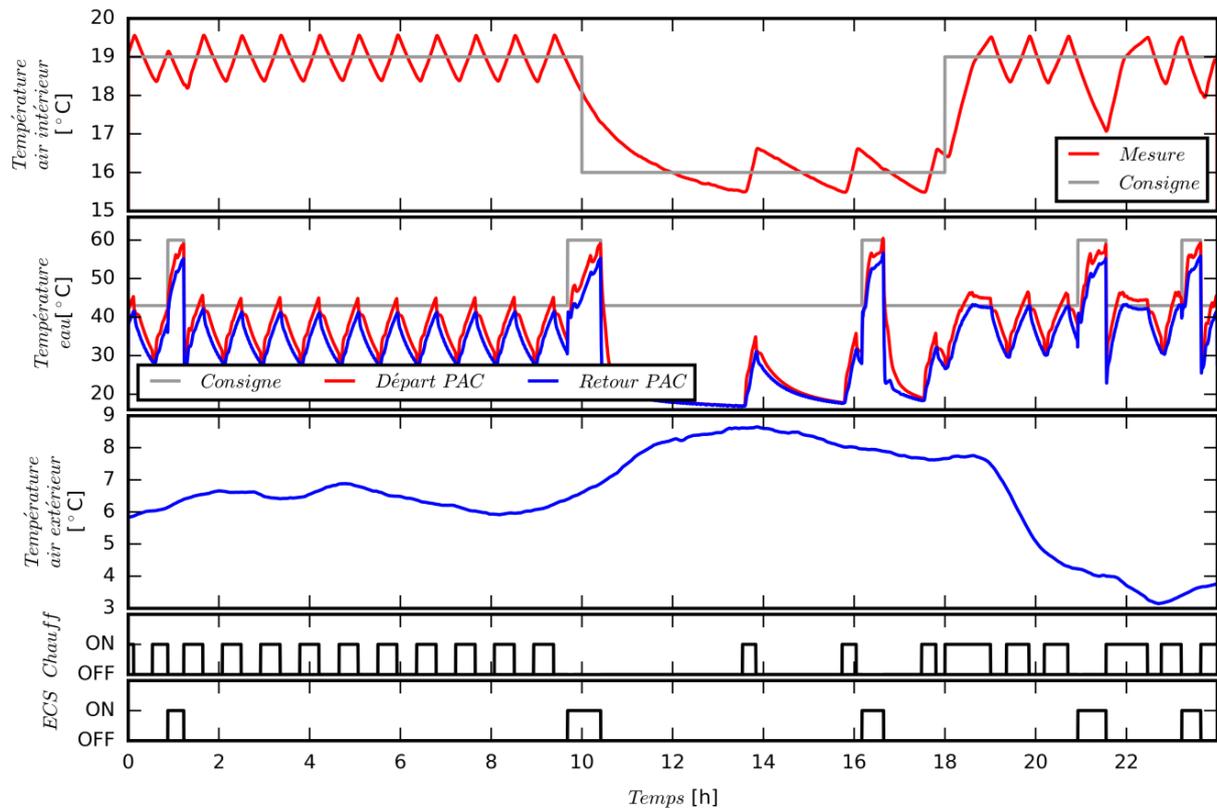


Figure II-17 : Comportement du système en mode chauffage - résultats de simulation et du banc de test : a.- température intérieure, b.- température de départ et retour d'eau de la PAC, c.- production de chauffage, d.- production d'ECS

Concernant la température de consigne de départ d'eau, une valeur fixe indépendante de la température extérieure a été utilisée (loi d'eau constante). Quand la température de consigne est au-dessus de la température optimale, des cycles marche/arrêt de la PAC se produisent assez souvent, avec des temps de marche très courts (fonctionnement entre 0h et 10h). Une loi d'eau adaptée aux caractéristiques thermiques du logement et à la température extérieure pourrait éviter ce type de situations.

Il est à noter qu'entre 10h et 18h, la température extérieure est à son maximum journalier (8-9°C). La température de consigne de départ d'eau fixe est élevée ; ceci induit alors des temps de marche particulièrement courts ; les temps d'arrêt sont alors plus longs.

Remarque sur le fonctionnement double-service : pendant les périodes de production d'ECS, le chauffage s'arrête puisque les deux fonctions ne peuvent fonctionner en simultané. Ceci peut dégrader le confort dans la maison (voir Figure II-17.a à 21h et à 23h) si les températures extérieures sont très basses et l'inertie de la maison faible³. La production d'ECS ne dégrade pas le confort quand celle-ci se produit pendant la période d'arrêt du cycle marche/arrêt de la PAC (à 10h et à 16h).

II - 2. 4. Exemple de l'impact d'un paramétrage par défaut pendant une journée d'hiver

A partir des données des essais du banc semi virtuel décrit dans la section II - 1. 2. , nous allons démontrer l'impact du mauvais paramétrage de la pompe à chaleur en termes de consommation énergétique, confort de chauffage et disponibilité d'ECS pour une journée d'hiver. La date sélectionnée pour l'analyse est le 30 janvier 2016. Dans la Figure II-18 nous pouvons observer l'évolution de la température intérieure, la température d'ECS et la puissance électrique consommée. Le paramétrage de la PAC est celui défini par défaut par le constructeur :

- Loi d'eau par défaut (sans adaptation par rapport au changement de consigne intérieure).
- Production d'ECS quand la température du ballon descend en dessous de 5 K par rapport à la consigne (priorité production d'ECS).
- Durée maximale de blocage du mode thermodynamique de la PAC en mode ECS de 40 minutes si les besoins de chauffage sont présents (pour ne pas pénaliser le confort de la maison).
- Pas d'anticipation de la relance.

Nous pouvons observer que la relance de chauffage (18h) n'est pas anticipée, ce qui produit de l'inconfort dans la maison entre 18h et 19h30. Du comportement de la PAC et de la température intérieure, on peut déduire que la loi d'eau n'est pas non plus adaptée à la relance, car le compresseur s'arrête pendant la relance (voir la puissance appelée entre 18h et 19h). C'est-à-dire, la PAC suit la loi d'eau, et comme la température de départ est supérieure à la loi d'eau, le compresseur s'arrête (même si la consigne de température intérieure n'est pas atteinte).

³ Dans l'exemple nous utilisons une maison dont l'isolation respecte la réglementation thermique française de 1974.

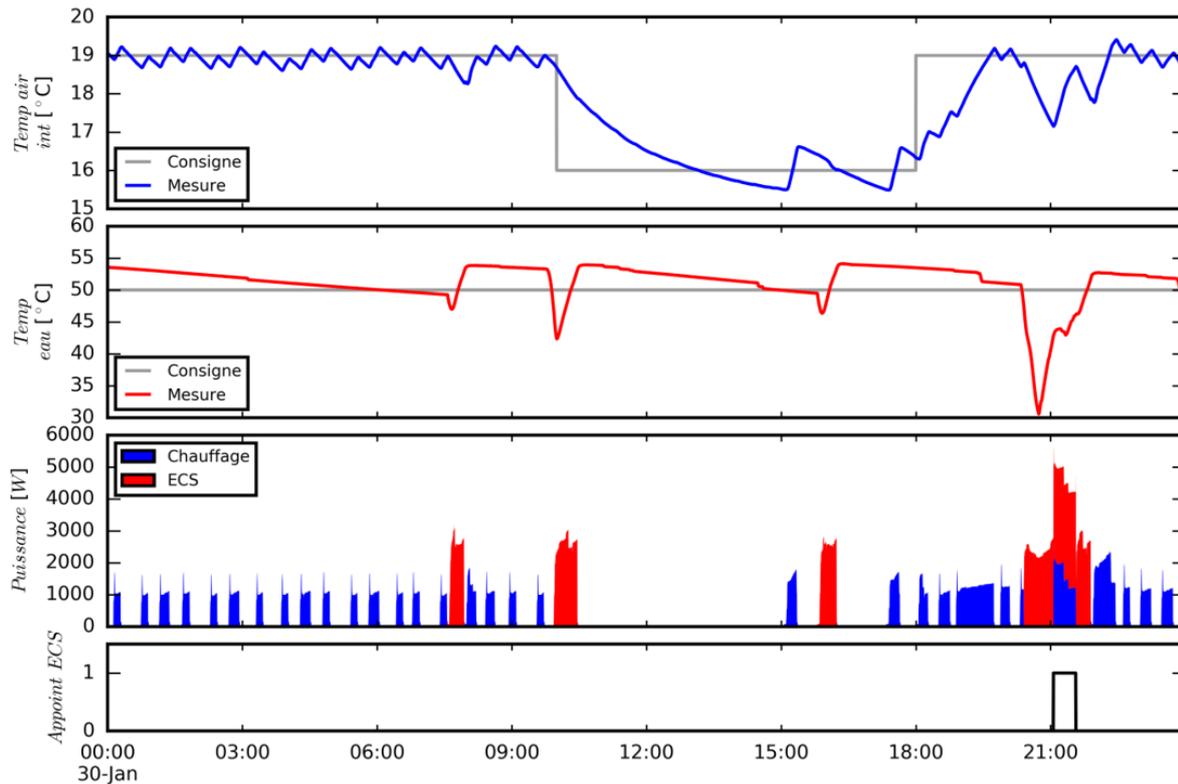


Figure II-18 : Impact du paramétrage de la pompe à chaleur sur le confort, la disponibilité d'ECS et la puissance électrique consommée – a.- température intérieure, b.- température d'ECS, c.- puissance électrique consommée en mode chauffage et ECS, d.- activation de l'appoint électrique immergé dans le ballon

On observe également que la gestion du chauffage et de la production ECS n'est pas optimisée. Le puisage d'ECS n'est pas anticipé et celui-ci produit une importante baisse de la température du ballon d'ECS (proche de 30 °C à 20h). A cause de cette chute de température d'ECS, la PAC coupe le chauffage pour la production d'ECS, ce qui produit de l'inconfort dans la maison. Après 40 minutes, conformément à son paramétrage, la PAC arrête la production d'ECS pour basculer en mode chauffage. Comme la température du ballon est toujours sous la consigne, la régulation déclenche l'appoint électrique du ballon d'ECS (voir la consommation électrique à 21h). Ce comportement implique un saut de puissance de 3 kW dans la consommation électrique totale du système, et, en conséquence, une dégradation des performances. Une fois que la température du ballon se rapproche de la consigne, la PAC reprend le réchauffage du ballon en mode thermodynamique (à 21h30). Ce comportement produit également une perte de confort dans le logement, qui doit être rattrapée après la production d'ECS (à 22h). Il s'en suit une augmentation de la consommation du compresseur (2360 W par rapport à 1000 W pour maintenir la consigne).

L'analyse de ce comportement pendant une journée typique d'hiver met en évidence qu'un mauvais paramétrage de la pompe à chaleur (loi d'eau, gestion de la production de chauffage et d'ECS, anticipation à la relance, gestion des appoints) peut dégrader le confort du chauffage, la disponibilité d'ECS et les performances du système.

II - 3. Impact du mauvais paramétrage sur la consommation électrique et le confort annuels

L'analyse de séquences de fonctionnement dynamique a permis à la fois de décrire le comportement d'une PAC double-service lors de quelques phases caractéristiques et de valider les différents éléments composant le modèle global de l'installation décrit dans la section II - 1. 2.

Pour évaluer l'impact d'un mauvais paramétrage de la pompe à chaleur double service, ce modèle a été utilisé pour réaliser des simulations annuelles. L'étude paramétrique est menée par variation de différents paramètres du régulateur ainsi que de la puissance nominale de la PAC.

À partir des résultats des simulations, on a comparé le confort atteint et les consommations électriques de chaque composant du système. Les résultats sont présentés en 3 parties :

1. L'analyse du confort
 - a. Concernant la température de la maison : le confort est évalué à partir du nombre d'heures annuelles pendant lesquelles la température de la pièce est inférieure à la consigne.
 - b. Concernant la disponibilité d'ECS : le confort est mesuré en nombre d'heures pendant lesquelles la température de soutirage est inférieure à 40 °C.
2. L'analyse de la consommation électrique : en différenciant le compresseur, les appoints électriques et le circulateur du réseau hydraulique.
3. L'influence de chaque paramètre dans le comportement du système.

II - 3. 1. Description de l'étude paramétrique

Pour cette étude, on a utilisé l'assemblage des modèles décrits dans la section II - 1. 1. 2. Les caractéristiques des modèles sont :

Pompe à chaleur à vitesse variable

•	Fréquence maximale	=	120	Hz
•	Ratio fréquence minimale/maximale	=	20	%
•	COP nominal (A7/W35 50% vitesse max)	=	4,18	

Ballon d'eau chaude sanitaire

•	Volume	=	200	l
•	Surface du serpentin	=	1,8	m ²
•	Volume de soutirage par semaine à 40 °C (4 p.)	=	1365	l
•	Température de consigne	=	53	°C

Circulateur du réseau hydraulique

•	Débit nominal	=	1368	l/h
•	Débit réduit	=	820,8	l/h
•	Puissance consommée à débit nominal	=	180	W
•	Puissance consommée à débit réduit	=	108	W

Réseau de radiateurs

•	Puissance totale (P50 norme EN 442)	=	14	kW
•	Débit maximal dans les radiateurs	=	1224	l/h
•	Longueur des tuyaux (aller/retour)	=	30	m

Maison monozone Mozart

•	Réglementation thermique	=	RT 1974	
•	Surface	=	100	m ²
•	Emplacement	=	Trappes	
•	Température de consigne	=	19	°C
•	Déperditions maximales (19°C I / -7°C E)	=	7	kW

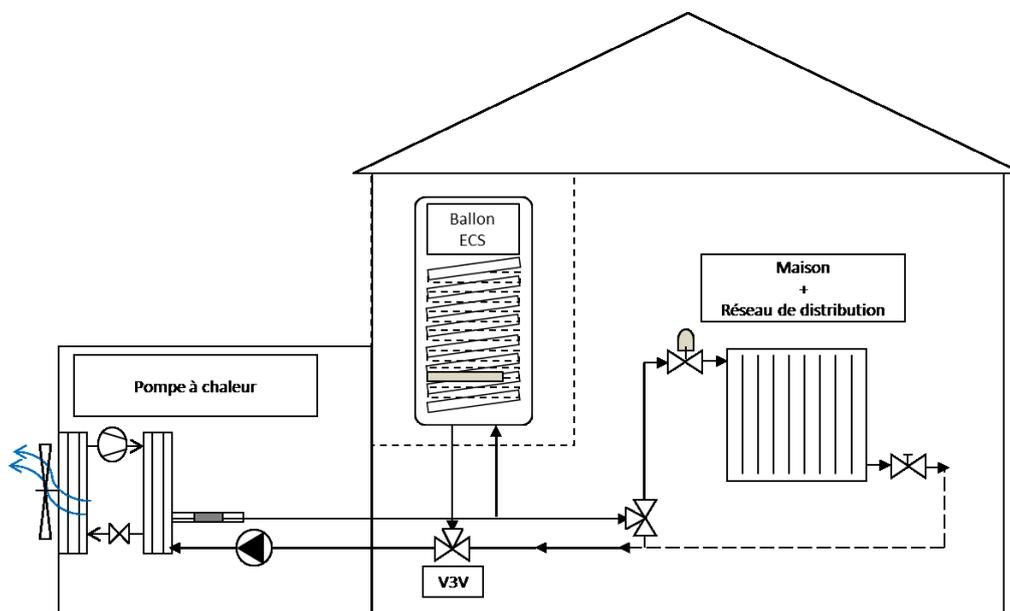


Figure II-19 : Schéma du modèle utilisé pour les simulations annuelles

Les paramètres du régulateur qui suivent sont modifiés dans l'étude paramétrique : loi d'eau, puissance des appoints électriques chauffage et ECS, présence ou non d'un thermostat d'ambiance et durée des plages de production de chauffage et d'ECS (cf. Tableau II-2). La loi d'eau est un paramètre qui établit une relation entre la température de l'air extérieur et la température de consigne de départ d'eau de chauffage (cf. Figure II-20). Comme il a été étudié par Park (47) et Hoogmartens (48), la température de l'eau de sortie fournie par un système de chauffage (fixée par la loi d'eau) affecte directement la consommation (via le COP pour une PAC, comme vu précédemment) et le confort du logement. Le rapport RAGE 2012 (49) évoque également la durée de production d'ECS qui impacte le confort du fait de l'arrêt de production de chauffage pendant ces cycles. Finalement, comme évoqué par Green dans (50) et (51), le choix entre une régulation par thermostat d'ambiance ou par robinets thermostatiques dans les radiateurs influence le confort des occupants, la consommation de l'installation et le nombre des cycles marche/arrêt du compresseur de la PAC.

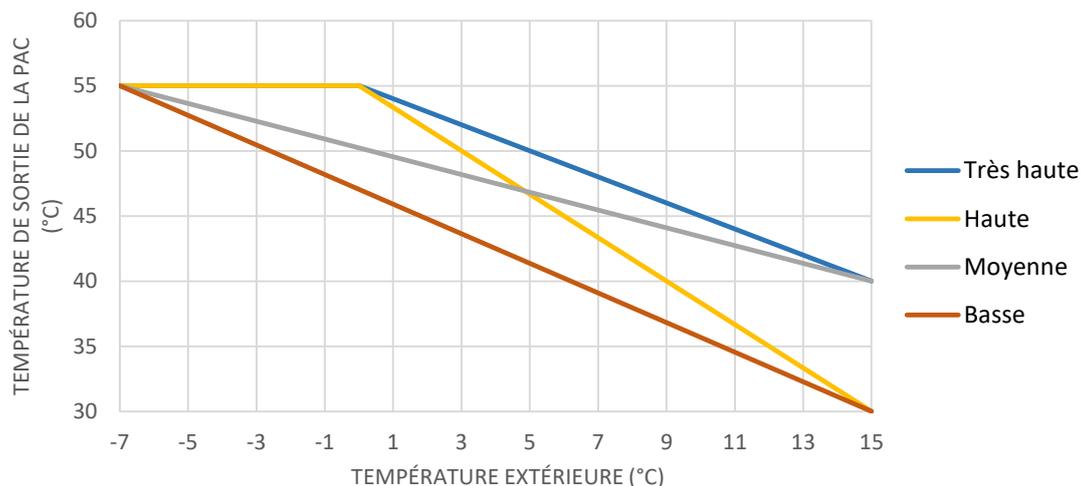


Figure II-20 : Lois d'eau étudiées dans l'étude paramétrique

Pour une maison avec ces caractéristiques, située à Trappes (T_{base} -7 °C) et prenant en compte les recommandations évoquées dans le chapitre I (pour rappel 80% Déperditions < $P_{PAC}(T_{base})$ < 100% Déperditions), la puissance nominale de la PAC (A7/W45) adaptée à cette maison varie entre 9 et 12 kW, et l'appoint en aval du condenseur entre 1,5 et 3 kW. Ainsi, afin d'évaluer également l'impact du dimensionnement de la pompe à chaleur, on a choisi (selon les règles décrites en (52)) deux puissances nominales de PAC : 9 et 12 kW. Par rapport au choix des puissances de l'appoint électrique, nous avons suivi les références existantes (pas d'appoint, 3 kW et 6 kW). Par rapport à l'appoint du ballon, nous avons considéré deux cas : pas d'appoint et un appoint de 3 kW (représentatif du marché pour ce volume de ballon).

Tableau II-2 : Paramètres étudiés

Paramètre de la PAC	Valeurs				Unités
Puissance appoint électrique en aval du condenseur	0 / 3 / 6				kW
Puissance appoint électrique ballon d'ECS	0 / 3				kW
Activation du thermostat d'ambiance	Oui / Non				-
Loi d'eau ($T^{\circ}eau = f(T^{\circ} ext)$)	Très haute	Haute	Moyenne	Basse	
T° sortie PAC à -7 °C	55	55	55	55	°C
T° sortie PAC à 0 °C	55	55	52	47	°C
T° sortie PAC à 15 °C	40	30	40	30	°C
Durée maximale de blocage en mode					
Eau chaude sanitaire	30 / 60				min
Chauffage	30 / 60 / 300 / 600				min

Des simulations ont été réalisées pour chaque combinaison possible de paramètres décrits dans le Tableau II-2. À partir des résultats, on a comparé le confort atteint et les consommations électriques de chaque composant du système.

La puissance électrique consommée par le système de production de chaleur est la somme des consommations du compresseur, des résistances électriques d'appoint, du ventilateur de l'évaporateur, de la pompe de circulation d'eau et de veille. Nous considérons une consommation de veille de 20 W et une consommation de la pompe de circulation de 180 W (données obtenues à partir de la notice technique d'une PAC commerciale). Les consommations du compresseur⁴ et des appoints varieront en fonction du mode d'opération.

II - 3. 2. Analyse du confort

Dans les simulations annuelles, la période de non-chauffage considérée va du 15 mai au 1er octobre. Pendant cette période, la pompe à chaleur produit uniquement de l'eau chaude sanitaire. En conséquence l'inconfort de chauffage est uniquement évalué pendant le reste de l'année.

II - 3. 2. 1. Définition de la mesure du confort dans cette étude

L'inconfort annuel est évalué en nombre d'heures pendant lesquelles les températures de consigne ne sont pas respectées. Il est déterminé différemment pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire :

- **Chauffage** : mesure de l'écart de la température intérieure à la consigne au-delà d'un certain seuil. Cet indicateur est quantifié en nombre d'heures.

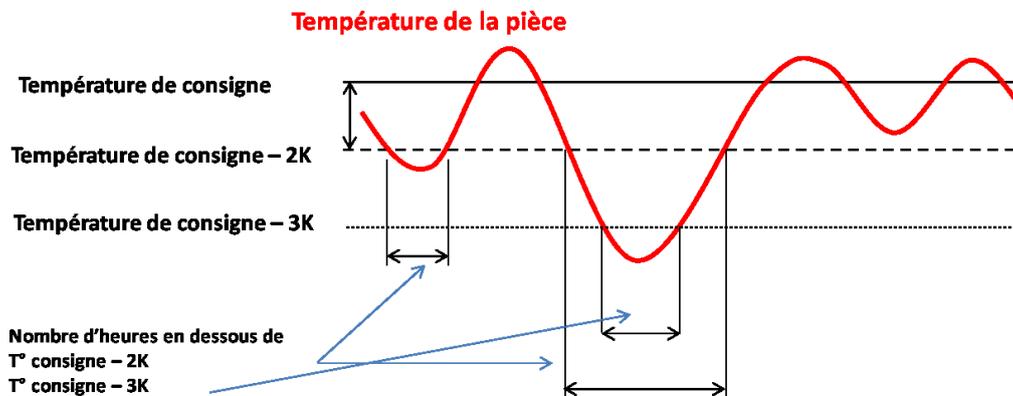


Figure II-21 : Définition de la mesure du confort

- **Eau chaude sanitaire** : mesure du nombre d'heures pendant lesquelles la température de l'eau de soutirage (en haut du ballon) est inférieure à 40 °C.

⁴ La consommation du compresseur inclut la consommation du ventilateur de l'évaporateur, car il est asservi au fonctionnement du compresseur

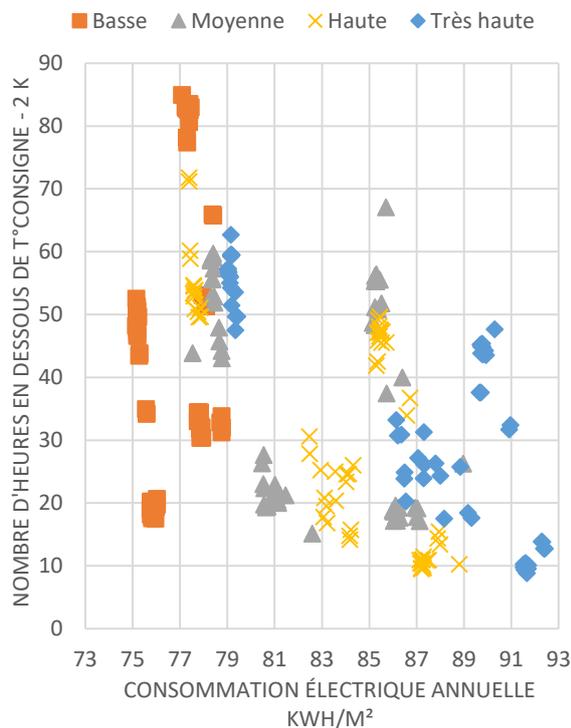
II - 3. 2. 2. *Chauffage : confort des occupants*

Figure II-22 : PAC 9 kW - Rapport confort chauffage / consommation électrique

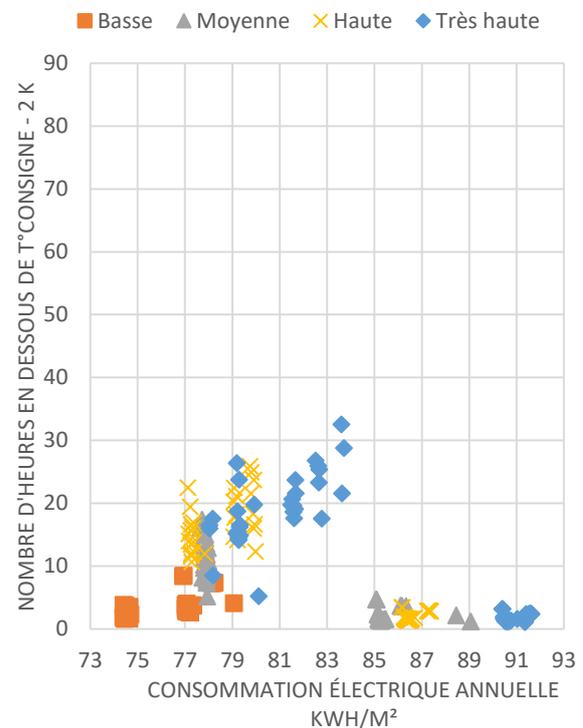


Figure II-23 : PAC 12 kW - Rapport confort chauffage / consommation électrique

Les résultats des simulations mettent en regard le confort et la consommation électrique annuelle du système pour la PAC de 9 kW (cf. Figure II-22) et pour la PAC de 12 kW (cf. Figure II-23). Chaque point correspond à une simulation (c.à.d. à un paramétrage différent). Les lois d'eau identiques sont représentées par des points de même couleur et de même forme.

En général, le niveau d'inconfort est plus élevé pour la PAC de puissance de 9 kW que pour celle de 12 kW. Néanmoins, on trouve, en fonction du paramétrage, des cas pour lesquels l'inconfort avec la PAC de 9 kW est inférieur à celui obtenu avec la PAC de 12 kW. Ceci donne un premier indice confirmant que le paramétrage joue un rôle clé dans le bon fonctionnement de l'installation.

Les différences de confort pour une même loi d'eau sont dues, conjointement, à la gestion de production du chauffage et de l'ECS, et à la gestion des appoints électriques. Une longue durée de production de chauffage assure le confort dans la maison mais, dans le même temps, le ballon d'ECS peut se refroidir si son appoint électrique ne se met pas en route (ou s'il n'existe pas). En conséquence, lors du basculement vers la production d'ECS, la PAC a besoin de plus de temps pour réchauffer le ballon. À des températures extérieures basses, la chute de température dans la maison est importante, causant de l'inconfort. Après la phase de production d'ECS, la PAC appelle une puissance élevée en raison de l'enclenchement de l'appoint électrique en aval du condenseur.

La mise en place d'un thermostat d'ambiance permet de transmettre la valeur de la température intérieure du logement à la PAC. Dès que la température intérieure dépasse la consigne, la PAC peut basculer en mode ECS.

II - 3. 2. 3. ECS : disponibilité

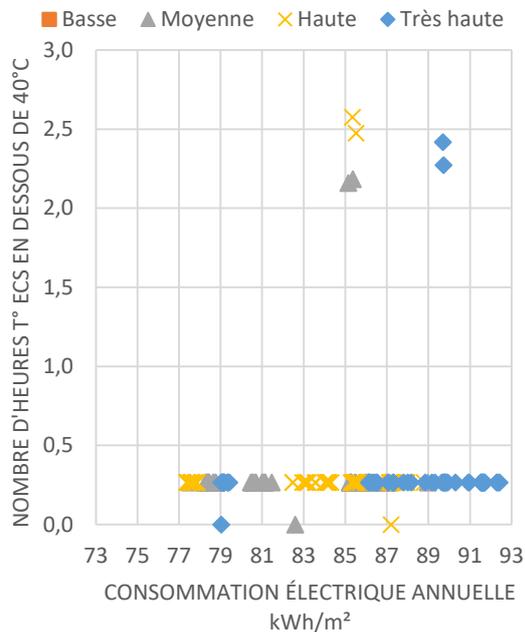


Figure II-24 : PAC 9 kW : comparaison de la consommation annuelle et confort d'ECS

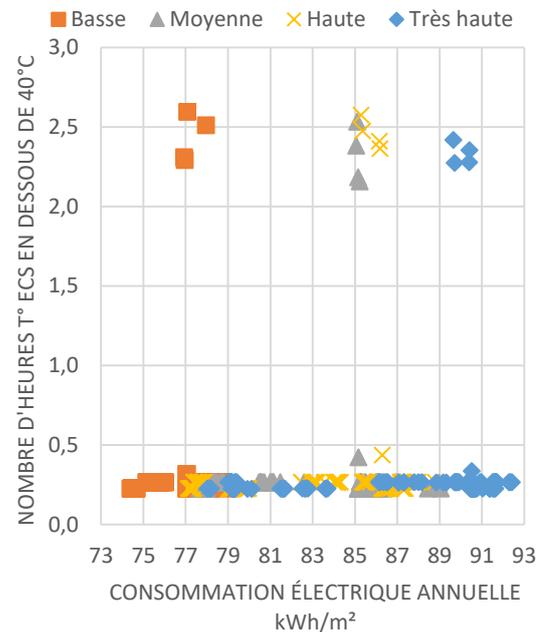


Figure II-25 : PAC 12 kW : comparaison de la consommation annuelle et confort d'ECS

À partir des résultats des simulations (cf. Figure II-24 et Figure II-25) on peut constater que les deux PAC (9 et 12 kW) permettent de rendre disponible l'ECS à une température acceptable dans la plupart de configurations. Les seuls résultats où on constate de l'inconfort sont ceux dû à la combinaison d'une mauvaise gestion de la production d'ECS et à l'absence d'appoint électrique.

On constate ainsi que les deux puissances de PAC permettent la production d'ECS sans avoir recours à l'appoint électrique avec une bonne gestion entre la production de chauffage et ECS. Ceci est possible grâce à une gestion adaptée : des durées de production d'ECS qui ne pénalisent pas le confort à l'intérieur de la maison et des durées de persistance en mode chauffage qui ne provoquent pas une chute de température trop importante dans le ballon.

II - 3. 3. Analyse de la consommation électrique

Comme montré dans la Figure II-22 et la Figure II-23, la consommation électrique annuelle varie énormément en fonction du paramétrage : entre 92 kWh / m² et 74 kWh / m², soit une réduction de 20% selon l'adaptation du paramétrage au logement. Cette variation est due principalement aux raisons suivantes :

- A paramètres constants, l'existence d'un thermostat d'ambiance réduit la consommation électrique du circulateur. En effet, grâce au thermostat, la régulation de la PAC est fonction de la température intérieure. Sans lui, la PAC régulerait uniquement en fonction de la température de retour d'eau. Par conséquent, le fonctionnement du circulateur est permanent pour assurer le débit dans le circuit permettant une mesure de la température.

- Une loi d'eau plus élevée implique une température de condensation plus élevée. Or la consommation du compresseur dépend directement de l'écart entre la température de condensation et la température d'évaporation (liée ici à la température extérieure).
- Une mauvaise association entre la loi d'eau et la gestion des cycles ECS/chauffage entraîne des écarts importants entre la température de consigne de départ d'eau et la température de sortie de la PAC. Pour diminuer rapidement cet écart, le système fait appel aux appoints électriques.

II - 3. 3. 1. Analyse par composant

On a subdivisé la consommation électrique du système de chauffage par composant : la pompe à chaleur (comprenant le compresseur et l'électronique), le circulateur, l'appoint électrique pour le chauffage et l'appoint électrique du ballon d'ECS.

La Figure II-26 montre la consommation électrique désagrégée par composant pour les deux puissances de PAC. La comparaison porte sur la loi d'eau (*basse, moyenne, haute ou très haute*) et sur la régulation terminale (*thermostat d'ambiance (T) ou robinet thermostatiques (R)*). Les valeurs affichées sur la Figure II-26 sont des moyennes en fonction des autres paramètres.

Ces résultats sont issus des simulations donnant un niveau d'inconfort pour le chauffage inférieur à 24h/an. Ainsi, on observe l'absence d'un paramétrage satisfaisant pour la PAC de 9 kW, en loi d'eau basse et avec une régulation avec des robinets thermostatiques.

L'analyse de ces résultats peut être résumée par les points suivants :

- la consommation avec le plus mauvais paramétrage (cas le plus énergivore) dépasse de **24 %** le meilleur paramétrage (92 kWh/an.m² vs. 74 kWh/an.m²) ;
- pour une valeur limite d'inconfort de 24 h/an, la consommation électrique totale du système est plus élevée pour la PAC de 9 kW (dégradation du COP saisonnier associée à l'utilisation des appoints électriques) ;
- le taux de couverture de l'appoint électrique de chauffage est plus important pour la PAC de 9 kW (puissance de la PAC insuffisante pour couvrir les besoins en fonctionnement thermodynamique lorsque la température extérieure est basse et que la puissance fournie par la PAC diminue, cf. chapitre I) ;
- le taux de couverture de **l'appoint électrique du ballon d'ECS est plus important en l'absence d'un thermostat d'ambiance** (moins d'informations pour bien gérer les séquences de production de chauffage et d'ECS) ;
- les consommations sont plutôt groupées par loi d'eau. Cette dernière affecte directement la consommation du système ;
- la consommation du circulateur est plus élevée quand il n'y a pas de thermostat d'ambiance, car la pompe à chaleur régule uniquement par loi d'eau, ce qui impose une circulation permanente.

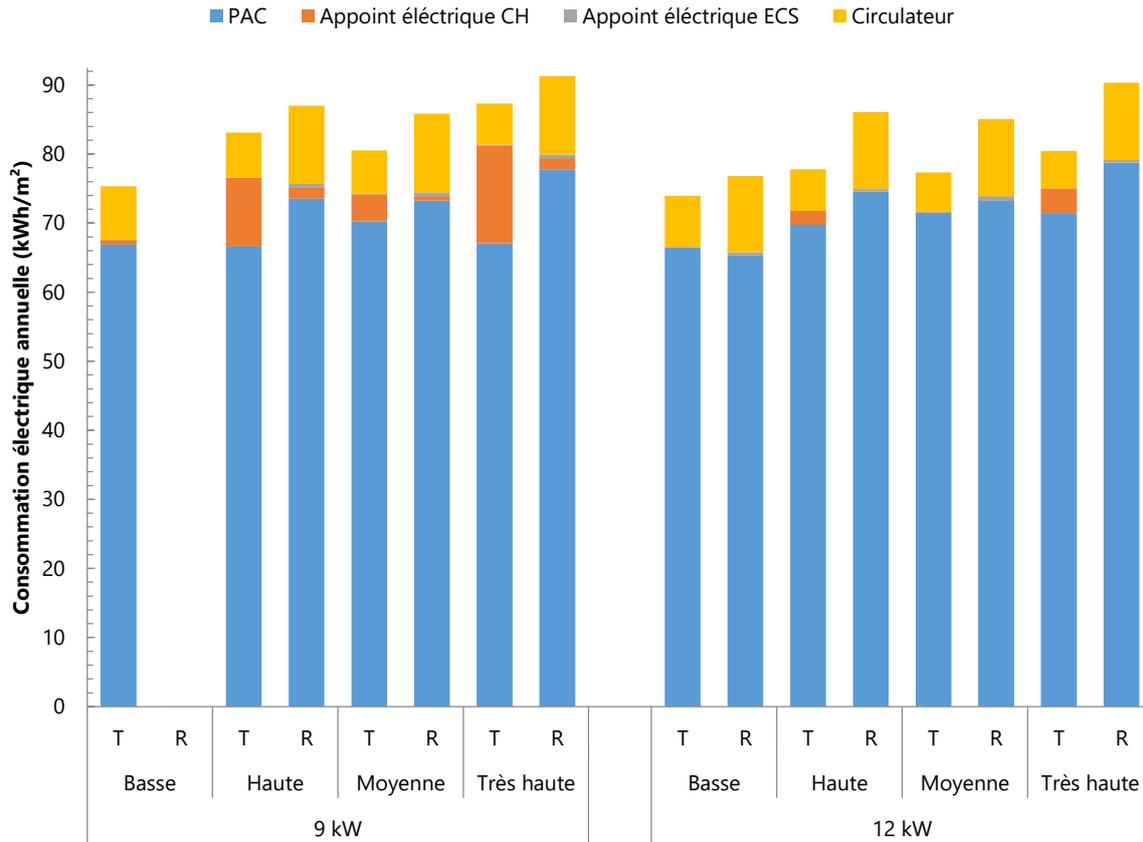


Figure II-26 Analyse de la consommation électrique annuelle en fonction de la puissance de la PAC, de la loi d'eau et de la régulation terminale (manque de confort < 24 h/an)

II - 3. 3. 2. Seasonal Performance Factor – SPF

Afin d'analyser la performance du système, on utilise le coefficient de performance saisonnier (SCOP ou SPF) en suivant les indications du rapport SEPAMO (53). Ce rapport propose différents coefficients de performance avec ou sans les auxiliaires et l'appoint.

Ainsi on parle de :

$$SPF_{H1} = \frac{\text{Chaleur fournie (PAC)}}{\text{Énergie compresseur}}$$

$$SPF_{H2} = \frac{\text{Chaleur fournie (PAC)}}{\text{Énergie (compresseur + aux. source froide)}}$$

$$SPF_{H3} = \frac{\text{Chaleur fournie (PAC + appoints électriques)}}{\text{Énergie (compr + aux. s. f. + app. électriques)}}$$

$$SPF_{H4} = \frac{\text{Chaleur fournie (PAC + appoints électriques)}}{\text{Énergie (compr + aux. s. f. + app. élec + aux. s. c.)}}$$

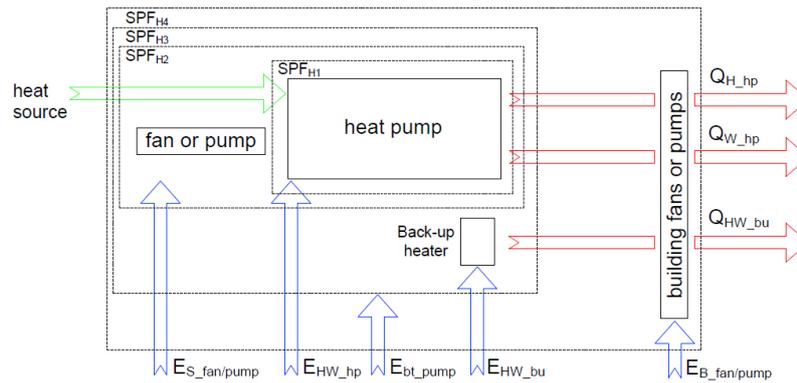


Figure II-27 : Périmètres pour le calcul des SPF (53)

Les auxiliaires de la source froide (*aux.s.f.*) sont les pompes des PAC géothermiques ou les ventilateurs des PAC air/eau ou air/air. Les auxiliaires de la source chaude (*aux.s.c.*) sont les circulateurs ou les ventilateurs situés à l'intérieur du logement.

Le Tableau II-3 montre les résultats des simulations donnant un niveau d'inconfort du chauffage inférieur à 24 h/an. On observe que les meilleurs niveaux de SPF_{H4} sont atteints avec la PAC de puissance 12 kW, avec une loi d'eau basse et une régulation par thermostat d'ambiance (SPF_{H4} = 2.51). Ceci s'explique en grande partie par la maîtrise de la consommation électrique du circulateur du réseau hydraulique grâce au thermostat d'ambiance (il ne fonctionne que quand il y a des besoins de chauffage).

Néanmoins, pour la même configuration (puissance PAC, loi d'eau), les SPF_{H2} et le SPF_{H3} sont meilleurs avec robinets thermostatiques qu'avec thermostat d'ambiance (en gras dans le Tableau II-3). Les robinets thermostatiques permettent en effet un fonctionnement plus souple de la PAC. Celle-ci a le temps d'ajuster sa température de départ en fonction de la température de retour alors que le thermostat d'ambiance induit des cycles marche / arrêt moins favorables à une adaptation de la température de départ. C'est pourquoi, de manière générale, l'impact favorable des robinets thermostatiques sur le SPF_{H2} est plus sensible pour les lois d'eau basse et moyenne. Néanmoins, si la consommation de la pompe / veille était plus faible, les conclusions SPF_{H4} pourraient être alignées sur les conclusions SPF_{H2}.

Tableau II-3 : SPF en fonction du paramétrage

<i>Puissance</i>	<i>Loi d'eau</i>	<i>Régulation terminale</i>	<i>SPF_{H2}</i>	<i>SPF_{H3}</i>	<i>SPF_{H4}</i>	
9	Basse	Thermostat	2.77	2.75	2.47	
		Robinets TH	-	-	-	
	Moyenne	Thermostat	2.56	2.48	2.29	
		Robinets TH	2.67	2.65	2.30	
	Haute	Thermostat	2.60	2.39	2.20	
		Robinets TH	2.63	2.59	2.25	
	Très haute	Thermostat	2.56	2.29	2.13	
		Robinets TH	2.54	2.50	2.19	
	12	Basse	Thermostat	2.80	2.79	2.51
			Robinets TH	2.89	2.88	2.46
Moyenne		Thermostat	2.55	2.54	2.36	
		Robinets TH	2.69	2.68	2.33	
Haute		Thermostat	2.58	2.53	2.34	
		Robinets TH	2.63	2.62	2.28	
Très haute		Thermostat	2.53	2.49	2.32	
		Robinets TH	2.55	2.54	2.22	

II - 4. Cahier des charges fonctionnel de l'auto-paramétreur

Dans un premier temps, l'analyse de séquences de fonctionnement dynamique de la PAC double service nous a permis d'observer l'impact du paramétrage à une échelle journalière, notamment avec l'analyse des appels de puissance, des relances de chauffage et de la production d'ECS. Dans un deuxième temps, à partir des résultats de l'étude paramétrique nous avons pu constater que certaines fonctions de la régulation ont une importance majeure sur la consommation électrique du système et le confort des utilisateurs à l'échelle annuelle.

À partir de ces études, les principales fonctions de la pompe à chaleur à inclure dans le cahier des charges fonctionnel d'un l'auto-paramétreur sont déduites ci-dessous. Ensuite, les contraintes de l'application de l'auto-paramétreur dans des pompes à chaleur commerciales sont présentées.

II - 4. 1. Fonctions d'auto-paramétrage

II - 4. 1. 1. Loi d'eau

La loi d'eau s'avère le paramètre le plus important sur la consommation du système. Elle a pour but de maintenir la température de l'air intérieur à la consigne, par le biais d'un ajustement de la température de l'eau fournie par la PAC en fonction de la température extérieure. Comme indiqué dans le chapitre I, les paramètres d'ajustement de la loi d'eau sont issus des caractéristiques thermiques de la maison, du type de radiateurs et de la température de consigne intérieure. Pour une même pompe à chaleur, la loi d'eau est donc différente pour chaque logement.

Le régulateur de la pompe à chaleur contrôle la fréquence du compresseur afin que la température de sortie du condenseur suive la loi d'eau paramétrée. Quand la loi d'eau est plus élevée que nécessaire la consommation de la PAC augmente et des courts-cycles se produisent (comme constaté grâce au banc semi-virtuel (45) et dans la littérature (51)).

Les surconsommations sont dues, d'une part, à une augmentation du travail du compresseur pour condenser à une température plus élevée ; et d'autre part, à des appels éventuels à la résistance électrique d'appoint si la puissance de la PAC est insuffisante pour atteindre cette température.

Les courts-cycles se produisent à cause d'une température d'eau produite par la PAC trop élevée. Cette eau à température élevée circulant dans les radiateurs fait croître la température d'air intérieur très rapidement, entraînant deux types de phénomène en fonction du type de régulation intérieure :

- avec un thermostat : celui-ci arrête la PAC quand la température de consigne intérieure est dépassée, une augmentation rapide de la température intérieure induite par une température d'eau trop élevée dans les radiateurs conduit ainsi à des arrêts fréquents ;
- avec des robinets thermostatiques : ceux-ci se ferment à mesure que la température intérieure augmente, ce qui provoque une augmentation du débit traversant la vanne de by-pass, et donc une augmentation de la température de retour d'eau au condenseur. Le compresseur s'arrête d'autant plus vite que la température d'eau est élevée.

Le système d'auto-paramétrage doit adapter la loi d'eau afin de minimiser la consommation électrique du système et les courts-cycles du compresseur de la PAC, tout en satisfaisant la température de consigne intérieure.

II - 4. 1. 2. *Relance de chauffage*

L'adaptation de la régulation de la PAC aux profils de présence des utilisateurs constitue un levier important pour la réduction de la consommation énergétique du système. Pendant les heures d'absence, la température à l'intérieur du logement peut être réduite afin de minimiser la consommation du système. En fonction de l'inertie du bâtiment, du type d'émetteurs et de la puissance du système de chauffage, le temps de relance de chauffage après une période de réduit peut varier fortement d'un logement à un autre.

Ainsi, nous avons observé que la gestion de cette relance peut impacter négativement la consommation électrique et le confort dans la maison :

- Des relances qui commencent au moment du changement de consigne, sans anticipation, créent de l'inconfort pendant la période de relance.
- L'utilisation de l'appoint électrique créé des surconsommations quand il est utilisé pour réduire le temps de relance.

Une relance de chauffage optimisée doit tenir compte de l'inertie du bâtiment pour atteindre la consigne de confort à l'heure établie. Afin de satisfaire le confort et minimiser le recours à la résistance électrique, il est important de connaître également la puissance thermique disponible de la PAC au moment de la relance.

L'auto-paramétreur doit être en mesure d'apprendre, en fonction de la température extérieure, l'inertie thermique du logement et la puissance thermique que la PAC peut fournir. Il calculera en conséquence le temps nécessaire pour la relance ainsi que la fréquence du compresseur et le recours éventuel à l'appoint électrique. Le but est de minimiser la consommation électrique et les appels de puissance pendant la relance.

II - 4. 1. 3. *Gestion de la production d'ECS et de chauffage*

La particularité d'un système double service augmente la complexité de la régulation car les besoins de chauffage et d'ECS doivent être satisfaits souvent simultanément, alors que leur production n'est pas simultanée. La solution à ce problème réside dans le stockage de l'ECS.

Comme nous avons vu précédemment, le paramétrage du ballon de stockage d'ECS établit la température de stockage, le système à utiliser pour le réchauffage du ballon (PAC et/ou appoint électrique), le moment et la durée de production. Tous ces paramètres peuvent impacter la consommation électrique du système, la disponibilité de l'ECS et le confort - en termes de température intérieure - du logement :

- Une production d'ECS qui se déclenche pendant la relance de chauffage peut affecter fortement le confort et la consommation électrique. La production de chauffage n'étant pas possible pendant le réchauffage du ballon d'ECS, la température intérieure du logement chutera davantage. Après le réchauffage du ballon, la PAC devra faire face à une relance de chauffage dans un laps de temps réduit et une température intérieure initiale plus faible que lors d'une relance normale. Le confort ne sera pas satisfait pendant cette période et le recours à l'appoint électrique aura comme conséquence une surconsommation d'énergie.

- Les performances de la pompe à chaleur sont meilleures lorsque la température de condensation est faible, en conséquence les meilleurs COP pendant le réchauffage du ballon sont constatés quand le ballon est froid. Une production d'ECS optimisée passe par le déclenchement du processus avec la température du ballon la plus basse possible sans impacter la disponibilité d'ECS en partie haute. En revanche, la durée de réchauffage sera plus importante, ce qui aura un impact sur le confort dans le logement.

Afin de satisfaire le confort intérieur du logement et la disponibilité d'ECS, l'auto-paramétreur doit être en mesure de réaliser les tâches suivantes :

- Apprendre le temps de réchauffage du ballon en fonction de sa température initiale et de la puissance thermique disponible par la PAC.
- Identifier les soutirages habituels des utilisateurs (profil hebdomadaire et énergie) afin de pouvoir les anticiper et satisfaire la disponibilité d'ECS tout en maintenant le confort dans la maison.

II - 4. 2. Contraintes de l'application

L'auto-paramétreur doit être capable de réaliser l'optimisation automatique des fonctions mentionnées ci-dessus. Néanmoins, plusieurs contraintes doivent être prises en compte pour que le système développé soit facilement industrialisable :

- Il doit s'adapter à tous types de logements et d'utilisateurs.
- Il doit être capable d'utiliser les capteurs déjà en place dans la PAC double service afin de réaliser le paramétrage automatique.
- Il doit s'adapter aux différentes machines présentes sur le marché (système « universel »).

L'objectif de l'auto-paramétreur consiste à adapter les paramètres disponibles via un interfaçage avec la carte mémoire de la PAC afin d'optimiser son fonctionnement selon les caractéristiques du logement (isolation et type de réseau hydraulique) et du comportement des utilisateurs (températures de consigne et profils de soutirage d'ECS).

À partir des fonctions identifiées et des contraintes de l'application, le chapitre suivant décrit les méthodes et algorithmes à implanter pour atteindre les objectifs du système d'auto-paramétrage.

Chapitre III :

Outils pour l'auto-paramétrage de la pompe à chaleur

Ce chapitre présente les outils développés pour l'auto-paramétrage de la pompe à chaleur. Pour la gestion de la loi d'eau, nous avons développé un algorithme qui permet son adaptation en fonction de la réponse du bâtiment à la température extérieure et à la température de départ de la pompe à chaleur. Concernant la gestion du chauffage et de l'ECS, nous avons choisi d'utiliser des modèles de prévision pour anticiper le comportement du système et ainsi optimiser les commandes de la pompe à chaleur pour satisfaire la production d'ECS et de chauffage, tout en réduisant la consommation énergétique.

Un état de l'art sur les systèmes de régulation avancée est d'abord présenté afin d'identifier les différents modèles communément utilisés et de positionner notre étude dans la littérature. Dans un deuxième temps nous présentons les algorithmes et nos choix de développement par rapport aux techniques existantes. Finalement, les modèles développés sont détaillés.

III - 1. Introduction

À partir des conclusions obtenues dans le chapitre II, afin de répondre à l'objectif de cette thèse, l'étude se poursuit par le développement des solutions d'auto-paramétrage des fonctions principales de la pompe à chaleur.

L'auto-paramétrage vise à trouver la bonne valeur des paramètres du régulateur de la PAC afin d'optimiser en permanence son fonctionnement. Ainsi l'auto-paramétreur modifie les valeurs « sortie d'usine » des paramètres de la PAC. Ce chapitre est centré sur les méthodes de contrôle avancées dédiées aux pompes à chaleur.

L'étude paramétrique du chapitre II a mis en évidence l'importance de la loi d'eau dans la consommation énergétique du système. Ce chapitre développe un outil pour l'adapter automatiquement et continuellement.

D'autre part, grâce à l'analyse dynamique de la PAC dans le chapitre II, nous avons pu constater l'importance d'anticiper l'évolution de la température ambiante et la température du ballon d'ECS afin d'optimiser la production de chauffage et d'ECS. Ceci nous amène à choisir des méthodes d'auto-paramétrage basées sur la prévision.

Afin de positionner notre étude par rapport aux avancées qui existent en la matière et de confirmer le choix de la méthode de prévision pour l'auto-paramétrage, un état de l'art est d'abord présenté.

III - 2. État de l'art sur les systèmes de régulation avancée

III - 2. 1. Chauffage

Les techniques classiques de régulation de chauffage, présentées dans le chapitre I fonctionnent avec des paramètres fixés le jour de l'installation. Afin d'améliorer ces techniques, des recherches sont menées ; souvent avec l'objectif de tenir compte des perturbations thermiques (apports internes, ensoleillement, température extérieure...) et du retour des utilisateurs afin d'accroître l'efficacité de ces systèmes.

Dans la littérature, nous pouvons ainsi trouver des méthodes qui optimisent le fonctionnement des systèmes de chauffage par la prévision de la température intérieure en fonction de la température extérieure, de la prévision de la météo, de la détection de présence, de l'analyse des habitudes des utilisateurs, de la détection de la position des vannes thermostatiques...

En 2001, Morel (54) décrit un régulateur de chauffage prédictif et adaptatif, utilisant la technique des réseaux de neurones artificiels pour permettre l'adaptation du système de chauffage aux conditions réelles (climat, caractéristiques du bâtiment, comportement de l'utilisateur). La logique de régulation est fondée sur un modèle adaptatif capable de prédire le comportement du bâtiment en fonction des futures conditions (la température extérieure, le rayonnement solaire, la température du fluide de chauffage). Ce modèle permet d'optimiser la courbe de chauffe afin d'obtenir un confort maximal et une consommation d'énergie minimale.

En 2010, dans le cas du remplacement de chaudières haute température (supérieure à 70 °C), Park (55) propose une nouvelle méthode pour la régulation de la température de départ de la PAC en fonction des mesures des cycles de marche/arrêt du compresseur. La loi d'eau du système y est modifiée en permanence pour minimiser le nombre de cycles du compresseur en fonction de la température extérieure.

En 2011, Rogers (56) développe l'idée d'un système capable d'apprendre les propriétés thermiques de la maison. Il utilise des sondes de température internes et externes, et il régule le système de chauffage de la maison, de façon à trouver les paramètres du modèle qui décrivent la production du chauffage et les déperditions de la maison. En utilisant un modèle de processus gaussien, le régulateur intelligent prédit la température extérieure locale pour les prochaines 24 heures en combinant les mesures locales d'un capteur, avec les prédictions météo en ligne.

Il propose aussi en 2013 (57) une régulation basée sur la méthode du *Model Predictive Control (MPC)*. Des robinets thermostatiques sont commandés par un servomoteur afin de réguler le débit des radiateurs. Le régulateur n'a pas besoin de prédire la météo ou de prendre des mesures externes en temps réel. Un modèle détaillé de la maison et du réseau de radiateurs est nécessaire pour utiliser l'algorithme développé.

En 2013, Huchtemann (58) présente un algorithme de commande adaptative qui modifie la température de départ de la PAC en fonction de la demande de chauffage. Les entrées de l'algorithme sont les positions de tous les robinets thermostatiques du système. Lorsque ces positions sont en dessous de leur position nominale, la température de départ est diminuée jusqu'à ce que l'un des robinets reprenne sa position nominale. L'algorithme repose sur le principe qu'une réduction de la température de condensation de la PAC améliore les performances du système. L'implantation de cet algorithme implique l'utilisation de vannes thermostatiques électroniques qui puissent communiquer avec le système de régulation de la PAC.

Salque (59) a développé en 2013 un contrôle prédictif neuronal pour l'optimisation du fonctionnement d'une PAC géothermique à puissance constante pour le résidentiel et le petit tertiaire. Il utilise des modèles de réseaux de neurones pour reproduire le comportement thermique de la PAC et le bâtiment. Ainsi les modèles neuronaux sont utilisés pour réaliser le contrôle prédictif de la PAC sur un horizon glissant (60).

Adolph (61) présente en 2014 le développement d'un système de commande adaptative capable de créer le profil des besoins de chauffage de l'utilisateur via son ressenti (« feedback »). Ce « feedback » peut être fait via un bouton-poussoir simple. Le système donne juste à l'occupant la possibilité de décrire la température ressentie comme «trop froide» ou «trop chaude». Les profils de températures mémorisés peuvent être ensuite utilisés comme entrée pour des systèmes de régulation complexes de type *MPC* afin de réduire la demande énergétique du bâtiment pendant les périodes d'absence.

III - 2. 2. Eau chaude sanitaire

Concernant les techniques de régulation d'ECS, la plupart des systèmes utilisent des régulations classiques décrites dans le chapitre II. Néanmoins, quelques recherches sont menées actuellement pour intégrer des modèles de régulation plus avancés afin d'améliorer les performances des systèmes.

Les travaux de Guo (62) montrent les désavantages d'utiliser une régulation classique basée sur le maintien de la température du ballon à consigne constante. En effet, avec ce mode de

fonctionnement, la PAC fonctionne toujours quand la pression de condensation est élevée, ce qui dégrade le COP moyen du système. Il propose donc d'adapter la température de consigne du ballon aux besoins d'ECS du logement selon la saison de l'année.

Park (55) a inclus dans ses recherches l'optimisation de la température de consigne d'ECS pour des PAC air/eau double service pour ne pas pénaliser le confort de chauffage. Quand la température de consigne du ballon descend, la PAC a besoin de moins de temps pour atteindre la consigne (la coupure de chauffage est moins longue) mais fonctionne plus souvent en mode ECS (incrément du nombre de coupures du chauffage). Ainsi, il établit une température optimale de consigne d'ECS pour le système étudié, le bâtiment analysé et le profil de soutirage utilisé. Néanmoins, aucune méthode n'est proposée pour réaliser la même démarche pour des systèmes, bâtiments et profils d'ECS inconnus.

En 2013, Islam (63) propose une régulation de type MPC d'un chauffe-eau thermodynamique afin d'optimiser énergétiquement la montée en température du ballon par rapport à une consigne fixe.

Beeker (64) a développé une méthode pour quantifier l'énergie effective disponible pour l'ECS à partir d'un modèle de ballon électrique. L'objectif est d'intégrer cette information dans des algorithmes de pilotage de chauffe-eau électriques et ainsi diminuer la consommation sans pénaliser la disponibilité d'ECS.

Dans le champ de la commande prédictive, Barteczko-Hibbert (65) développe en 2009 un réseau de neurones pour faire la prévision de la température de soutirage d'eau chaude sanitaire d'un chauffe-eau thermodynamique. Cette prévision permet au régulateur d'optimiser la commande du système.

III - 2. 3. Choix de développement

Afin de répondre aux fonctions d'auto-paramétrage, décrites dans le chapitre II (loi d'eau, relance de chauffage et gestion de la production d'ECS et de chauffage), nous allons utiliser différents systèmes de régulation pour répondre à ces fonctions.

Par rapport à l'adaptation de la loi d'eau, dans la littérature nous avons trouvé des exemples d'algorithmes qui modifient la loi d'eau en permanence. Ainsi, nous allons nous inspirer de ces exemples pour réaliser notre propre algorithme.

Par rapport à la relance de chauffage et gestion de la production d'ECS et de chauffage, il semble que les techniques les mieux adaptées se basent sur la commande prédictive. Ainsi, nous utiliserons des modèles de prévision pour anticiper la relance de chauffage et optimiser la production de chauffage et d'ECS.

III - 3. Outils pour l'auto-paramétrage

III - 3. 1. Adaptation de la loi d'eau

Nous avons pu constater l'importance de la loi d'eau sur la consommation énergétique du système et sur le confort en mode chauffage. Pour cette raison notre priorité consiste à trouver un mode d'adaptation au logement concerné. Dans un second temps, on s'intéressera à l'auto-paramétrage des autres fonctions (anticipation au changement de consigne, gestion de la production de chauffage et ECS).

Ainsi, dans cette section on présente un algorithme qui permet l'adaptation de la température de sortie de la PAC en fonction de la température extérieure. Le but est d'optimiser les performances de la PAC. Pour ceci, il faut trouver la température d'eau en sortie de PAC la plus basse possible, qui permette de maintenir la température intérieure à la consigne.

L'algorithme utilise comme données d'entrée la température de l'air intérieur, de l'air extérieur et la température de l'eau de sortie de la PAC (cf. Figure III-1). Les étapes suivantes décrivent le fonctionnement de l'algorithme :

1. On établit la température maximale de la PAC comme loi d'eau initiale (température d'eau de sortie constante pour toute température extérieure).
2. La température de départ de la PAC est modifiée uniquement quand le compresseur est en marche et le mode de chauffage actif (sans tenir compte des périodes de production d'ECS). La logique de modification est la suivante :
 - a. Si la température de la pièce dépasse la consigne, on diminue la température de l'eau de chauffage d'1°C chaque heure.
 - b. Si la température de la pièce est inférieure à la consigne, on augmente la température de l'eau d'1°C chaque heure.
3. Après une semaine « d'apprentissage », on analyse toutes les températures d'eau en fonction de la température extérieure par régression linéaire. On établit alors une nouvelle loi d'eau adaptée aux observations de la première semaine.
4. Le régulateur est alors ré-paramétré avec cette loi d'eau et l'apprentissage reprend la deuxième semaine.
5. Le même processus se répète jusqu'à ce qu'on trouve une loi d'eau bien adaptée au bâtiment. On considère que l'objectif est atteint quand l'écart entre la loi d'eau de la semaine N-1 et celle de la semaine N est inférieur à une valeur prédéterminée. Cet écart est calculé en fonction de la valeur de la pente de la loi d'eau et de la valeur de l'ordonnée à l'origine.
6. Cet algorithme a pu être implémenté dans le modèle décrit dans le chapitre II et sur une PAC commerciale testée sur un banc de test semi-virtuel.

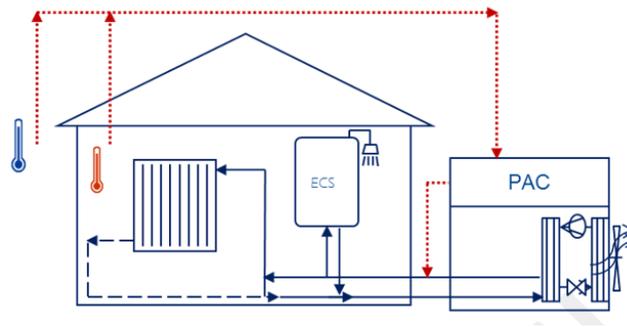
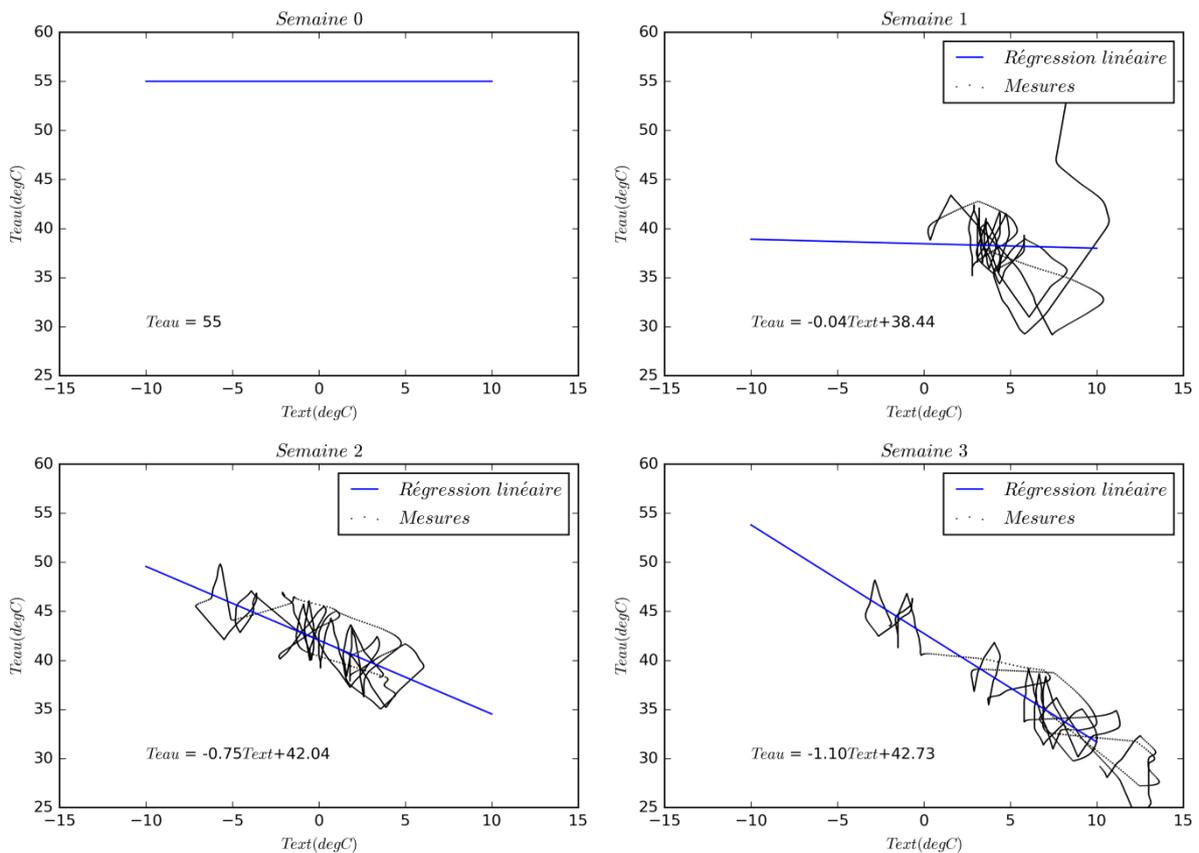


Figure III-1 : Schéma sur la régulation de la température de départ d'eau de la PAC

III - 3. 1. 1. Implémentation de l'algorithme en simulation

Afin de tester les performances de cet algorithme, nous l'avons tout d'abord implémenté sur le modèle numérique décrit dans le chapitre II en mode chauffage uniquement. Les résultats sont présentés ci-dessous. Nous partons d'une loi d'eau constante (55 °C pour toute température extérieure), cf. Figure III-2.a. On observe comment après 5 semaines de fonctionnement, l'algorithme trouve la loi d'eau qui s'adapte au logement (pente et décalage).



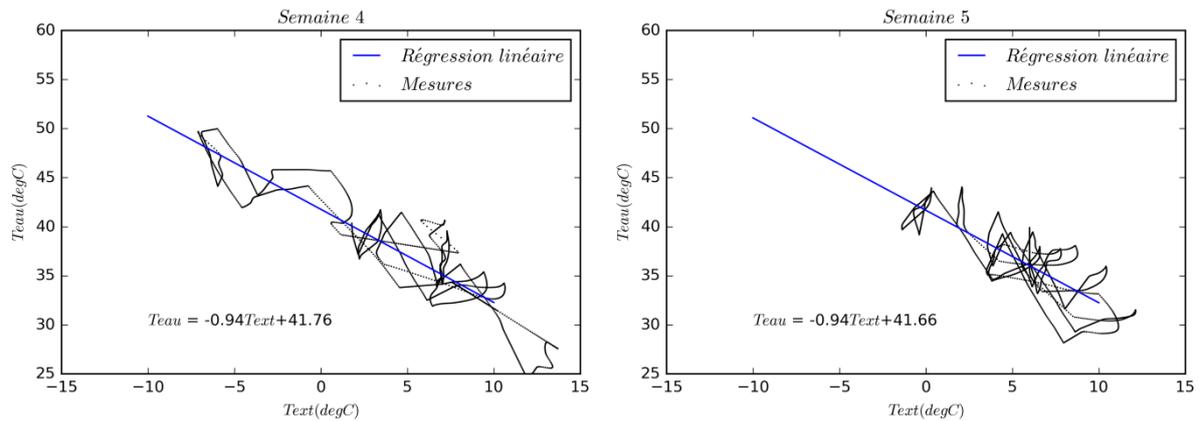


Figure III-2 : Adaptation de la loi d'eau. Semaines 1 à 5.

Les points noirs affichés dans chaque figure représentent la consigne de la température de sortie de la pompe à chaleur par rapport à la température extérieure. Nous pouvons constater pendant la première semaine que la température de consigne de départ de la PAC initialement à 55 °C diminue, semaine après semaine à des niveaux qui permettent une moindre consommation énergétique tout en satisfaisant le confort.

Les droites bleues représentent les lois d'eau obtenues par régression des données de chaque semaine. On obtient pour les semaines 4 et 5 des lois d'eau presque similaires, ce qui conduit à une loi d'eau adaptée au logement concerné de pente -0,94 et d'ordonnée à l'origine 41,7 °C.

Afin de comparer le confort et la consommation énergétique créée par chaque loi d'eau, nous avons réalisé des simulations pendant le mois de janvier pour chacune des lois d'eau obtenues chaque semaine (cf. Tableau III-1). La consommation électrique du système est représentée dans la Figure III-3 et le confort dans la Figure III-4. Les résultats du confort correspondent aux jours de la semaine, avec deux consignes de température intérieure (*eco* de 10 h à 18 h et *confort* le reste du temps). Plusieurs conclusions ressortent de ces graphiques :

- Une loi d'eau constante à 55°C présente la consommation énergétique la plus élevée, avec usage de l'appoint électrique, et le meilleur confort.
- La loi d'eau « 1 » réduit considérablement la consommation énergétique mais pénalise le confort, comme l'on peut observer dans la Figure III-4.b. En effet, la température de consigne n'est pas toujours respectée à cause d'une température insuffisante d'eau pour des températures extérieures basses.
- Les lois d'eau « 2 » et « 3 » réduisent cet inconfort en augmentant la consommation énergétique (cf. Figure III-3) et en faisant appel à l'appoint sans nécessité.
- Finalement, l'algorithme converge vers les lois d'eau « 4 » et « 5 », offrant le même confort que dans les lois d'eau « 2 » et « 3 » mais avec un meilleur compromis entre consommation énergétique et confort des occupants.

Tableau III-1 : Lois d'eau calculées pour chaque semaine

Semaine	Loi d'eau
0	$T_{eau} = 55$
1	$T_{eau} = -0,04 T_{ext} + 38,44$
2	$T_{eau} = -0,75 T_{ext} + 42,04$
3	$T_{eau} = -1,10 T_{ext} + 42,73$
4	$T_{eau} = -0,94 T_{ext} + 41,76$
5	$T_{eau} = -0,94 T_{ext} + 41,66$

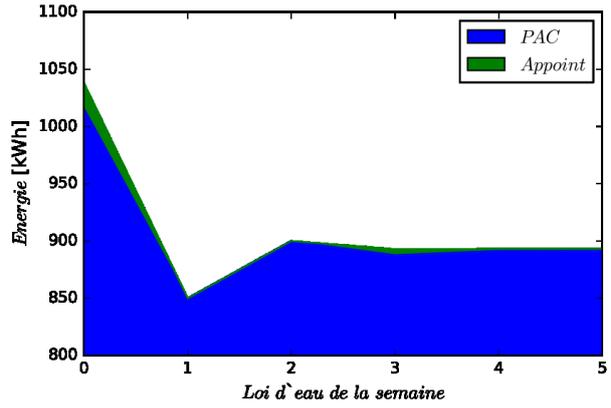
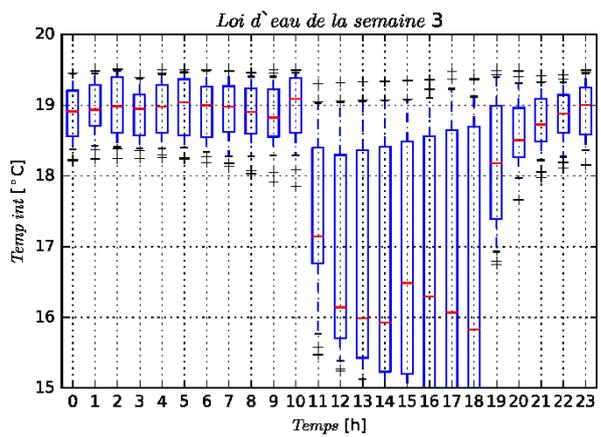
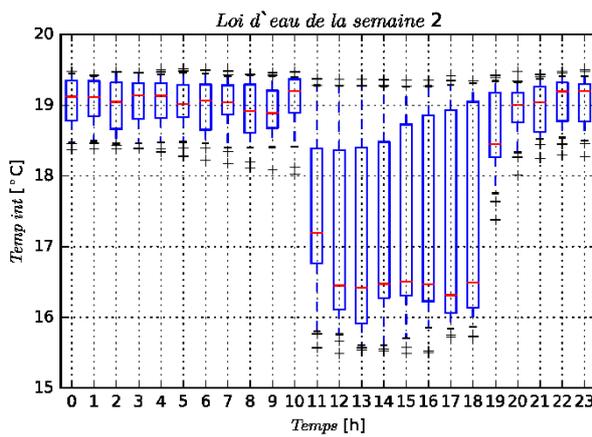
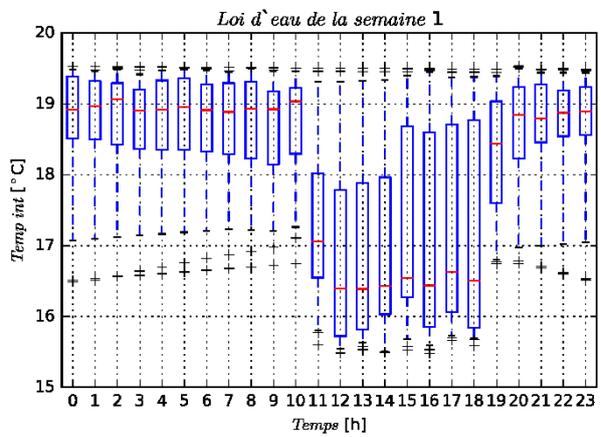
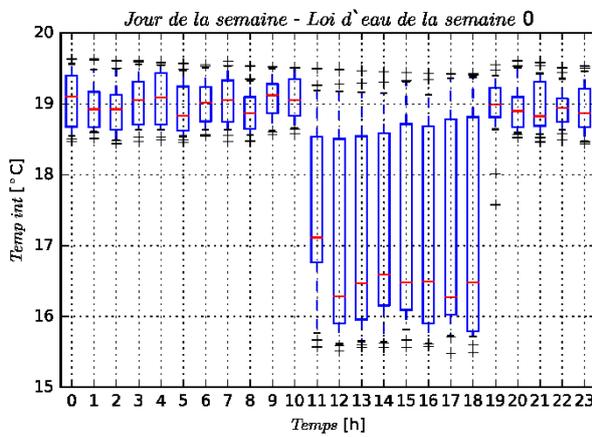


Figure III-3 : Énergie consommée par la PAC en mode chauffage pendant le mois de janvier. Résultats pour différentes lois d'eau



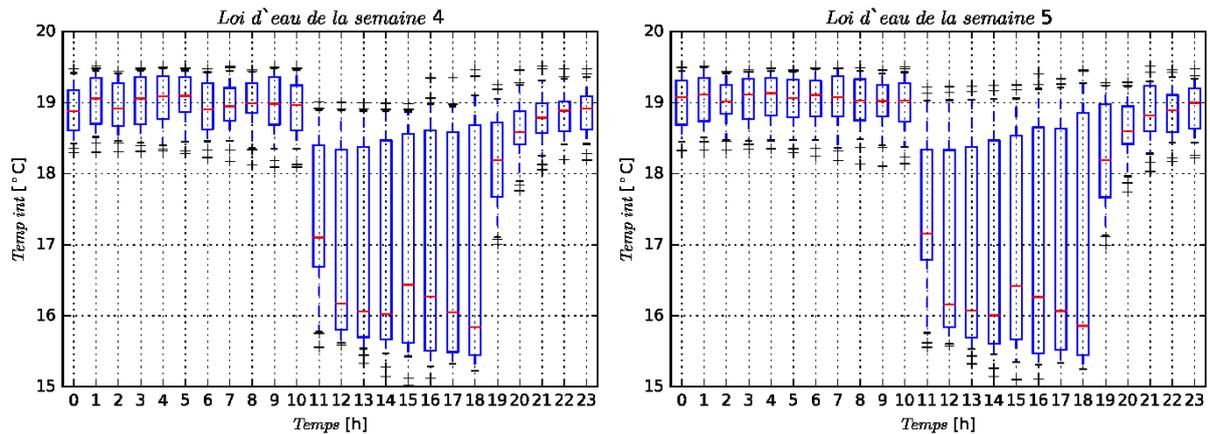


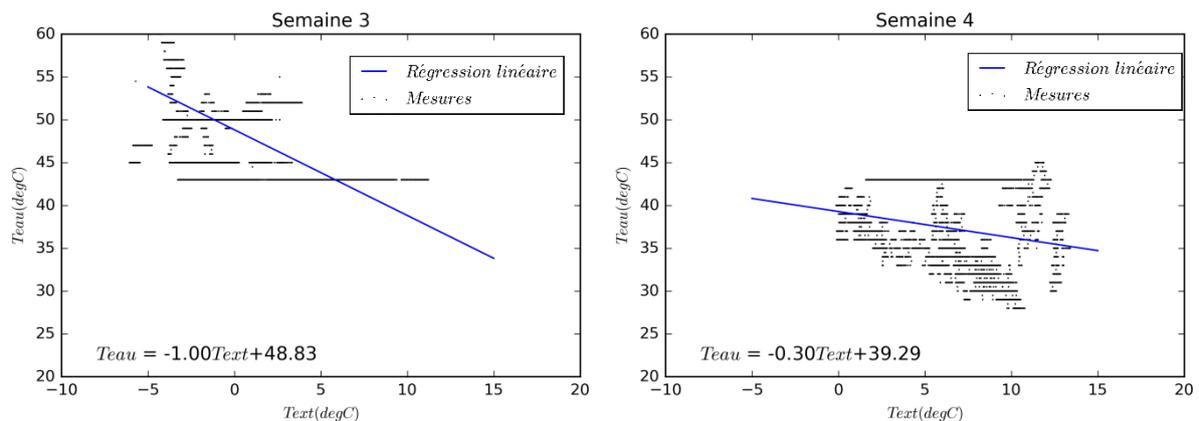
Figure III-4 : Analyse de la température intérieure du logement en fonction de la loi d'eau. Données correspondant aux jours de la semaine (L-V) du mois de janvier.

III - 3. 1. 2. Implémentation de l'algorithme sur une pompe à chaleur commerciale

Grâce au banc de test semi-virtuel décrit dans l'Annexe B , nous avons pu implémenter l'algorithme d'adaptation de la loi d'eau qui vient d'être présenté. La température intérieure du logement, la température extérieure et la température de départ de la PAC sont prises en compte uniquement si les conditions suivantes sont remplies :

- La PAC se trouve en mode chauffage.
- Le compresseur est en fonctionnement.
- La température de consigne du logement est celle de confort (19 °C).

Pour des problèmes techniques (coupure de l'électricité du laboratoire, problèmes de mémoire de l'ordinateur qui simule le bâtiment en temps réel, erreurs des capteurs, ...) les données utilisées pour l'analyse de l'adaptation de la loi d'eau sont limitées à 6 semaines (semaines 3-5 et 7-9 de 2016). La Figure III-5 montre l'adaptation de la loi d'eau chaque semaine. L'algorithme conduit à une loi d'eau adaptée au logement concerné de pente -0,77 et d'ordonnée à l'origine 39 °C.



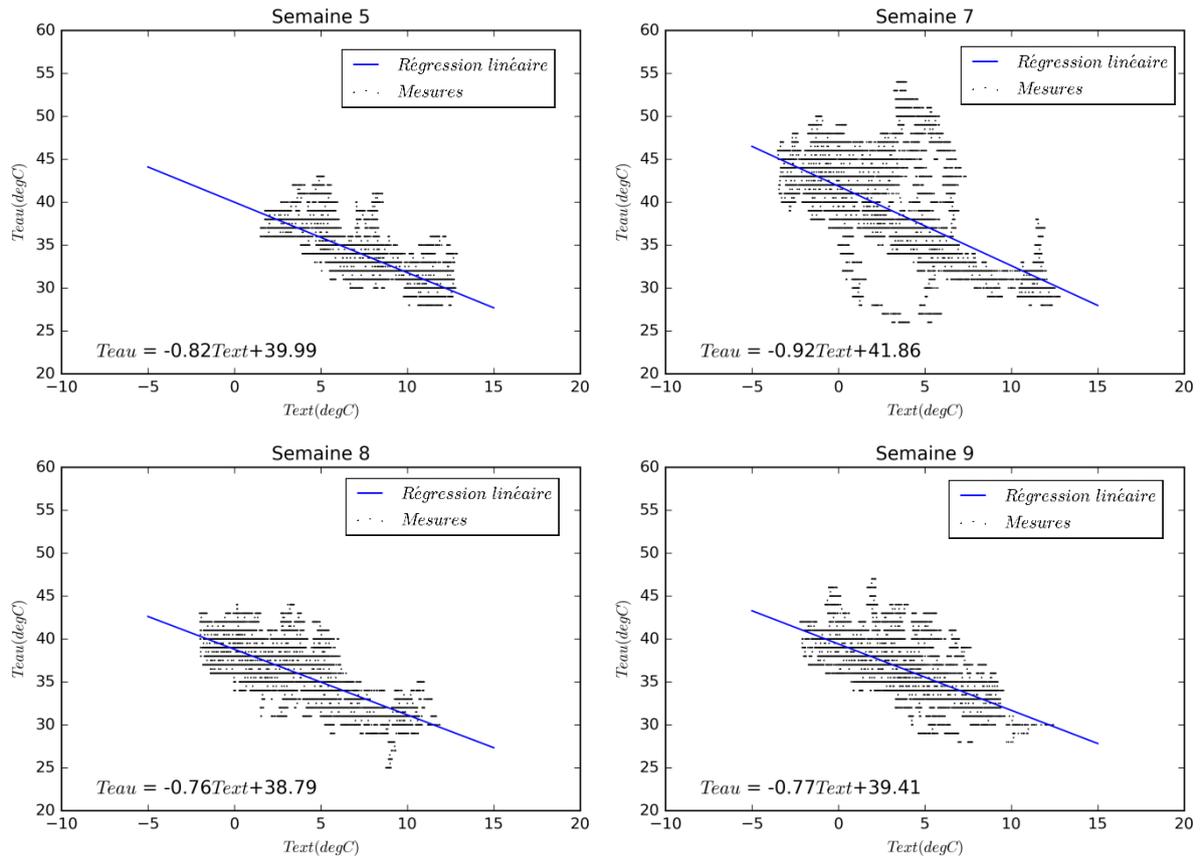


Figure III-5 : Adaptation de la loi d'eau sur une PAC commerciale en utilisant un banc de test semi-virtuel. Semaines 3-9 de 2016

L'impact de l'adaptation de la loi d'eau peut être observé sur la Figure III-6 qui donne la puissance moyenne appelée par la PAC (compresseur, ventilateurs, appoints, ...) en mode chauffage en fonction de la température extérieure et pour chaque loi d'eau paramétrée. Nous observons que l'adaptation en continu de la loi d'eau conduit à une réduction de la puissance appelée notamment dans la plage de températures situées entre 0 et 8 °C.

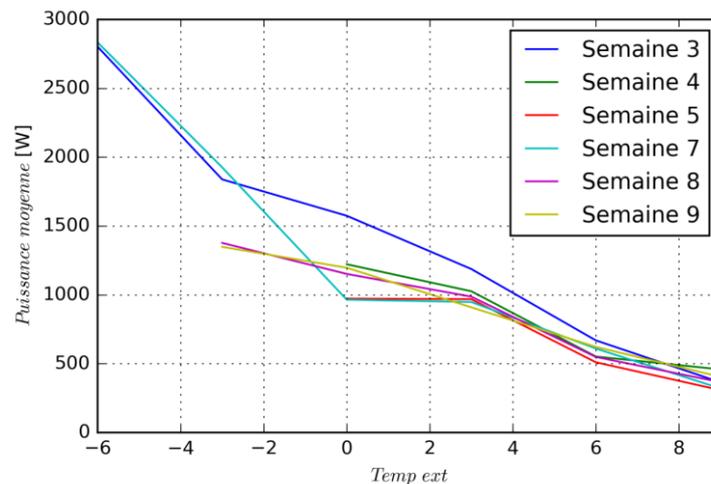


Figure III-6 : Puissance moyenne appelée par la PAC en mode chauffage en fonction de la température extérieure et la loi d'eau paramétrée

Nous pouvons apprécier également l’influence de la loi d’eau, cette fois ci en termes dynamiques, sur les résultats de la Figure III-7. Cette figure compare les résultats du banc de test pendant deux journées d’hiver (22 janvier-semaine 3, et le 18 février-semaine 7). Nous avons choisi ces deux journées car l’évolution de la température extérieure y est similaire ce qui permet la comparaison. Une loi d’eau mieux adaptée au logement (celle du 18/2 par rapport à celle du 22/1) a des avantages en termes de confort et de consommation énergétique. En haut de la Figure III-7, nous pouvons observer l’évolution de la température intérieure. En dehors de la chute de température à 17 h due à une coupure de chauffage pour la production d’ECS, le reste du temps la température intérieure de la journée du 18/2 est plus proche de la consigne que le 22/1. Concernant la puissance électrique et la consommation énergétique, une loi d’eau plus basse produit moins des pics de puissance et une consommation moindre d’énergie (-10%).

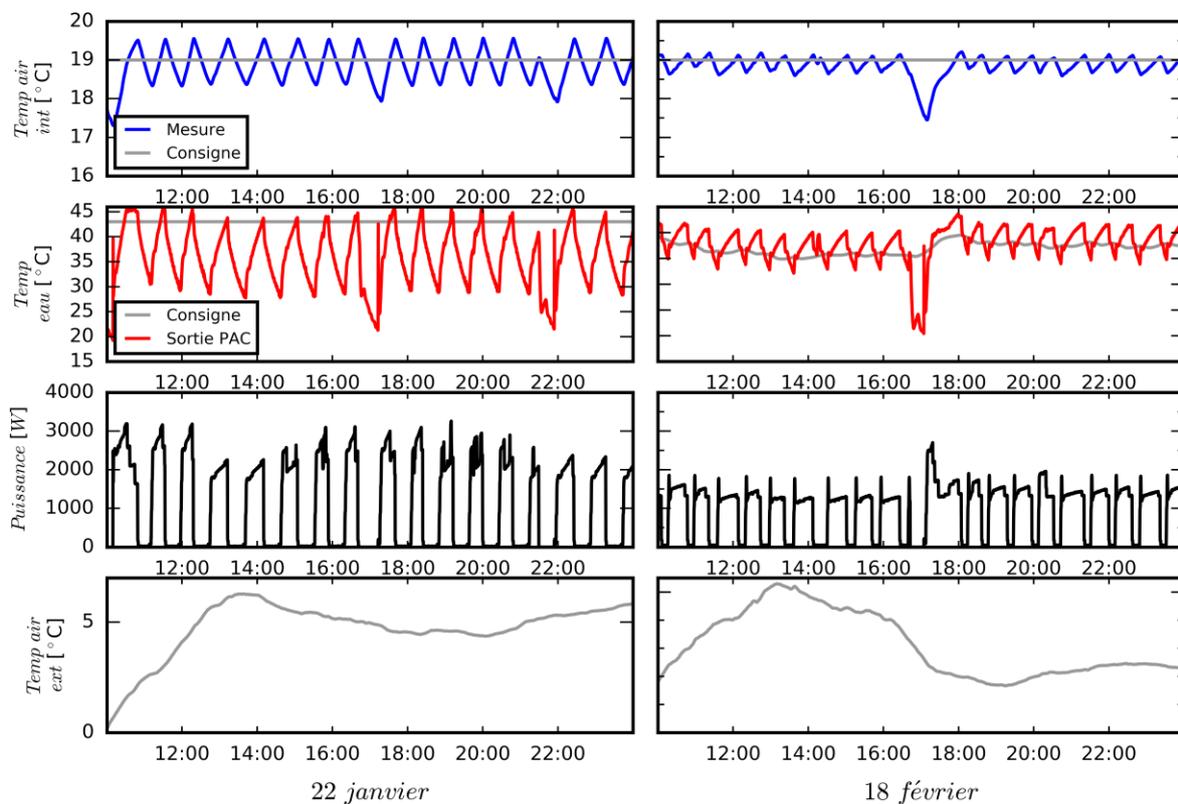


Figure III-7 : Comparaison de deux journées d’hiver avec des lois d’eau différentes (le 22 janvier avec la loi d’eau de la semaine 3 et le 18 février avec la loi d’eau de la semaine 7). Résultats du banc de test semi-virtuel

III - 3. 2. Gestion de chauffage et ECS : utilisation de la commande prédictive

Le contrôle prédictif consiste à utiliser des modèles du système à contrôler afin de faire la prévision de son comportement en fonction des commandes. Ces prévisions permettent de calculer la séquence de commandes qui optimise un critère défini sur un horizon de prévision donné (66). Ce critère ou fonction coût consiste dans notre cas à minimiser la consommation électrique tout en garantissant le niveau de confort thermique désiré.

Les modèles utilisés par le contrôle prédictif sont bien entendu les éléments essentiels favorisant les performances. Dans notre application, nous avons besoin de modèles capables de fournir les informations suivantes :

- Évolution de la température intérieure (modèle de bâtiment et de réseau de chauffage)
- Évolution de la température d'ECS (modèle de ballon d'ECS)
- Puissance électrique consommée par le système (modèle de PAC)

L'état de l'art précédent montre que ces modèles, pris individuellement puis combinés, ne sont aujourd'hui pas présents dans la littérature. Aussi la première étape pour le développement de l'auto-paramètreur est de construire ces modèles afin de pouvoir représenter le comportement du système. Contrairement à beaucoup de systèmes de régulation présentés dans le paragraphe précédent, l'auto-paramètreur à développer doit être « universel », c'est-à-dire capable de s'adapter au système {PAC / logement} auquel il sera connecté. Pour cette modélisation, nous devons donc prendre en compte les contraintes suivantes :

- Dû à l'universalité de l'auto-paramètreur, celui-ci doit être capable d'identifier pour chaque installation les trois modèles. Chaque modèle sera donc calibré en fonction des mesures.
- Les mesures doivent être disponibles, i.e. ce sont les capteurs présents dans la pompe à chaleur :
 - o Températures d'air intérieur et extérieur
 - o Températures de départ et retour d'eau de la PAC
 - o Température d'ECS (un seul capteur dans le ballon)
 - o Puissance électrique consommée par le système (tous organes confondus)
 - o Mode de fonctionnement de la PAC (chauffage, ECS, arrêt, activation des appoints)

Ces modèles seront calibrés à partir des mesures obtenues par les capteurs de la PAC. Les méthodes d'identification de ces modèles ainsi que le type de modèle utilisé sont décrits dans la section suivante.

III - 3. 2. 1. Types de modélisation

Tous les modèles décrits ci-dessus peuvent être développés suivant différents types de modélisation. Dans la littérature, nous trouvons trois grands types de modélisation (comme évoqué dans le chapitre II) :

- **Boite blanche ou modèle de connaissance** (67), il s'agit des modèles physiques très détaillés dont la géométrie, les caractéristiques des matériaux et les lois physiques sont connus a priori. Leur précision est très bonne si la modélisation est fidèle au système représenté. Néanmoins, le temps nécessaire pour l'élaboration du modèle peut être très important (59). Un autre

inconvenient de cette approche est que pour chaque système les caractéristiques du modèle varient, ce qui limite leur versatilité.

- **Boîte grise ou semi-empirique**, basée sur la simplification des équations qui décrivent le comportement du système et une identification des paramètres des équations à partir des entrées et sorties du modèle.
- **Boîte noire ou empirique**, il s’agit de modèles fondés sur une approche empirique et statistique. La construction du modèle passe par la création de fonctions mathématiques linéaires ou non-linéaires à partir des mesures (entrées et sorties) du système.

La simplification des modèles de types « boîte grise » ou « boîte noire » par l’utilisation des données d’entrée et de sortie du système entraîne une limitation de leur domaine de validité, correspondant à l’étendue de ces données d’apprentissage.

Tableau III-2 : Différents types de modèles pour la commande prédictive

Type de modélisation	Nombre de paramètres	Informations nécessaires	Versatilité	Validité du modèle	Temps de calcul
<u>Boîte blanche</u>	Élevé	Géométrie Caractéristiques physiques	Faible	Large	Élevé
<u>Boîte grise</u>	Moyen	Mesures d’entrée et de sortie Connaissance physique du système	Moyenne	Bornée aux limites des données d’apprentissage	Faible
<u>Boîte noire</u>	Faible	Mesures d’entrée et de sortie	Élevée	Bornée aux limites des données d’apprentissage	Faible

Nous allons présenter ci-dessous, pour chaque système ciblé (bâtiment, ballon d’ECS et PAC), des exemples des différents types de modélisation existant dans la littérature. Le but est de sélectionner ce qui s’adapte le mieux à nos besoins.

i) Modèle de bâtiment et du réseau hydraulique de chauffage

a. Modèles détaillés de bâtiment

Nous pouvons trouver plusieurs exemples dans la littérature de modèles de bâtiment dits « *boîte blanche* », où l’on connaît a priori les caractéristiques du bâtiment (dimensions, matériaux et propriétés physiques des murs) et qui conduisent à un modèle détaillé du logement. Ce type de modèle a besoin d’une quantité de paramètres très importante pour représenter les phénomènes thermiques du bâtiment (68). Ses paramètres ont un sens physique mais leur valeur doit être calibrée à partir d’une quantité importante de données (69). On trouve une liste des environnements de modélisation communément utilisés dans (70). Concernant le réseau hydraulique de chauffage, l’approche utilisée est la même : les tuyaux, radiateurs et organes de régulation et distribution sont modélisés à partir des équations physiques ; les paramètres doivent être calibrés pour le bâtiment modélisé. Ce sont des modèles détaillés comme ceux utilisés dans le chapitre II de cette thèse, ou ceux développées par (71) et (72).

Notre application a comme objectif de s'adapter à tout logement où la pompe à chaleur est installée. Même si on avait la connaissance a priori de toutes les caractéristiques physiques et géométriques du bâtiment, le temps d'élaboration du modèle serait trop important et l'automatisation du processus ne serait pas possible. Pour ces raisons nous ne choisirons pas des modèles dits « boîte blanche » pour la modélisation du bâtiment.

b. Modèle « boîte grise » de bâtiment

Dans les modèles dits « boîte grise » de bâtiment, celui-ci est modélisé à travers des équations différentielles simples qui représentent les phénomènes de conduction, convection et stockage thermique du bâtiment (73). L'avantage de cette approche par rapport aux modèles détaillés est de limiter le temps de calcul et le nombre de paramètres à calibrer. Afin de minimiser les erreurs de prévision du modèle, une identification des paramètres d'un tel modèle est nécessaire à partir des mesures.

Un modèle classique repose sur l'analogie avec un réseau électrique (cf. Figure III-8) composé de nœuds (qui représentent des températures) connectés par des résistances et capacités (qui représentent les résistances et capacités thermiques des murs) (74). On classe ces modèles par la dénomination « R_xC_y » (75) (76). Un des modèles les plus simples de bâtiment est celui représenté sur la Figure III-8, le modèle dit « *Equivalent thermal parameter (ETP)* » ou R_2C_2 (77), qui représente le comportement thermique d'une maison mono zone, avec une température équivalente de l'air intérieur (T_{int}) et une température équivalente des murs (T_{mur}). Ce modèle considère une résistance thermique pour représenter les phénomènes de ventilation (R_{vent} [W/K]) et une autre pour représenter les échanges thermiques par conduction dans les murs (R_{mur} [W/K]). Les capacités thermiques de l'air et des murs sont représentées par deux capacités respectivement (C_{air} [J/K] et C_{mur} [J/K]). Ce modèle s'écrit sous forme d'équations par une loi des nœuds en termes de potentiels en T_{int} et T_{mur} (Eq. (III-1) et (III-2)).

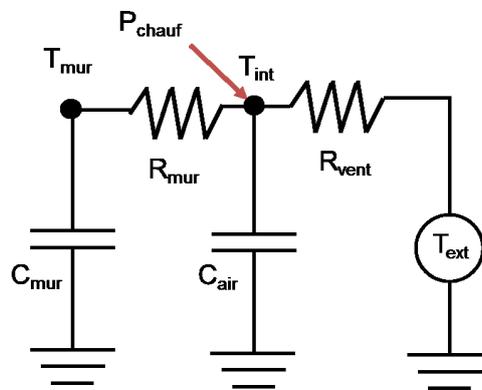


Figure III-8 : Circuit électrique équivalent d'un bâtiment mono zone

$$C_{air} \frac{dT_{int}(t)}{dt} = \frac{(T_{mur}(t) - T_{int}(t))}{R_{mur}} + \frac{(T_{ext}(t) - T_{int}(t))}{R_{vent}} + P_{chauf} \quad (III-1)$$

$$C_{mur} \frac{dT_{mur}(t)}{dt} = \frac{(T_{int}(t) - T_{mur}(t))}{R_{mur}} \quad (III-2)$$

Le choix du nombre de résistances et de nœuds du réseau dépend des données disponibles comme entrées dans le modèle et du compromis entre simplicité et précision qu'on veut obtenir. Des études menées par (76) montrent que les modèles R_6C_2 représentent correctement l'évolution de la température intérieure et les besoins thermiques d'un bâtiment en fonction des charges thermiques internes (occupants) et externes (température extérieure, apports solaires).

Une des entrées de ce modèle est la puissance thermique injectée par la PAC à travers le circuit de chauffage (P_{chauf}). Afin de calculer cette puissance, des modèles « boîte grise » du réseau de radiateurs peuvent être également réalisés. Dans l'équation (III-3) nous pouvons calculer la puissance transmise par la PAC au réseau de radiateurs à partir du débit masse d'eau et des températures de départ et retour de la PAC. Néanmoins, nous devons prendre en compte l'inertie des radiateurs et du réseau de distribution pour calculer la puissance réellement émise dans les pièces de la maison.

$$P_{chauf} \approx \dot{m} * C_{p-eau} * (T_{dep\ eau} - T_{ret\ eau}) \quad (III-3)$$

Si l'inertie des émetteurs est assez faible, nous pouvons considérer que la capacité thermique de l'air (C_{air}) devient une capacité équivalente correspondant aux dynamiques rapides du bâtiment (air intérieur, mobilier, système d'émission) (76). Dans ce cas nous pouvons considérer que la puissance fournie par la PAC (P_{chauf}) est injectée dans le nœud d'air (T_{int}).

Dans le cas d'inerties plus élevées, selon Blervaque (22) la puissance émise par les radiateurs doit être modélisée par une approche du type réseau électrique avec les éléments suivants (cf. Figure III-9) :

- La distribution d'eau (volume de stockage du réseau hydraulique), représentée par une capacité thermique C_{dist} . Nous considérons une température équivalente du circuit de distribution d'eau (T_{eau}).
- Le système d'émission, représenté par une capacité thermique (C_{emis}) et deux résistances thermiques (une pour représenter la variation du débit d'eau (R_{deb}) à cause de la présence de robinets thermostatiques ou de vannes manuelles, et une deuxième pour représenter la capacité de l'émetteur à transmettre la chaleur (R_{rad})).

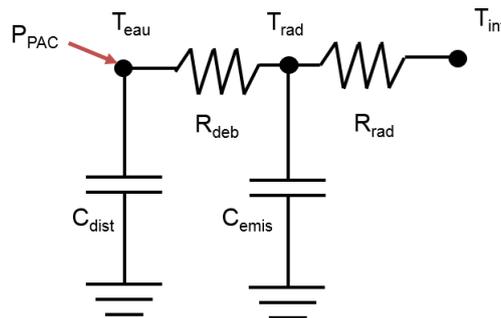


Figure III-9 : Circuit électrique équivalent d'un réseau hydraulique de chauffage

Ce modèle s'écrit sous forme d'équations par une loi des nœuds en termes de potentiels en T_{int} , T_{rad} (température de la paroi du radiateur) et T_{eau} (Eq. (III-4), (III-5) et (III-6)).

$$C_{dist} \frac{dT_{eau}(t)}{dt} = \frac{(T_{rad}(t) - T_{eau}(t))}{R_{deb}} + P_{PAC} \quad (III-4)$$

$$C_{emis} \frac{dT_{rad}(t)}{dt} = \frac{(T_{eau}(t) - T_{rad}(t))}{R_{deb}} + \frac{(T_{int}(t) - T_{rad}(t))}{R_{rad}} \quad (III-5)$$

$$P_{PAC} = \dot{m} * C_{p-eau} * (T_{dep\ eau} - T_{ret\ eau}) \quad (III-6)$$

Ainsi, si on couple les deux circuits (bâtiment + réseau hydraulique) nous pouvons obtenir le circuit équivalent de l'ensemble (cf. Figure III-10).

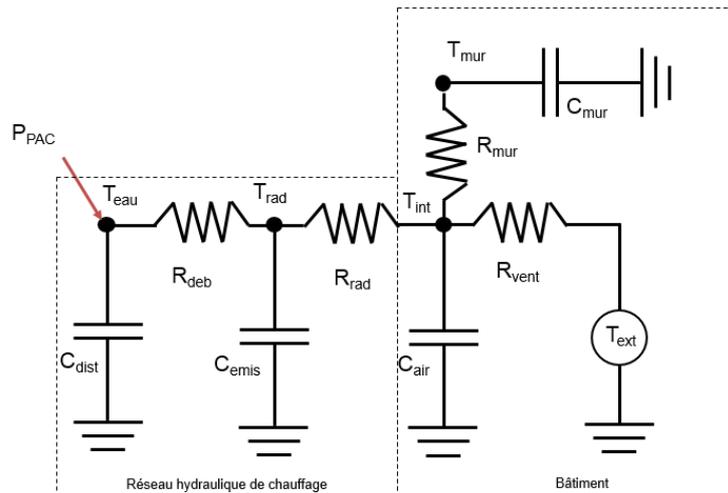


Figure III-10 : Circuit électrique équivalent de bâtiment et du réseau hydraulique de chauffage

Il faut rappeler que ce modèle représente d'une façon très simple les phénomènes thermiques à l'intérieur du logement. Nous considérons les hypothèses suivantes :

- Le volume du bâtiment est considéré comme une seule zone homogène (bâtiment dit monozone).
- La température intérieure est homogène dans tout le volume chauffé.
- Les apports internes et solaires ne sont pas pris en compte.
- Le débit de ventilation (et des infiltrations) est considéré constant.
- Le réseau hydraulique de chauffage est simplifié avec une seule boucle de distribution (à température homogène) et un seul radiateur (dont la température de surface est également homogène).

La calibration des paramètres du modèle (R_xC_y) se fait à partir des données d'apprentissage (entrées/sorties mesurées cf. Figure III-11).

- Entrées du modèle : température extérieure, puissance thermique fournie par la PAC.
- Sortie du modèle : température intérieure.

Dans notre application, le principal inconvénient à l'utilisation de ce modèle est la disponibilité des mesures, notamment le débit d'eau dans le circuit de radiateurs. En général, les pompes à chaleur n'intègrent pas de mesure du débit d'eau, ce qui empêche de calculer la puissance thermique fournie par la PAC.

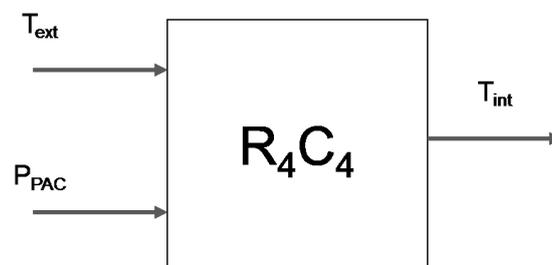


Figure III-11 : Entrées et sorties du modèle RC pour le bâtiment et le réseau hydraulique

c. Modèles « boîte noire » de bâtiment

Les modèles dits « boîte noire » sont capables d'établir, sans connaissance physique du système à modéliser, une relation entre les données d'entrée du bâtiment (température extérieure, température d'entrée et sortie de l'eau de chauffage) et la variable de sortie à calculer (température intérieure) pour la prévision.

Nous pouvons séparer ces modèles en linéaires et non-linéaires.

Modèles paramétriques linéaires

Le modèle le plus communément utilisé pour la prévision de la température intérieure est la régression linéaire en fonction de la température extérieure (régression linéaire simple) ou en fonction de plusieurs variables - température extérieure, température d'entrée et sortie de l'eau de chauffage - (régression linéaire multiple).

Ce type de modèles est décrit mathématiquement (78) dans (III-7).

$$A(z)y(t) = \left(\frac{B(z)}{F(z)}\right)u(t) + \left(\frac{C(z)}{D(z)}\right)e(t) \quad (\text{III-7})$$

Où $u(t)$ est l'entrée, $y(t)$ la sortie et $e(t)$ le bruit. $A(z)$, $B(z)$, $C(z)$, $D(z)$ et $F(z)$ sont des polynômes de différents ordres dont les coefficients doivent être identifiés par rapport aux mesures.

Nous pouvons trouver dans la littérature un état de l'art détaillé de ces modèles dans (79), (80) et (76). Nous allons présenter les modèles qui, selon différentes sources de la littérature, pourraient être adaptés à notre situation : ARX (*Autoregressive with exogenous inputs*) selon Jimenez (81) et Morel (54), ARMAX (*Autoregressive–moving-average model with exogenous inputs*) selon Freire (82) et ARIMA (*Autoregressive integrated moving-average*) ou BJ (*Box-Jenkins*) selon Kawashima (83). Pour ce cas, ces modèles utilisent les polynômes décrits dans le Tableau III-3.

Cette identification nécessite une masse de données conséquente pour être robuste, incompatible avec notre problématique d'adaptation de l'auto-paramètreur à un nombre de données limité.

Tableau III-3 : Modèles de régression utilisés dans la littérature pour modéliser le comportement thermique du bâtiment

Type de modèle	Polynômes utilisés	Expression mathématique
ARX	$A(z), B(z)$	$A(z)y(t) = B(z)u(t) + e(t)$
ARMAX	$A(z), B(z), C(z)$	$A(z)y(t) = B(z)u(t) + C(z)e(t)$
ARIMA ou BJ	$B(z), C(z), D(z), F(z)$	$y(t) = \left(\frac{B(z)}{F(z)}\right)u(t) + \left(\frac{C(z)}{D(z)}\right)e(t)$

Modèles non-linéaires : réseaux de neurones artificiels

Les modèles de réseau de neurones sont des modèles statistiques non linéaires (84) qui essaient d'imiter le comportement du cerveau humain, c'est-à-dire d'apprendre le comportement d'un système à partir d'exemples. Ainsi, un réseau de neurones sera capable de modéliser le comportement non-linéaire entre les données d'entrée et de sortie de notre système, par apprentissage sur des mesures. Une description plus précise des réseaux de neurones peut être trouvée dans l'annexe ADans

la littérature, nous pouvons trouver de nombreuses applications des réseaux de neurones dans le domaine de la thermique du bâtiment : pour l'estimation des besoins thermiques d'un bâtiment (85), pour la prévision de la consommation énergétique d'un bâtiment passif (86), pour la prévision de la température intérieure d'un bâtiment équipé d'un réseau de chauffage (87).

En raison du comportement non linéaire de notre système et du nombre limité des mesures disponibles pour l'identification des modèles, nous utiliserons les réseaux de neurones pour obtenir un modèle de prévision de la température intérieure du logement.

ii) Modèle de ballon d'eau chaude sanitaire

Les modèles de ballon d'ECS peuvent également être séparés en modèles détaillés, modèles boîte grise et modèles boîte noire.

a. Modèles détaillés

Nous pouvons trouver dans la littérature plusieurs exemples de modèle détaillé de ballon d'ECS ((88), (89), (90)) qui représentent fidèlement le comportement thermique du ballon (pertes statiques, températures dans les différentes couches, température de soutirage, température de l'eau de retour du serpentin, phénomènes de conduction et de convection). Néanmoins, pour les mêmes raisons évoquées dans le cas du modèle de bâtiment, ces modèles ne sont pas adaptés à notre étude car nous disposons de très peu de mesures, et nous ne connaissons a priori aucune des caractéristiques du ballon.

b. Modèles boîte grise

Campos (91) a réalisé un modèle de ballon de type boîte grise considérant le ballon comme un seul volume avec une température homogène, sans prendre en compte les effets de stratification du ballon. Il s'agit d'un ballon où l'eau chaude se mélange avec l'eau présente dans le ballon (dans notre cas, l'eau issue de la PAC circule à travers un serpentin immergé dans le ballon sans se mélanger avec l'eau chaude sanitaire). Ridder (92) a réalisé également un modèle de ballon de type « boîte grise ». Il s'agit d'un modèle de ballon tampon qui n'est pas utilisable pour notre étude (les phénomènes physiques de puisage d'eau chaude d'un ballon tampon ne sont pas similaires à ceux d'un ballon de stockage d'ECS). Beeker (64) propose un modèle de ballon d'ECS électrique avec la puissance injectée dans le ballon et le débit de soutirage comme données d'entrée du modèle (données dont on ne dispose pas dans notre étude). La sortie du modèle est l'énergie effective disponible pour la consommation d'ECS.

Les données dont nous disposons pour réaliser l'identification du modèle de ballon (température air intérieur (pas forcément du local où le ballon est situé), température de départ et retour d'eau de la PAC, température d'ECS (un seul capteur dans le ballon), puissance électrique consommée par le système, mode de fonctionnement de la PAC (chauffage, ECS, arrêt) et état des appoints), ne nous permettent pas de réaliser un modèle paramétrique du ballon type boîte grise. En conséquence, nous n'utiliserons pas ce type de modélisation.

c. Modèles boîte noire

L'évolution de la température de l'eau chaude sanitaire (mesurée par une sonde dont on ne connaît pas la position), et de la température de l'eau de retour de la PAC (provenant du serpentin) sont la conséquence de plusieurs phénomènes non-linéaires qui ont lieu dans le ballon :

- Débit et fréquence des soutirages (lié au comportement stochastique des utilisateurs) ;
- Pertes statiques du ballon (qui sont une fonction des caractéristiques géométriques et physiques du ballon, de la température de l'eau dans le ballon et de la température de l'air de la pièce où le ballon est situé) ;
- Température de l'eau froide ;
- Température et débit de l'eau circulant dans l'échangeur.

Tenant compte des contraintes décrites au début de ce chapitre et afin d'identifier ces comportements non-linéaires, nous utiliserons dans notre étude des modèles boîte noire non-linéaires, c'est à dire des réseaux de neurones. Nous pourrions développer ainsi des modèles de prévision de la température d'ECS et de la température de retour d'eau.

iii) Modèle de pompe à chaleur

Dans le chapitre II nous avons présenté différents types de modélisations de pompes à chaleur avec plusieurs exemples de la littérature.

Dans ce chapitre, nous considérons seulement les modèles quasi-statiques (cf. chapitre II) en distinguant modèles détaillés (avec une approche physique-thermodynamique) et modèles *boîte grise* et *noire*.

a. Modèles détaillés

Les exemples mentionnés dans le chapitre II (ou encore dans (88), (93), (94) et (95)) nous donnent une idée de la vaste utilisation de ce type de modèles. Comme mentionné dans le chapitre II et dans les sections précédentes, ce sont des modèles pour lesquels les caractéristiques géométriques et physiques du système doivent être connues a priori. Comme ce n'est pas le cas dans notre étude, nous n'utiliserons pas ces modèles. Ce type de modèles pourrait être utilisé si l'auto-paramètreur avait accès aux données des constructeurs de la pompe à chaleur ciblée ou si le modèle de PAC était fourni par le constructeur.

b. Modèles « boîte grise » ou semi-empiriques

Chaque composant de la PAC (compresseur, évaporateur, condenseur et détendeur) y est modélisé, avec un niveau de détail fonction des mesures disponibles pour le calage des paramètres des modèles. En raison de la complexité de la modélisation du compresseur, la simplification consiste en un modèle de régression à partir de données expérimentales fournies par les constructeurs. Des exemples de ce type de modèles peuvent être trouvés dans le chapitre II de ce manuscrit.

Comme dans le cas des modèles détaillés, l'absence de mesures du cycle thermodynamique et de détails sur les composants de la PAC ne permettent pas cette approche.

c. Modèles « boîte noire » ou empiriques

Les modèles « boîte noire » les plus communément utilisés dans la littérature sont les modèles paramétriques linéaires et les modèles non-linéaires de type réseaux de neurones.

MODÈLES LINÉAIRES

Selon Filliard (67) une approche simplifiée pour modéliser le comportement d'une PAC en utilisant des modèles linéaires a besoin au minimum de quatre équations :

- la puissance calorifique délivrée à pleine charge,
- le COP à pleine charge,
- la dégradation des performances à charge partielle en fonction du taux de charge,
- la dégradation des performances due au givrage et au cycle de dégivrage de l'évaporateur.

Nous pouvons trouver ce type d'approche dans la littérature dans plusieurs exemples. Nyika (96) a réalisé un modèle statique pour des PAC air/air à partir des données d'un modèle détaillé fourni par un constructeur. Les données utilisées pour la réalisation du modèle sont : la puissance thermique nominale, le COP nominal, le débit d'eau et les températures d'air intérieur et extérieur. Également pour une PAC air/air, Cheung (97) a réalisé un modèle empirique de la fréquence du compresseur à partir de mesures de la température de l'air à l'évaporateur – entrée et sortie –, la température de l'air au condenseur – entrée et sortie – et la puissance thermique fournie. Tangwe (98) présente un modèle de calcul de la puissance consommée et du COP d'un chauffe-eau thermodynamique à partir de modèles de régression multiple. Les mesures utilisées pour identifier les paramètres du modèle sont : le volume d'eau chauffée par la PAC (V_h), les températures d'entrée et sortie d'eau (T_i et T_o), la température extérieure (T_a) et l'humidité relative (RH). Verhelst présente dans (99) un modèle paramétrique de pompe à chaleur qui calcule la puissance électrique consommée et la puissance thermique fournie en fonction de la température extérieure, la fréquence du compresseur et la température de départ d'eau.

Dans notre étude, les mesures disponibles de la pompe à chaleur sont plus nombreuses que dans les modèles de bâtiment et ballon d'ECS (température extérieure, température de l'eau d'entrée et sortie du condenseur et puissance électrique consommée). Néanmoins, l'absence de mesures du débit d'eau ou de la fréquence du compresseur empêche d'utiliser les méthodes présentées ci-dessus. Même si on avait accès à ces mesures, l'impossibilité de commander la fréquence du compresseur ou le débit d'eau du condenseur interdirait d'utiliser ce modèle comme outil de commande prédictive. Par conséquent, nous n'utiliserons pas cette approche pour notre étude.

MODÈLES NON-LINÉAIRES TYPE RÉSEAUX DE NEURONES

Nous pouvons trouver plusieurs exemples de l'utilisation des modèles non-linéaires pour l'identification du comportement d'une pompe à chaleur. Afram (100) a réalisé un modèle de réseaux de neurones pour identifier une PAC géothermique. Les données d'entrée sont la température de retour et le débit d'eau de chauffage. La sortie calculée est la température de départ de la PAC. Esen (101) a réalisé également un modèle neuronal de PAC eau glycolée/air à partir des mesures de température de l'air au condenseur (entrée et sortie), de la température de l'eau glycolée à l'évaporateur (entrée et sortie) et des températures du sol. La sortie du modèle est le COP. Chen (102) utilise des réseaux de neurones pour estimer la température du puits d'une PAC géothermique. Les entrées du modèle sont la température de l'air extérieur, la température de l'eau à l'entrée du puits, le temps de fonctionnement, le débit d'eau et la capacité thermique de l'échangeur intermédiaire entre le puits et l'évaporateur.

Dans notre étude, nous avons besoin d'un modèle de PAC qui calcule la température de départ d'eau au condenseur et la puissance électrique consommée à partir de la température extérieure, la

température de retour d'eau et la loi d'eau (pour le fonctionnement en mode chauffage) ou la température de consigne du ballon d'ECS (pour le fonctionnement en mode ECS). Les relations entre les entrées et sorties de notre modèle sont non-linéaires, par conséquent l'utilisation d'un réseau de neurones sera notre choix de développement.

III - 3. 2. 2. Résumé des choix de développement

Les mesures disponibles dans notre application (cf. Figure III-12) limitent fortement le choix des modèles à utiliser pour identifier le comportement du système. La contrainte de ne connaître aucune caractéristique du bâtiment, du ballon d'ECS ni de la pompe à chaleur empêche d'utiliser des modèles détaillés, par ailleurs incompatibles en termes de temps de calcul.

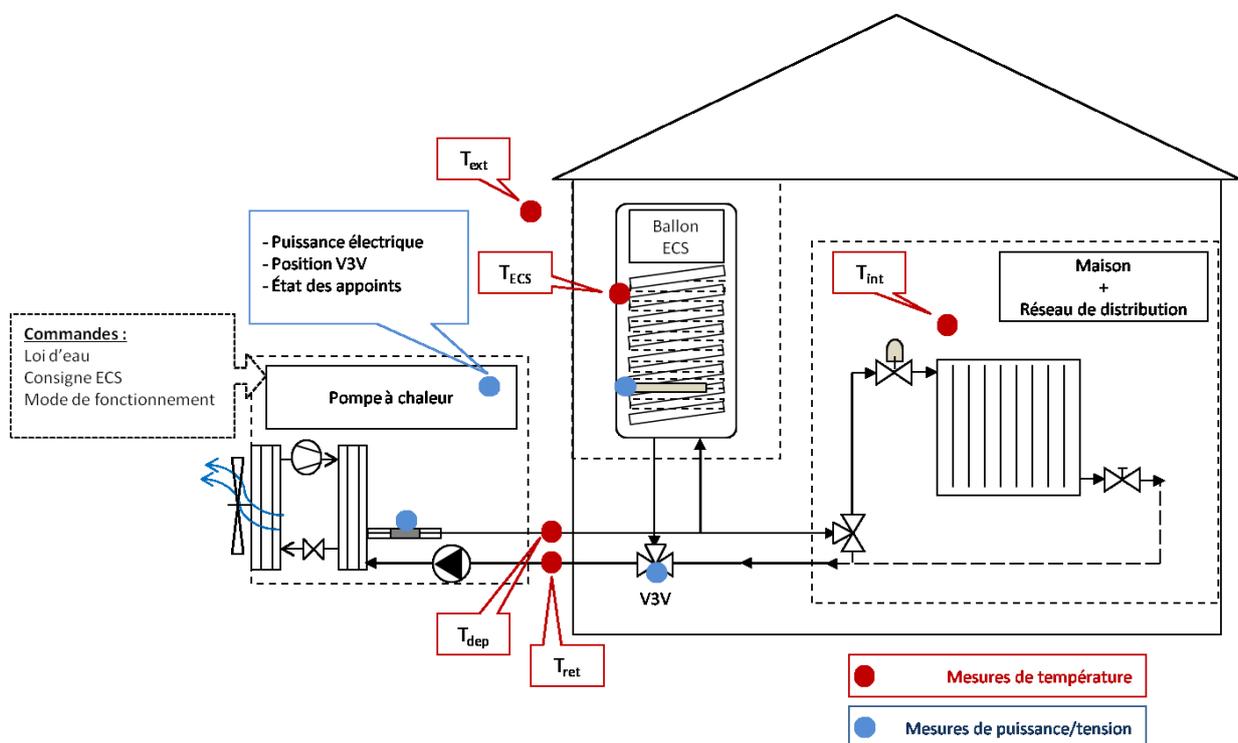


Figure III-12 : Mesures disponibles et commandes accessibles

Concernant le modèle de bâtiment et du réseau de radiateurs, il n'est pas possible d'utiliser un modèle boîte grise type RC pour deux raisons :

- nous ne pouvons pas mesurer la puissance thermique de la PAC, et donc nous ne pouvons pas injecter cette puissance dans un des nœuds du modèle RC ;
- nous avons besoin d'obtenir la température de retour d'eau afin de l'introduire dans le modèle de PAC, le modèle RC de réseau de radiateurs ne nous permet pas de calculer cette donnée sans mesurer le débit d'eau dans l'installation.

Par conséquent, des modèles boîte noire type réseau de neurones constituent la meilleure solution. Afin de simplifier le développement, deux modèles seront construits : un pour le calcul de la température intérieure et un autre pour le calcul de la température de retour de l'eau des radiateurs. Les mesures disponibles pour l'identification des modèles sont :

- Températures d'air intérieur et extérieur ;
- Températures de départ et retour d'eau ;
- Mode de fonctionnement de la PAC (chauffage-ECS-arrêt).

Le type de modélisation retenu pour le ballon d'ECS est également de type boîte noire – réseau de neurones, notamment en raison des données de mesures limitées et des comportements non-linéaires qui se produisent à l'intérieur du ballon. Comme dans le cas du modèle de bâtiment et du réseau de radiateurs, nous allons développer deux modèles : un pour la température à l'intérieur du ballon et un autre pour la température de retour d'eau provenant du serpentin immergé. Les mesures disponibles sont :

- Températures de départ et retour d'eau ;
- Mode de fonctionnement de la PAC (chauffage-ECS-arrêt) ;
- Température de l'ECS (sonde placée dans la partie supérieure de la cuve du ballon).

Finalement, le choix du modèle pour l'identification de la pompe à chaleur se porte sur un réseau de neurones. La température de l'eau de départ de la PAC et la puissance consommée dépendent de la fréquence du compresseur. À partir de cette donnée, il serait possible de réaliser des modèles paramétriques de PAC. Néanmoins, la fréquence n'est pas une commande accessible, elle est régulée par le contrôleur de la PAC comme une fonction non linéaire de la température extérieure, la température de retour d'eau et la température de consigne donnée par la loi d'eau (commande qu'on peut modifier). Nous sommes donc obligés d'utiliser la loi d'eau comme une commande d'entrée dans le modèle de PAC. Par conséquent, nous avons besoin d'un modèle d'identification non-linéaire (comme les réseaux de neurones) qui utilise comme entrée cette température de consigne d'eau.

III - 3. 2. 3. Modèles neuronaux développés

Dans cette section nous allons présenter l'architecture et les performances des modèles neuronaux développés pour notre étude. Pour des raisons de confidentialité, les détails de l'architecture des modèles sont décrits en annexe. L'architecture présentée dans le corps du texte est une simplification, comprenant de légères modifications, par rapport à l'architecture présentée dans l'annexe confidentielle. Nous avons pris la décision de présenter ainsi l'architecture afin de faciliter la lecture et la compréhension du manuscrit.

L'objectif des modèles neuronaux est de prévoir pour un horizon donné, l'évolution de la température intérieure, de la température de l'eau du ballon et la puissance électrique consommée par la PAC. Pendant tout l'horizon de prévision nous avons besoin de connaître les entrées des modèles. Les données qu'on peut connaître pendant tout l'horizon de prévision sont : la température extérieure¹, la loi d'eau, la température de consigne du ballon d'ECS, la température de consigne de l'air intérieur et le mode de fonctionnement de la PAC (chauffage, ECS, avec ou sans appoints, arrêt). Ainsi, le principe du modèle de prévision recherché est présenté sur la Figure III-13.

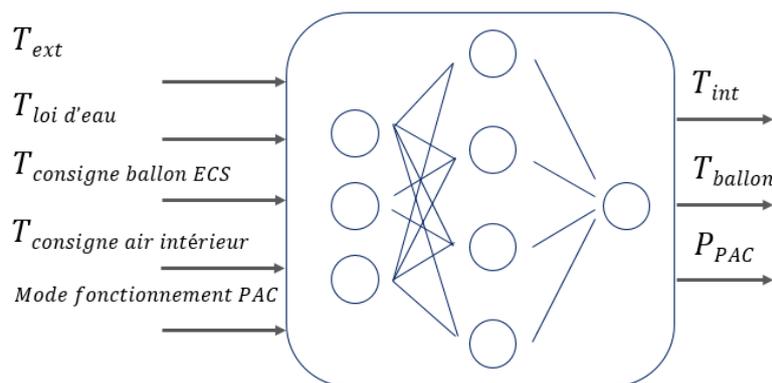


Figure III-13 : Modèle neuronal global de l'auto paramètreur

La complexité du problème rend impossible d'entraîner un réseau de neurones qui soit capable de faire une prévision à partir des seules données d'entrée. Pour résoudre ce problème nous avons développé plusieurs sous-modèles, qui tiennent compte de plusieurs mesures disponibles dans le système (températures de départ et retour d'eau, température intérieure, température du ballon d'ECS), afin qu'à partir de l'historique de mesures nous puissions simplifier la tâche de prévision.

Pour faire la prévision, les sous-modèles utilisent soit des réseaux de neurones statiques soit des réseaux de neurones dynamiques (voir Annexe C). Dans le cas des réseaux dynamiques, les données d'entrée des modèles incluent l'historique des données d'entrée et de sortie. Dans le cas des réseaux statiques, les données comprennent uniquement les données du pas de temps actuel.

¹ En s'appuyant sur l'hypothèse que la prévision de la température extérieure est connue (ou donnée par un modèle externe),

i) Architecture globale

Afin de simplifier la tâche de prévision, nous allons considérer le système global (PAC, ballon d'ECS, réseau de radiateurs et bâtiment) comme deux sous-systèmes indépendants :

- Un système pour la production de chauffage : PAC + bâtiment
- Un système pour la production d'ECS : PAC + ballon d'ECS

Nous faisons cette division avec les hypothèses suivantes :

- la pompe à chaleur a un comportement non-simultané (soit elle est en mode chauffage soit en mode ECS) ;
- la gestion de la fréquence du compresseur (la « loi » de fréquence) change en fonction du mode d'opération ;
- le débit d'eau dans le condenseur est différent pour chaque mode de fonctionnement ;
- pour le même mode de fonctionnement le débit d'eau dans le condenseur est constant.

Les modèles neuronaux sont donc indépendants pour chaque mode de fonctionnement.

- La température intérieure et la puissance électrique consommée par la PAC en mode chauffage sont calculées par un modèle.
- La température du ballon d'ECS et la puissance électrique consommée par la PAC en mode ECS sont calculées par un autre modèle (cf. Figure III-14).
- La consommation électrique totale du système sera la somme des consommations calculées par les modèles neuronaux de la PAC (P_{PAC}), plus la consommation des appoints électriques.

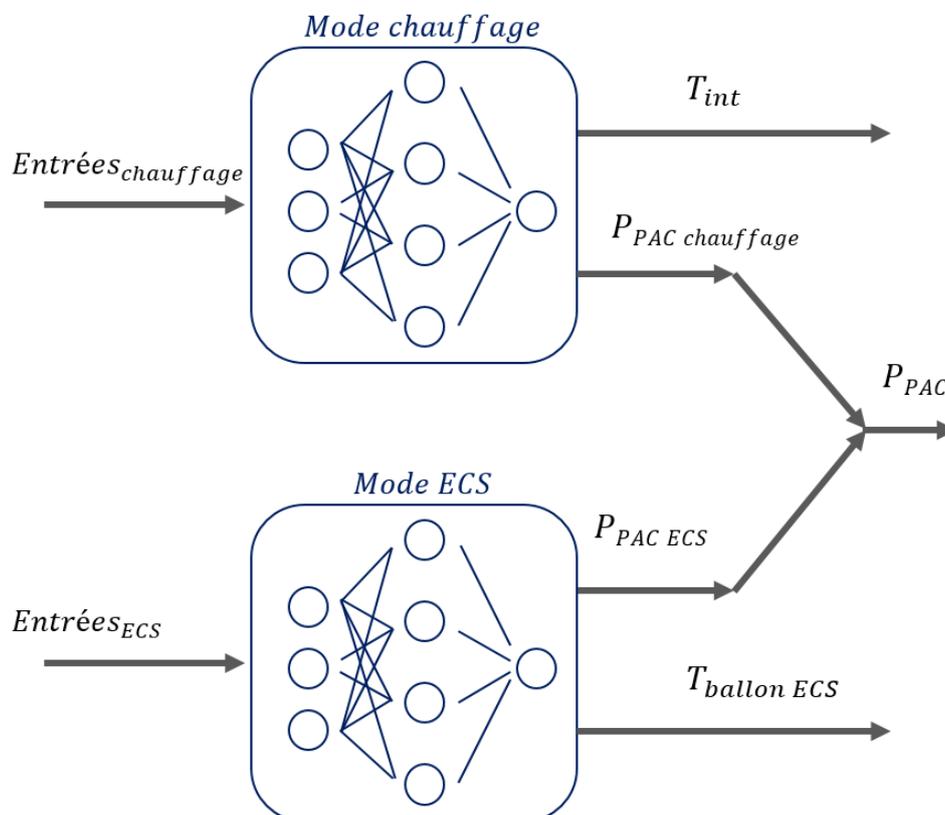


Figure III-14 : Architecture des réseaux de neurones pour les modes chauffage et ECS

Les réseaux de neurones sont plus performants quand ils doivent faire la prévision d'une seule variable (103). Ainsi, chaque modèle neuronal décrit dans la Figure III-14 est divisé en deux sous modèles :

- pour le système en mode chauffage : un modèle neuronal de calcul de la température intérieure (modèle de bâtiment) et un modèle neuronal de calcul de la puissance électrique (modèle de PAC en mode chauffage).
- pour le système en mode eau chaude sanitaire : un modèle neuronal de calcul de la température d'ECS (modèle de ballon d'ECS) et un modèle neuronal de calcul de la puissance électrique (modèle de PAC en mode ECS).

ii) Modèle neuronal en mode chauffage

La prévision de la température intérieure (T_{int}) est basée sur un modèle boîte noire de bâtiment qui inclut son réseau hydraulique de chauffage. Avec les mesures disponibles, l'architecture du modèle neuronal est celui de la Figure III-15. Nous pouvons observer l'utilisation d'un réseau de neurones dynamique car nous utilisons les données actuelles et passées ($t, t - 1, \dots, t - d_e^2$) pour réaliser la prévision au pas de temps suivant ($t + 1$). Ainsi, les données passées et présentes de la température extérieure, la loi d'eau, la température de consigne intérieure, l'écart de température d'eau et la température d'air intérieur nous donnent la prévision de la température de l'air intérieur.

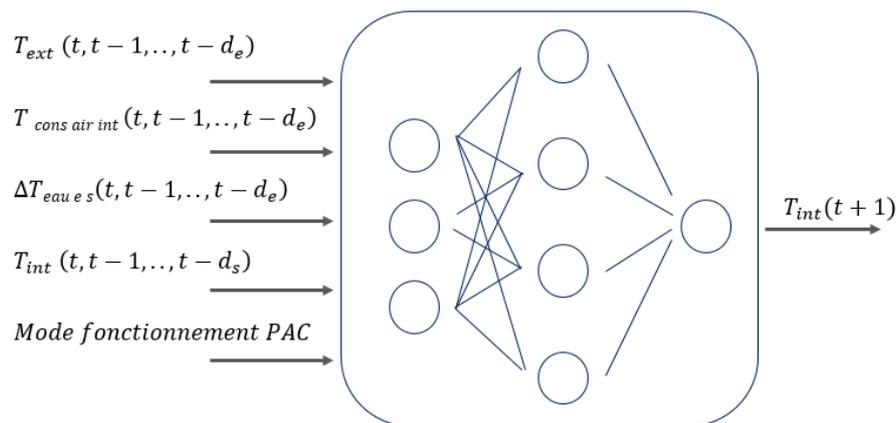


Figure III-15 : Modèle neuronal du bâtiment avec son réseau de radiateurs

La prévision de la puissance électrique consommée par la PAC (P_{PAC}) est basée sur un modèle boîte noire type réseau de neurones statique, dont les entrées sont spécifiées dans la Figure III-16. Le comportement statique signifie que la sortie du modèle au pas de temps suivant ($t + 1$) dépend des entrées au pas de temps ($t + 1$). Il sera ainsi alimenté par des prévisions des autres modèles. La prévision de la température extérieure, de la loi d'eau, de l'écart de température d'eau et du mode de fonctionnement de la PAC nous donnent la prévision de la puissance consommée par la PAC en mode chauffage.

² Délai d'entrée

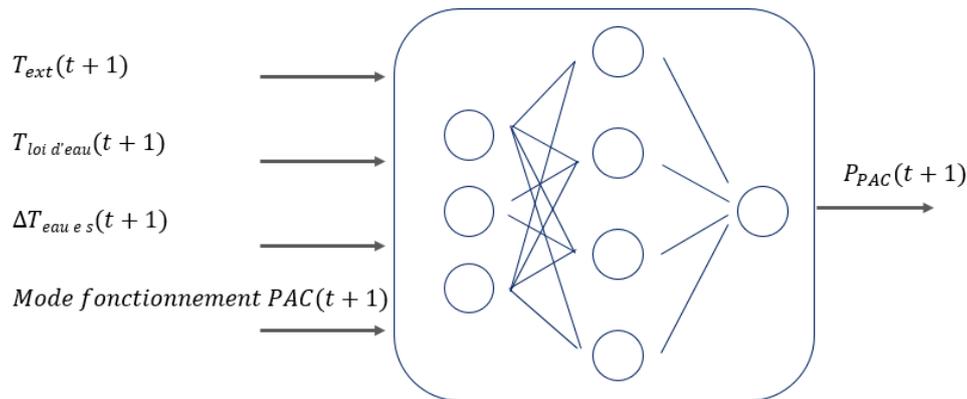


Figure III-16 : Modèle neuronal de PAC en mode chauffage

En regardant l'architecture des modèles, on s'aperçoit que le modèle dynamique utilise les données du pas de temps précédant celui des prévisions alors que le modèle statique utilise les données au même pas de temps. Or, nous avons besoin de la prévision de la différence de température entre départ et retour d'eau de la PAC ($\Delta T_{eau es}$) pour les deux modèles, de température intérieure (dynamique) et de puissance consommée (statique). Un modèle de prévision dynamique a donc été développé spécifiquement pour cet écart de température, représenté sur la Figure III-17.

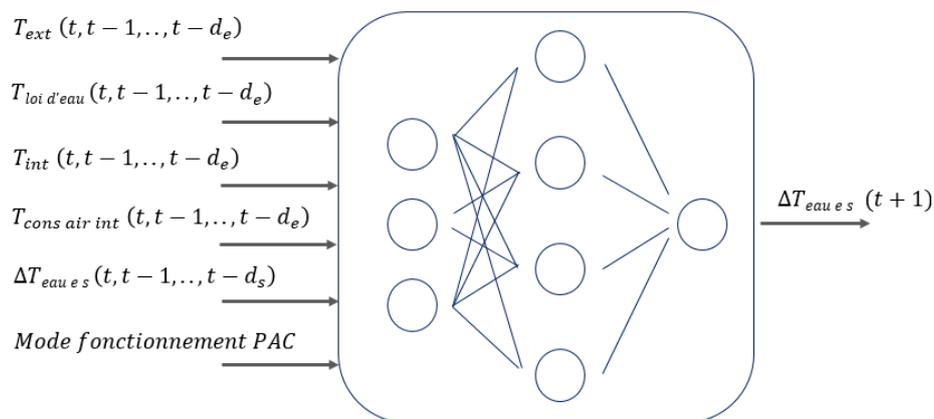


Figure III-17 : Modèle neuronal pour le calcul de la différence de température (entrée-sortie) de l'eau de la PAC en mode chauffage

Le modèle neuronal pour la prévision de la température intérieure et la puissance de la PAC en mode chauffage est développé par l'assemblage montré sur la Figure III-18 :

- On dispose des mesures de températures d'air (intérieur et extérieur) et des mesures de températures d'eau (entrée-sortie PAC). Ces mesures serviront d'entrées aux modèles.
- On dispose de la prévision de la température extérieure et des commandes de la PAC.
- Les prévisions des sous-modèles sont utilisées par les autres modèles (re-bouclage).

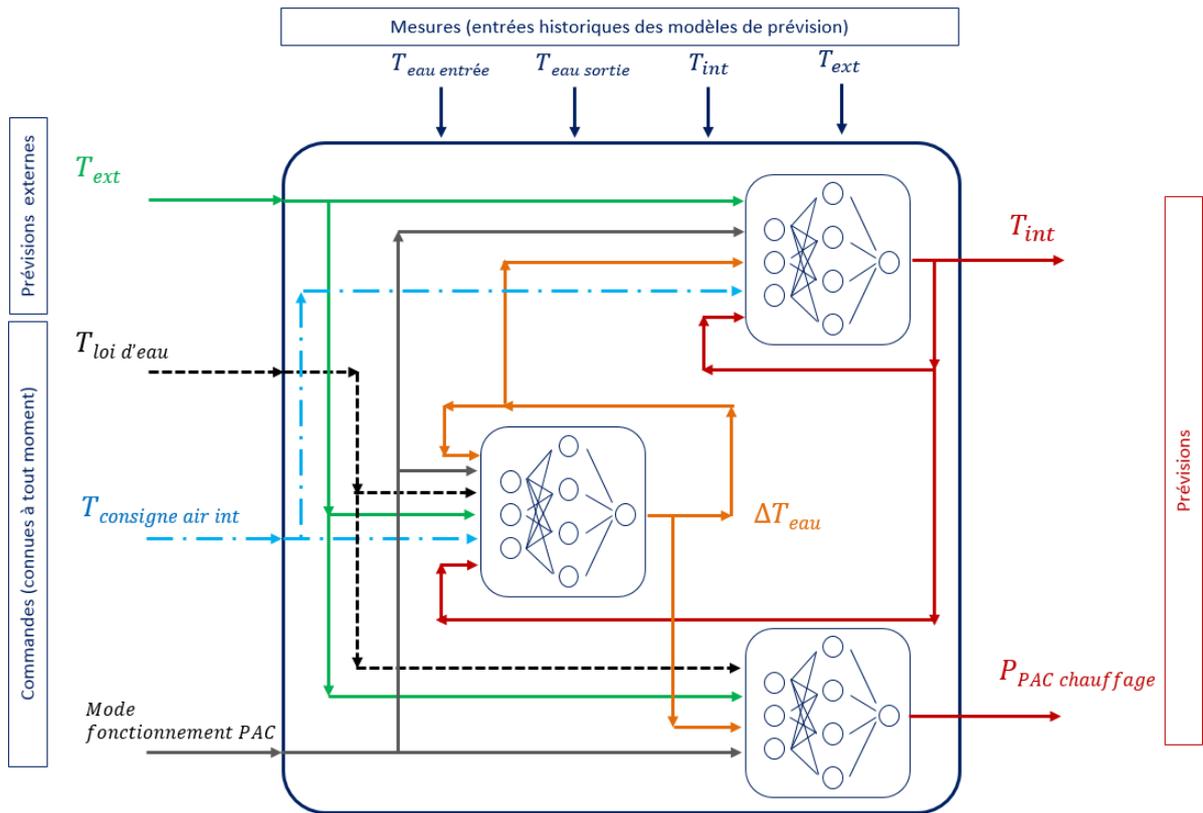


Figure III-18 : Assemblage de sous-modèles pour le modèle de prévision du système en mode chauffage

iii) Modèle neuronal en mode eau chaude sanitaire

La prévision de la température du ballon d’ECS (T_{ECS}) est basée sur un modèle boîte noire de ballon de stockage avec serpentin à l’intérieur. L’architecture du modèle neuronal est celui de la Figure III-19.

Il s’agit d’un modèle dynamique pour lequel les données présentes et passées de l’appoint, de la température de consigne du ballon ($T_{consigne\ ballon}$), de la température d’eau chaude sanitaire (T_{ECS}), de la différence de température entre le départ et le retour d’eau de la PAC ($\Delta T_{eau\ e\ s}$) et du mode de fonctionnement de la PAC donnent la prévision de la température du ballon (T_{ECS}).

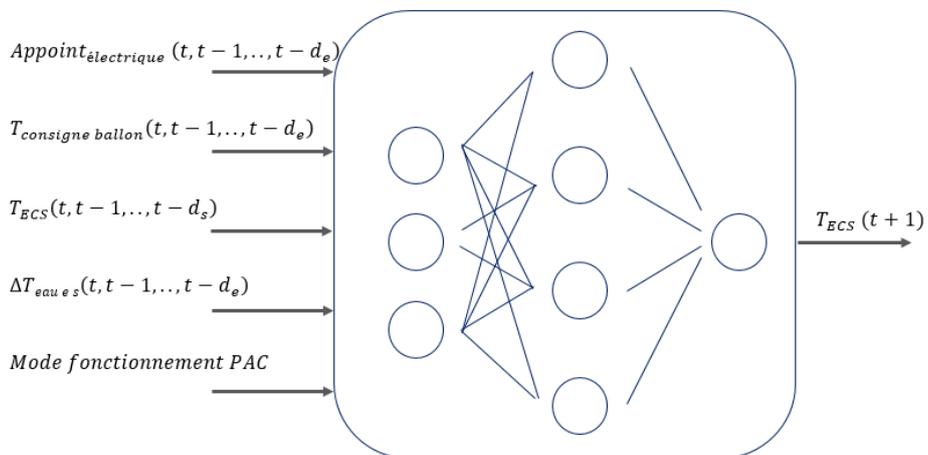


Figure III-19 : Modèle neuronal pour la prévision de la température du ballon d’ECS

Comme dans le cas du mode chauffage, la prévision de la puissance électrique consommée par la PAC (P_{PAC}) est basée sur un modèle réseau de neurones statique, dont les entrées sont spécifiées dans la Figure III-20. Ainsi, les prévisions de température extérieure (T_{ext}), la température de consigne du ballon ($T_{consigne\ ballon}$), la température d'eau chaude sanitaire (T_{ECS}), la différence de température entre le départ et retour d'eau de la PAC ($\Delta T_{eau\ e\ s}$) et le mode de fonctionnement de la PAC donnent les prévisions de la puissance consommée par la PAC en mode ECS (P_{PAC}).

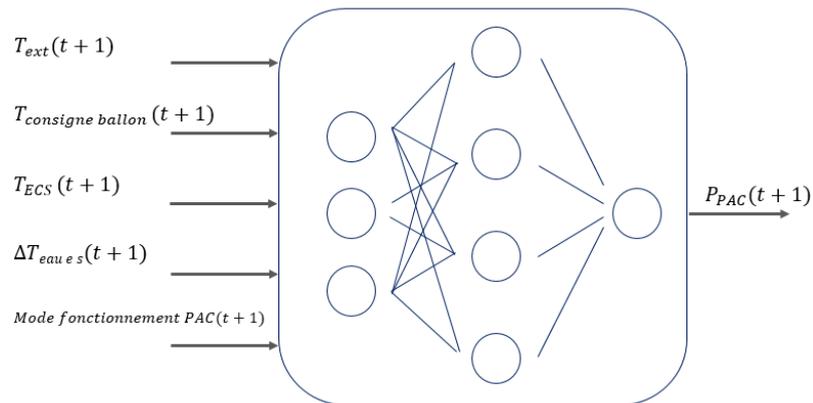


Figure III-20 : Modèle neuronal de PAC en mode ECS

Pour la même raison que dans le mode chauffage, ces modèles de prévision ont besoin de données d'entrée à tout moment de la prévision. Les entrées des modèles qui sont toujours connues sont celles issues des commandes : mode de fonctionnement de la PAC, température extérieure, température de consigne du ballon et activation des appoints électriques. Néanmoins, certaines entrées ne sont pas connues et obligent à utiliser des modèles de prévision : température de l'ECS (dans le ballon, calculée par le modèle de la Figure III-19) et différence de température entre le départ et le retour de l'eau de la PAC, modèle présenté sur la Figure III-21.

De manière équivalente au modèle de prévision en mode chauffage, un modèle dynamique basé sur les données passées et présentes de la température extérieure (T_{ext}), de la température de consigne du ballon ($T_{consigne\ ballon}$), de la température de l'eau dans le ballon (T_{ECS}), du mode de fonctionnement de la PAC et de l'écart de température d'eau de la PAC ($\Delta T_{eau\ e\ s}$) donne la prévision de l'écart de température ($\Delta T_{eau\ e\ s}$).

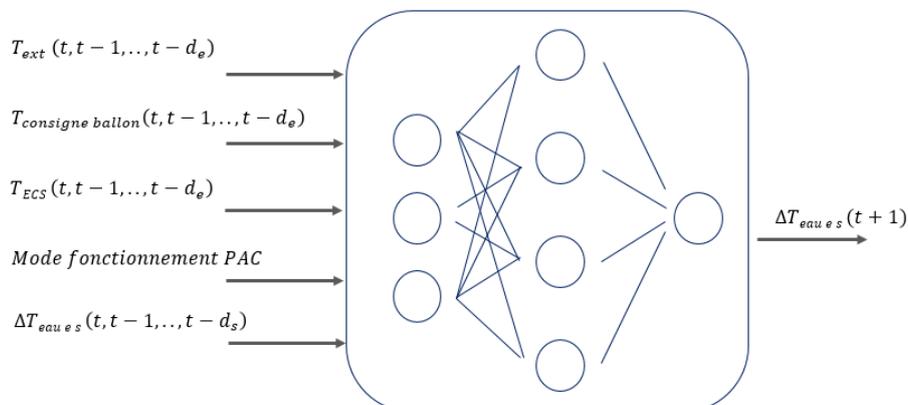


Figure III-21 : Modèle neuronal pour le calcul de la différence de température (entrée-sortie) de l'eau de la PAC en mode ECS

Le modèle neuronal pour la prévision de la température de l'eau dans le ballon d'ECS et la puissance de la PAC en mode ECS est développé par l'assemblage de la Figure III-22:

- On dispose des mesures de températures d'air (intérieur et extérieur) et des mesures de températures d'eau (entrée-sortie PAC). Ces mesures servent d'entrées aux modèles.
- On dispose de la prévision de la température extérieure et des commandes de la PAC.
- Les prévisions des sous-modèles sont utilisées par les autres modèles (re-bouclage).

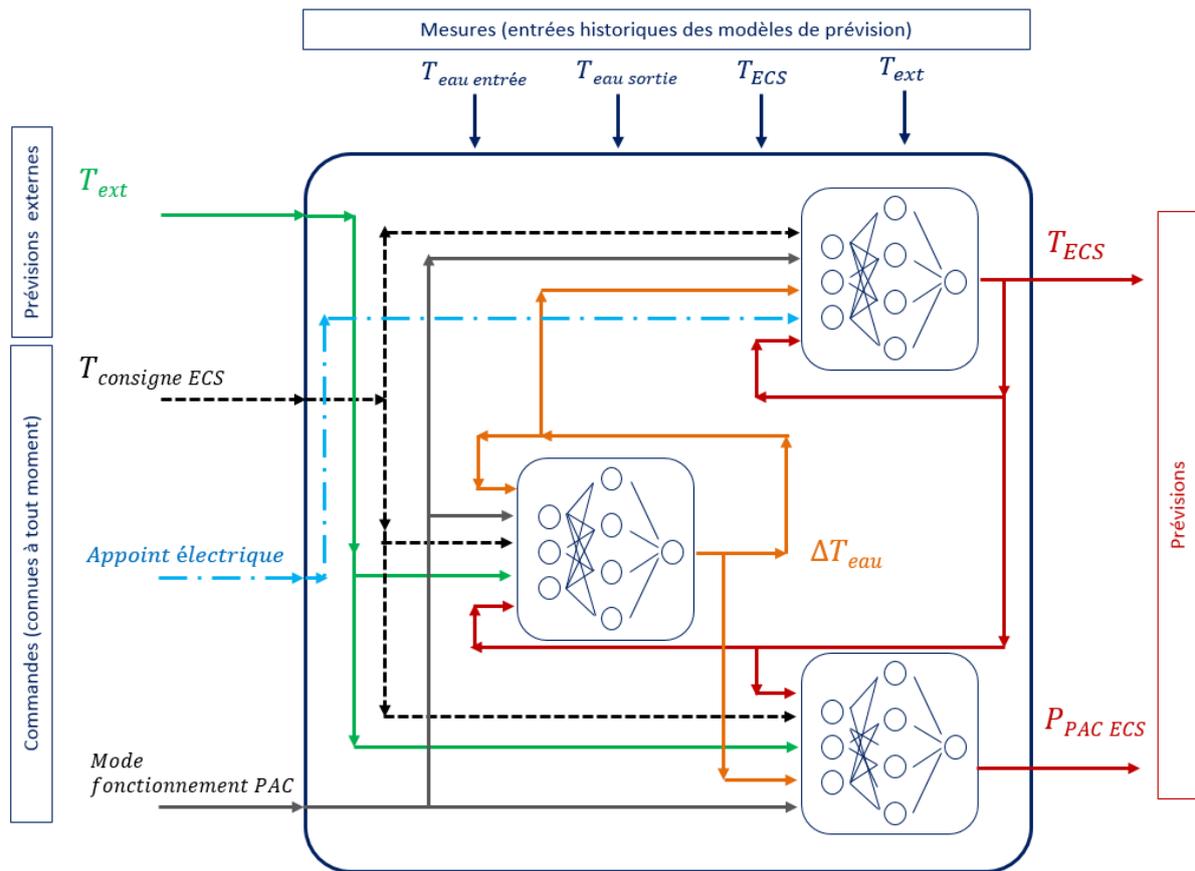


Figure III-22 : Assemblage de sous-modèles pour le modèle de prévision du système en mode ECS

III - 4. Conclusions

Dans ce chapitre nous avons montré les outils développés pour la construction de l'auto-paramétreur : un algorithme pour adapter automatiquement la loi d'eau et l'utilisation de la commande prédictive pour la gestion de la production du chauffage et de l'ECS.

L'algorithme d'auto paramétrage de la loi d'eau a pu être implémenté en simulation et sur le banc de test semi-virtuel. Des résultats positifs amènent à conclure que l'algorithme est prêt pour son implémentation dans des pompes à chaleur commerciales.

Pour définir les outils de gestion de la production de chauffage et d'ECS, nous avons analysé les techniques utilisées dans la littérature pour réaliser une régulation avancée des systèmes thermodynamiques de chauffage et d'ECS. À partir de cette étude bibliographique et à partir des conclusions du chapitre II, nous avons choisi d'utiliser le contrôle prédictif pour le développement de l'auto-paramétreur.

Le contrôle prédictif utilise des modèles de prévision du fonctionnement du système afin de prévoir son comportement lorsqu'on modifie les commandes. Ainsi, le régulateur peut trouver les commandes qui optimisent le fonctionnement.

Les contraintes de notre étude (nombre de mesures limité et ignorance des caractéristiques et performances des systèmes à identifier) ont conduit à utiliser des modèles de prévision « boîte noire » non-linéaires de type *réseaux de neurones*, entraînés à partir des seules mesures issues des capteurs présents dans la pompe à chaleur.

Les prévisions souhaitées sont la température intérieure du logement, la température d'eau dans le ballon d'ECS et la puissance électrique consommée par la PAC. Afin de simplifier la tâche de prévision, nous avons opté pour la construction de plusieurs sous-modèles de prévision (bâtiment, ballon d'ECS et pompe à chaleur).

Chapitre IV :

Construction et performances des modèles de prévision

Ce chapitre présente les étapes nécessaires pour la construction des modèles neuronaux de prévision décrits dans le chapitre III, et l'évaluation de leurs performances de prévision à partir de deux types de données. Les principales étapes à mener dans la construction de ces modèles sont l'obtention des données, leur filtrage et leur traitement et l'établissement de l'architecture des réseaux de neurones en fonction des données.

Dans un premier temps nous présentons la construction et l'évaluation des modèles à partir des données issues de simulations réalisées à partir de l'ensemble de modèles {PAC / bâtiment / ballon ECS / réseau hydraulique} décrit dans le chapitre II.

Dans un deuxième temps nous avons construit les modèles de prévision à partir des données issues du comportement réel d'une pompe à chaleur double service, testée sur le banc de test semi virtuel décrit dans le chapitre II. Les performances des modèles sont également présentées.

Pour des questions de confidentialité, les détails relatifs à la construction des modèles de prévision sont reportés en annexe.

IV - 1. Construction et performances des modèles de prévision à partir des données issues de simulations

IV - 1. 1. Construction des modèles

Comme évoqué dans l'annexe C les réseaux de neurones utilisent des données mesurées, relatives au système à identifier, pour apprendre les relations entre les entrées et sorties du modèle.

Afin d'entraîner les réseaux de neurones, trouver l'architecture adéquate (nombre de neurones dans la couche cachée, historique des mesures à utiliser comme entrées, ...) et tester leurs performances de prévision, nous allons dans un premier temps utiliser des données issues des simulations numériques. Les simulations sont réalisées avec les modèles de bâtiment, de réseau de radiateurs, de pompe à chaleur et de ballon d'ECS décrits dans le chapitre II.

Les étapes réalisées pour la construction des modèles de prévision ont été les suivantes :

- Obtention des données d'apprentissage par des simulations annuelles du système.
- Séparation des données pour l'apprentissage et la validation.
- Filtrage des données pour séparer celles relatives au mode chauffage et celles relatives au mode ECS.
- Architecture des réseaux de neurones : type de réseau, nombre de couches, nombre de neurones dans chaque couche.
- Comparaison des performances pour plusieurs architectures.
- Choix de l'architecture la plus performante.

IV - 1. 1. 1. Données d'apprentissage

Les réseaux de neurones apprennent mieux les relations entre les entrées et les sorties quand il y a une plage de variation importante des données d'entrée. Ainsi nous allons utiliser les paramètres suivants pour les simulations annuelles :

- Pour le chauffage, deux températures de consigne intérieure, 19 °C pour le mode confort et 16 °C pour le mode réduit.
- Une température de consigne d'ECS variable avec la température extérieure.
- Période d'apprentissage suffisamment longue pour couvrir une plage de températures extérieures assez large, et pour avoir des données qui identifient le comportement des utilisateurs par rapport à leur consommation d'ECS. Ainsi nous utiliserons une période d'apprentissage de deux mois, incluse dans la saison de chauffage.

Nous pouvons observer sur la Figure IV-1 les données issues des simulations. Nous avons représenté sur cette figure les données correspondant à deux journées d'hiver, relatives à la température d'air intérieur, les températures d'eau de la PAC, la température d'eau dans le ballon d'ECS, la température extérieure et la puissance électrique de la PAC.

Nous utilisons des données correspondant à la période hivernale (janvier-février) pour réaliser l'apprentissage des modèles (identification des poids et connexions du réseau). Les performances des modèles sont testées avec des données correspondant à une période ultérieure (mars).

Finalement, la durée de validité du modèle doit être estimée, c.à.d. savoir pour quel horizon la prévision reste valable. Dans notre application, nous nous limitons à une prévision de quelques heures (3-6 h), suffisante pour anticiper les changements de consigne de chauffage et la production d’ECS.

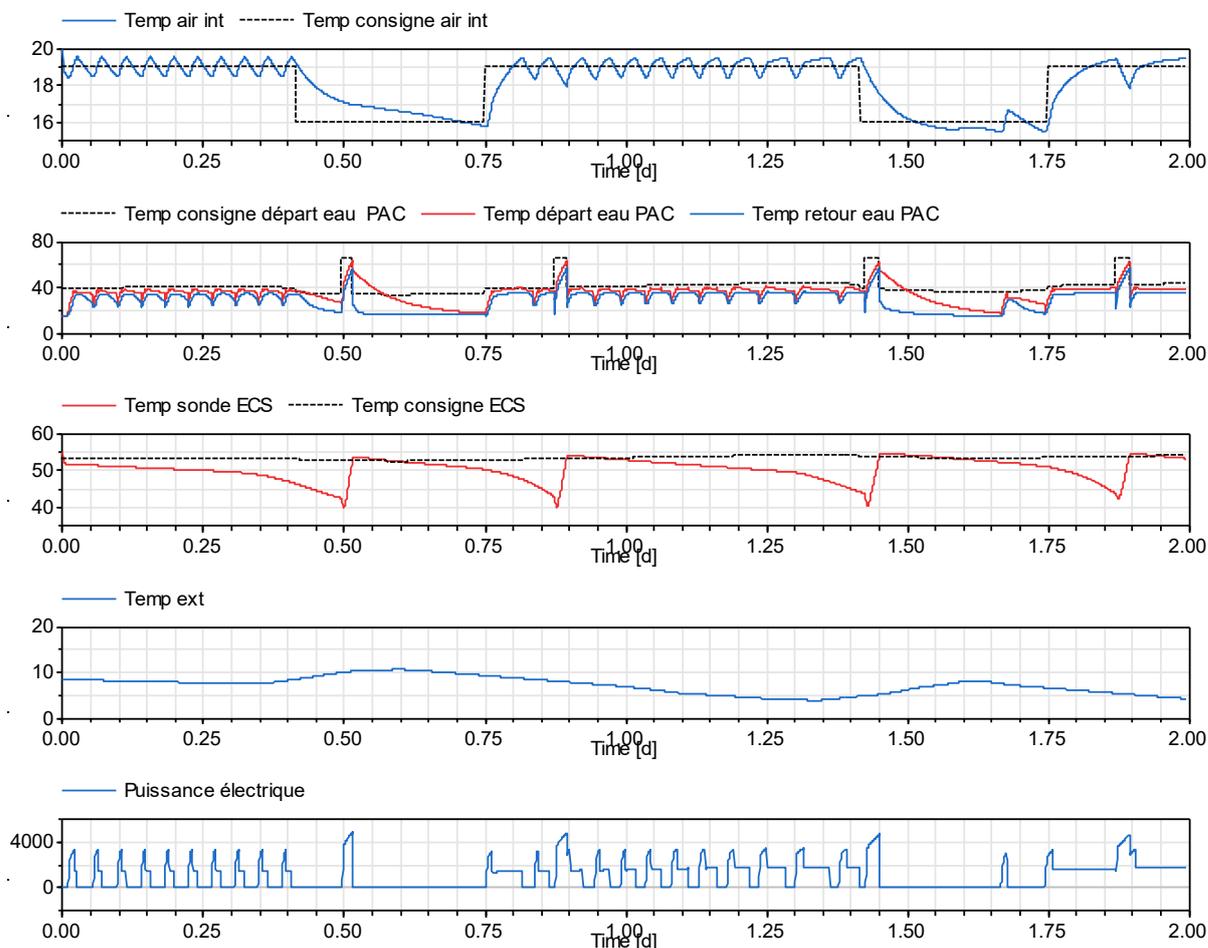


Figure IV-1 : Données d’apprentissage des réseaux de neurones : a.- températures d’air intérieur et consigne de température intérieure ; b.- températures d’eau de départ, retour et consigne de la PAC ; c.- températures d’eau du ballon d’ECS : mesurée par la sonde et consigne ; d.- température d’air extérieur ; e.- puissance électrique consommée par le système

IV - 1. 1. 2. *Traitement des données*

Le comportement non-simultané du système oblige à réaliser un traitement des données pour séparer les mesures en mode chauffage de celles en mode ECS. Ainsi, parmi les entrées des modèles de prévision spécifiées dans la section III - 3. 2. 3. , nous allons utiliser en premier lieu le mode de fonctionnement de la PAC pour ce traitement. Cette donnée nous informe du mode de fonctionnement de la PAC (chauffage ou ECS, grâce à la position de la vanne trois voies) et de l’état du compresseur (marche/arrêt). La prise en compte du fonctionnement du système et le calcul de la différence de température entre l’eau de départ et de retour de la PAC se font uniquement lorsque le compresseur est en marche.

Concernant le pas de temps d’acquisition des mesures, et compte tenu des dynamiques du système de chauffage et ECS, on retient un pas de temps de 5 minutes.

IV - 1. 1. 3. Architecture détaillée des réseaux de neurones

Pour des raisons de confidentialité, les architectures détaillées des modèles de prévision sont incluses dans l'Annexe D .

IV - 1. 2. Performances des modèles de prévision en boucle ouverte

Les précisions des modèles de prévision sont évaluées au moyen du critère de l'erreur absolue moyenne ou MAE (Mean Absolute Error). Le critère MAE dépend de la moyenne des écarts entre les prévisions et les valeurs de référence (cf. Eq (IV-1)). Une prévision parfaite correspond à MAE = 0.

$$MAE = \text{moyenne}(|\hat{y} - y|) \quad (IV-1)$$

Avec \hat{y} les valeurs issues des modèles de prévision et y les valeurs mesurées (de référence).

La performance des modèles de prévision de la température intérieure et de la température d'ECS est aussi évaluée par rapport à la tendance de la prévision ; c.à.d. que même si des petites erreurs peuvent apparaître, c'est la tendance de la prévision qui permet d'avoir des modèles de contrôle robustes.

Les performances de cette architecture ont été testées pour un horizon de prévision de 5 heures. Afin de réaliser ce test, les entrées sont issues du modèle (nous n'utiliserons pas ici comme entrées les sorties des autres modèles de prévision, ce "bouclage" sera dans la section suivante). Ces entrées sont :

- différence de température de l'eau de la PAC (départ / retour) pour le modèle de prévision de la température intérieure et pour le modèle de prévision de la puissance électrique ;
- température d'ECS pour le modèle de puissance de la PAC et pour le modèle de prévision de la différence de température de l'eau de la PAC en mode ECS ;
- température intérieure pour le modèle de prévision de la différence de température de l'eau de la PAC en mode chauffage.

IV - 1. 2. 1. Mode chauffage

La prévision de fonctionnement de la PAC en mode chauffage consiste à prévoir la température intérieure du logement (cf. Figure IV-2), la puissance électrique consommée (cf. Figure IV-3) et la différence ΔT_{PAC} de température entre le départ et retour de la PAC (en mode chauffage, cf. Figure IV-4). La Figure IV-2, la Figure IV-3 et la Figure IV-4 représentent ainsi les données de référence et les valeurs prévues pour un horizon de 5 h lors d'une journée d'hiver.

Pour les besoins de notre application, les informations suivantes sont recherchées :

- Temps de chute de la température intérieure, afin d'anticiper un inconfort ou de connaître le temps disponible pour réaliser un réchauffage du ballon.
- Temps de montée de la température intérieure pendant une phase de relance de chauffage, afin d'anticiper les changements de consigne et éviter l'inconfort.
- Puissance électrique consommée par la PAC, notamment pendant une relance de chauffage (changement de consigne intérieure ou post-production d'ECS), afin d'optimiser les appels de puissance et anticiper le besoin d'activation des appoints électriques.

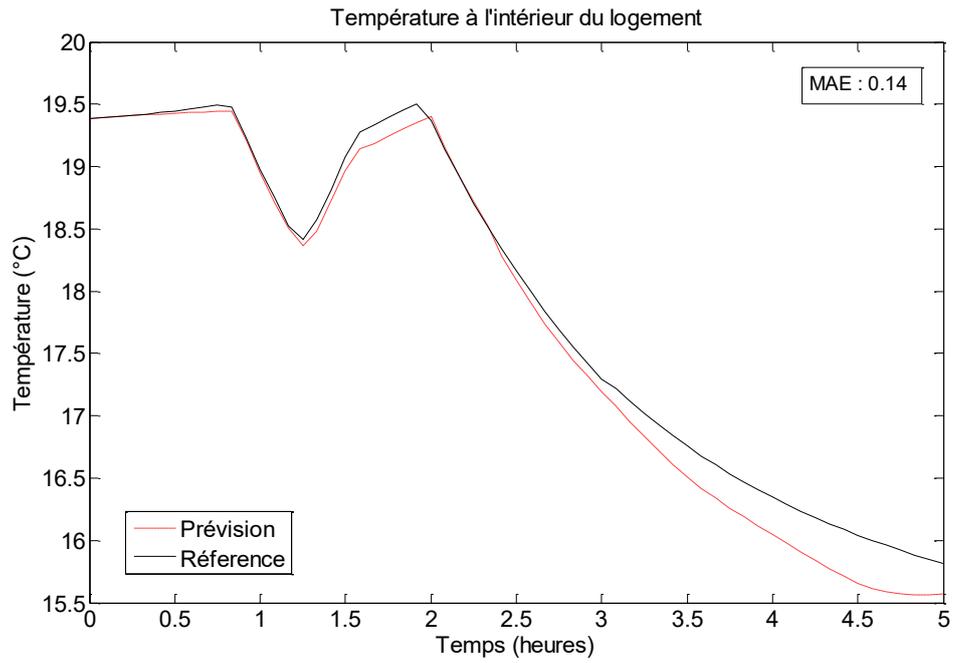


Figure IV-2 : Prédiction de la température à l'intérieur du logement. Horizon de prédiction de 5 heures.

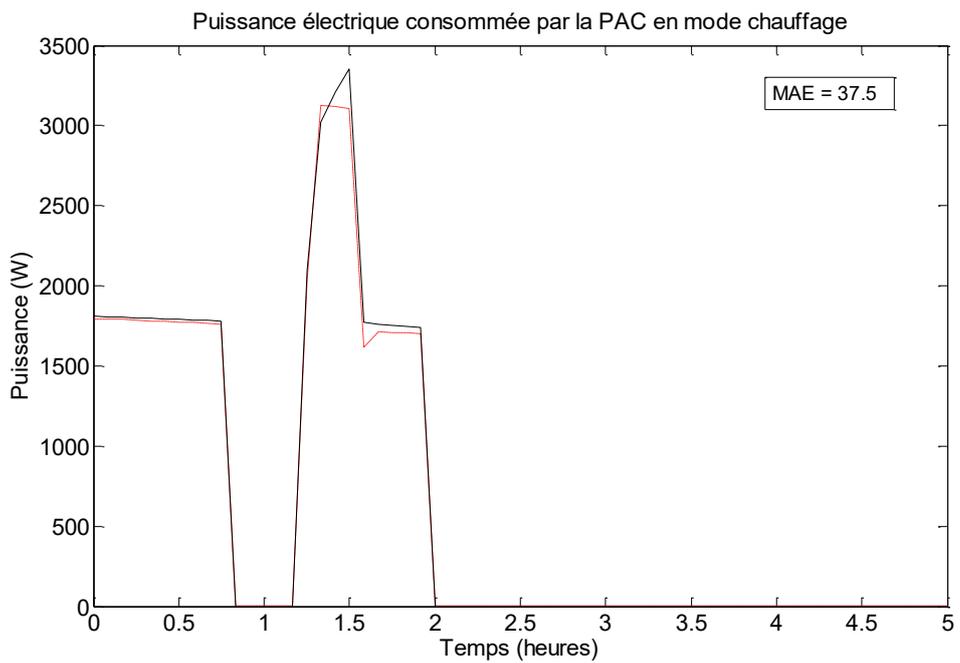


Figure IV-3 : Prédiction de la puissance électrique consommée par la PAC en mode chauffage. Horizon de prédiction de 5 heures.

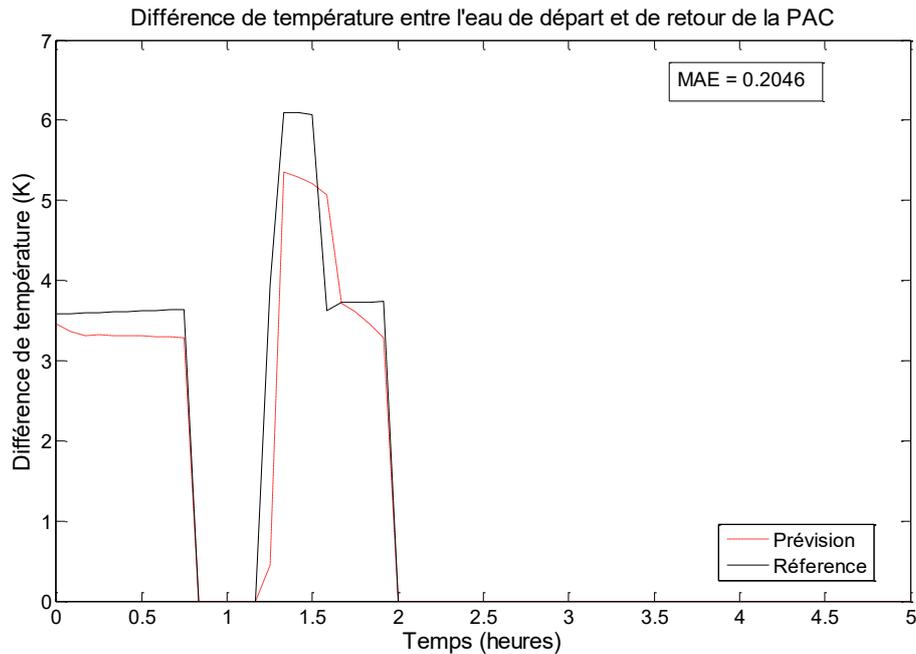


Figure IV-4 : Prédiction de la différence de température entre l'eau de départ et de retour de la PAC en mode chauffage. Horizon de prévision de 5 heures.

Ainsi en regardant les figures ci-dessus, nous pouvons affirmer que la précision des modèles de prévision est suffisante pour les besoins de notre application. En effet :

- La Figure IV-2 représente l'évolution de la température intérieure lors d'un cycle marche / arrêt de la PAC dû au passage du mode "confort" au mode "éco". On voit que les températures de référence et de prévision suivent bien les mêmes tendances, avec une précision tout à fait correcte (erreur moyenne de 0.15 °C) par rapport à notre objectif de contrôle / commande.
- La Figure IV-3 montre l'évolution de la puissance consommée par la PAC pendant la même période de 5 heures : l'erreur entre les valeurs de référence et de prévision est très faible, de l'ordre de 40 W (pour des valeurs comprises entre 1700 et 3200 W). Les tendances sont très bien anticipées.
- Concernant le modèle de prévision de ΔT_{PAC} (cf. Figure IV-4), nous pouvons observer les écarts entre la prévision et la référence (écart moyen de 0.2 °C pour une valeur comprise entre 3 et 6 °C). Ceci pourrait avoir un impact important dans les autres modèles de prévision dans l'assemblage final (rebouclage de modèles). La propagation de l'erreur de ce modèle est donc à prendre en compte dans la robustesse du modèle global de prévision. Ceci sera étudié dans la section suivante.

IV - 1. 2. 2. Mode eau chaude sanitaire

La prévision du fonctionnement de la PAC en mode ECS consiste à représenter la température du ballon d'ECS (cf. Figure IV-5), la puissance électrique consommée par la PAC (cf. Figure IV-6) et ΔT_{PAC} en mode ECS (cf. Figure IV-7).

Pour les besoins de notre application, les informations suivantes sont recherchées :

- Temps de chute de la température du ballon jusqu'à 40 °C, afin d'anticiper un inconfort.
- Temps de montée de la température du ballon jusqu'à la consigne (pour connaître le temps nécessaire pour réaliser un réchauffage).
- Puissance électrique consommée par la PAC pour le réchauffage du ballon (afin d'optimiser le déclenchement de la production d'ECS).

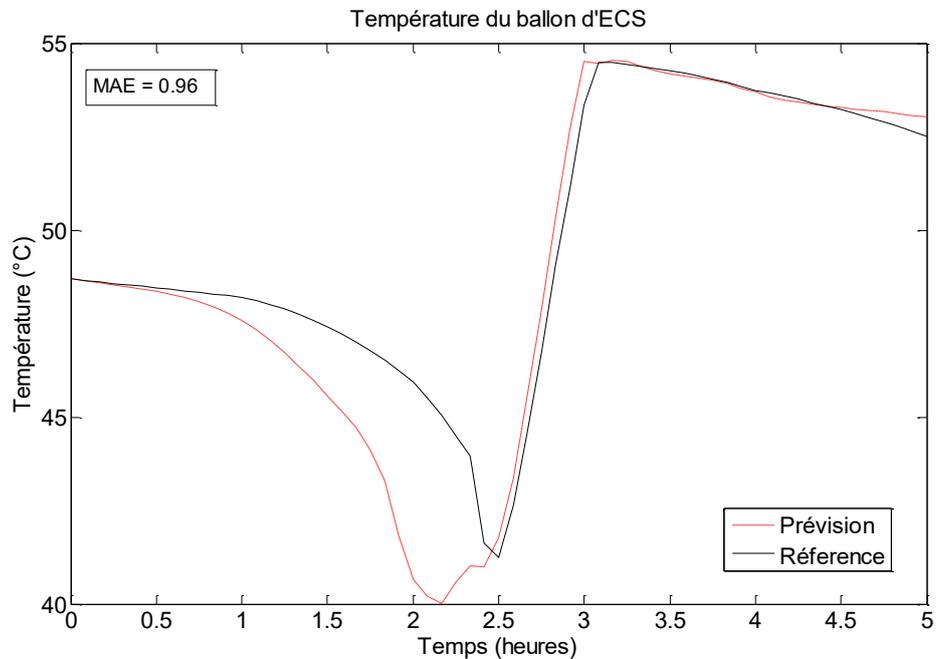


Figure IV-5 : Prédiction de la température du ballon d'ECS. Horizon de prédiction de 5 heures.

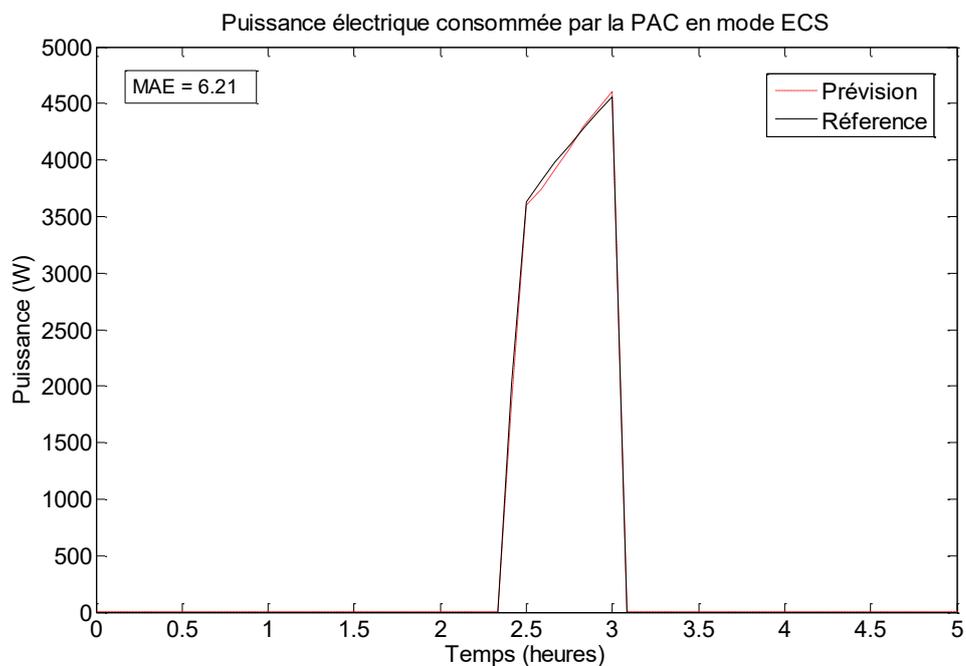


Figure IV-6 : Prédiction de la puissance électrique consommée par la PAC en mode ECS. Horizon de prédiction de 5 heures.

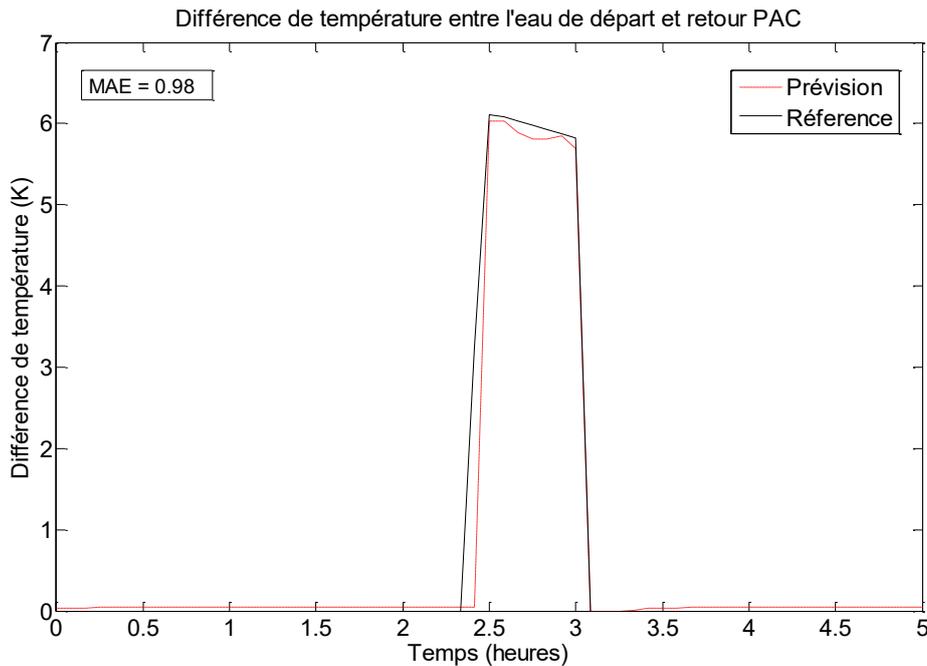


Figure IV-7 : Prédiction de la différence de température entre l'eau de départ et retour de la PAC en mode ECS. Horizon de prévision de 5 heures.

- La Figure IV-5 montre que les valeurs de référence et de prévision de la température d'eau dans le ballon suivent bien la même évolution. L'erreur moyenne entre les valeurs de prévision et de référence est de l'ordre de 1 °C. Cette précision est tout à fait correcte par rapport aux besoins de notre application.
- La Figure IV-6 met en évidence une bonne concordance entre les valeurs de référence et de prévision de la puissance électrique absorbée par la PAC, avec une erreur moyenne très faible de 7 W.
- La Figure IV-7 représente les valeurs de référence et de prévision de ΔT_{PAC} . L'erreur moyenne est de l'ordre de 1°C en raison d'un léger décalage temporel lors du déclenchement de la PAC. Celui-ci se traduit plus vite par une différence de température d'eau dans les valeurs de référence que dans les valeurs de prévision.

De manière générale, le modèle de prévision en mode ECS offre une précision tout à fait suffisante par rapport à notre objectif de contrôle / commande de la PAC.

IV - 1. 3. Performances des modèles de prévision en boucle fermée

IV - 1. 3. 1. Mode chauffage

La prévision de la température intérieure avec l'assemblage de sous-modèles (prévision en boucle fermée) est légèrement inférieure à celle obtenue en boucle ouverte. Ceci est principalement dû à la propagation de l'erreur du modèle de prévision de ΔT_{PAC} .

Néanmoins, comme indiqué précédemment, la performance des modèles de prévision de la température intérieure est évaluée par rapport à la tendance de la prévision ; c.à.d. même si de petites erreurs peuvent apparaître, c'est la tendance de la prévision qui nous permettra d'avoir des modèles de contrôle robustes pour notre application.

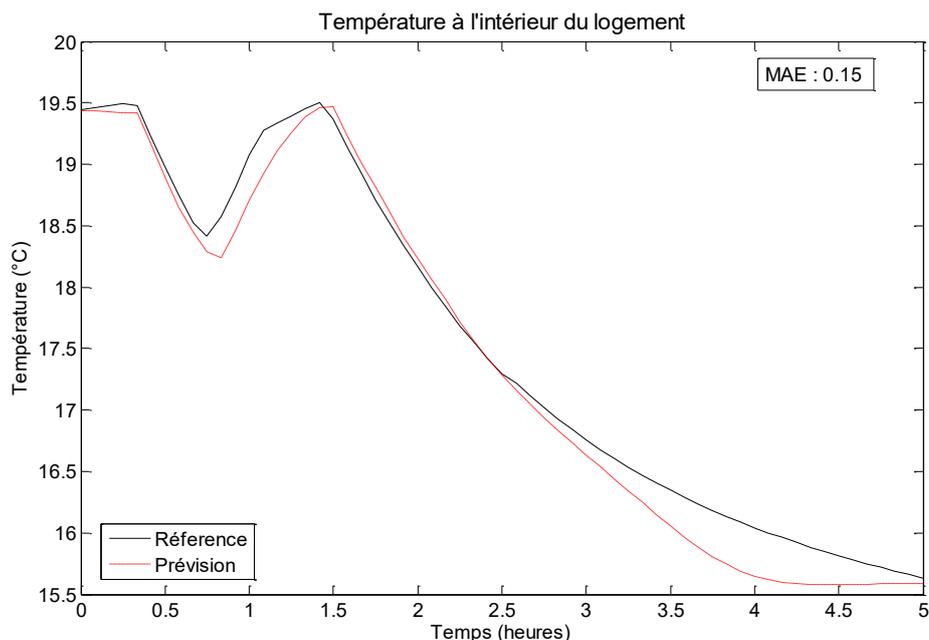


Figure IV-8 : Prédiction de la température à l'intérieur du logement à partir des assemblages des modèles. Horizon de prévision de 5 heures.

Dans la Figure IV-8 on voit que les températures de référence et de prévision suivent bien la même tendance, avec une précision tout à fait correcte (erreur moyenne de 0,15 °C), similaire à celle en boucle ouverte.

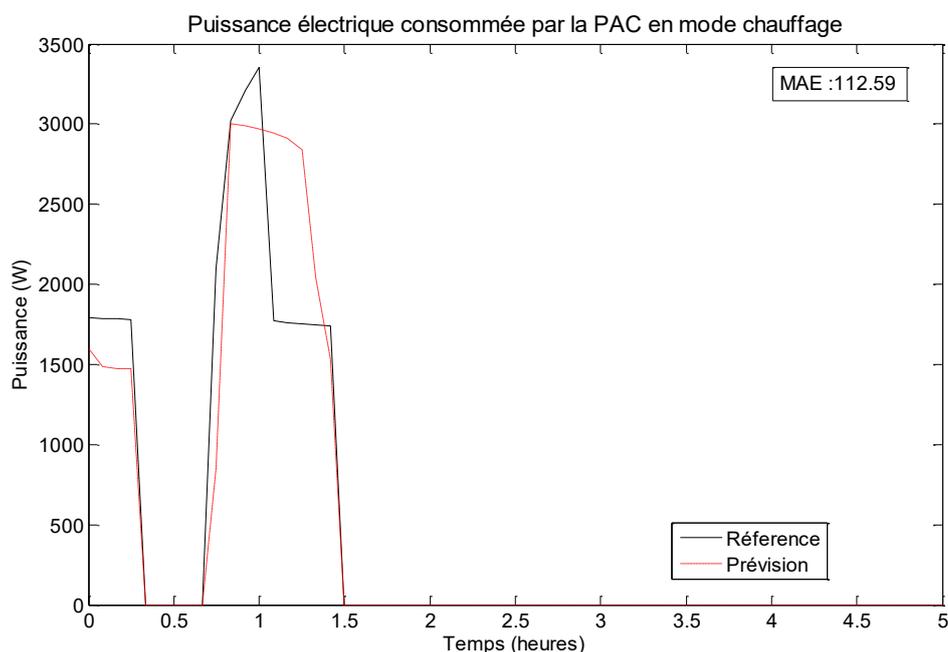


Figure IV-9 : Prédiction de la puissance électrique consommée par la PAC en mode chauffage à partir des assemblages des modèles. Horizon de prévision de 5 heures.

Dans la Figure IV-9 nous pouvons observer l'erreur entre les valeurs de référence et de prévision. Celle-ci est de l'ordre de 112 W (pour des valeurs comprises entre 1700 et 3200 W). Ce résultat est supérieur à l'erreur en boucle ouverte (de l'ordre de 40 W) mais reste acceptable pour nos besoins. Cette erreur est principalement due à l'erreur issue du modèle de la Figure IV-10, dans lequel la prévision de ΔT_{PAC} n'est pas si précise que dans le modèle en boucle ouverte. Néanmoins, l'impact sur les autres modèles de prévision n'affecte pas les objectifs de notre application.

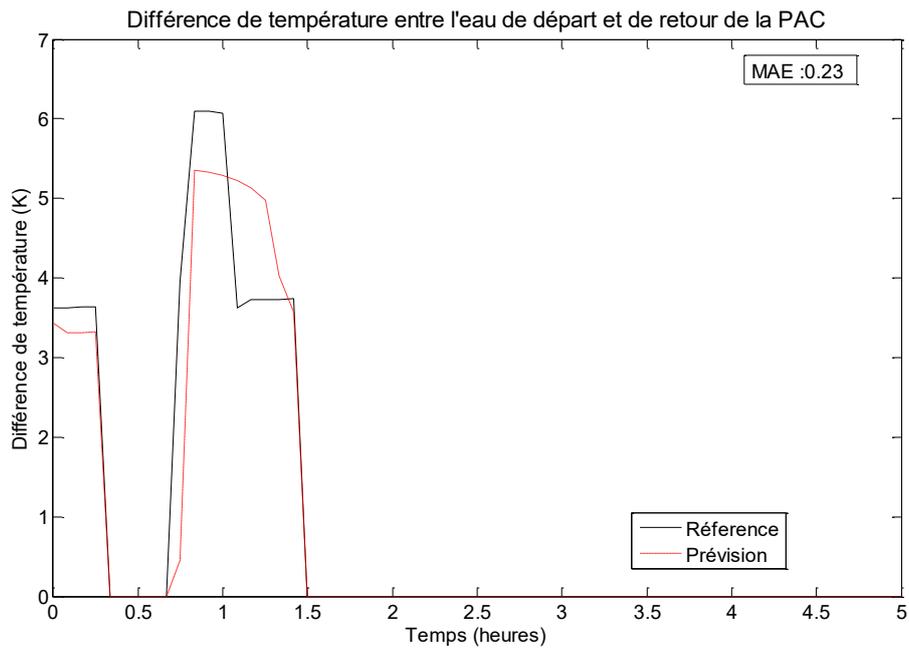


Figure IV-10 : Prédiction de ΔT_{PAC} en mode chauffage à partir des assemblages des modèles. Horizon de prévision de 5 heures.

IV - 1. 3. 2. Mode eau chaude sanitaire

La Figure IV-11 montre que le modèle de prévision en boucle fermée de la température d'eau dans le ballon d'ECS est tout aussi performant que celui en boucle ouverte. Nous pouvons ainsi valider l'utilisation de ce modèle.

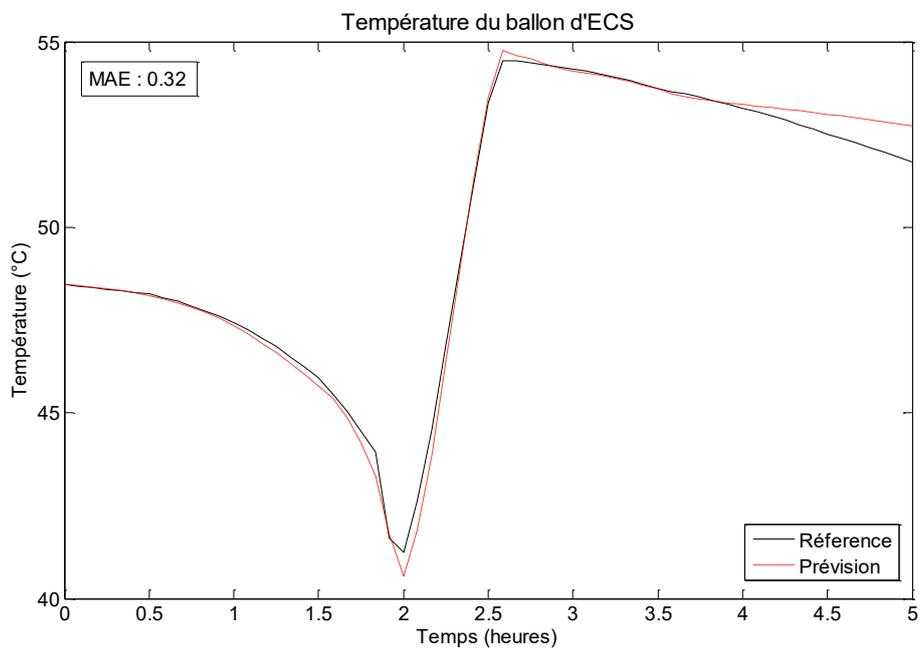


Figure IV-11 : Prédiction de la température du ballon d'ECS à partir des assemblages des modèles. Horizon de prévision de 5 heures.

La prévision de la puissance consommée par la PAC en mode ECS est représentée dans la Figure IV-12. La précision est similaire à celle du modèle en boucle ouverte. Nous utiliserons ce modèle par la suite.

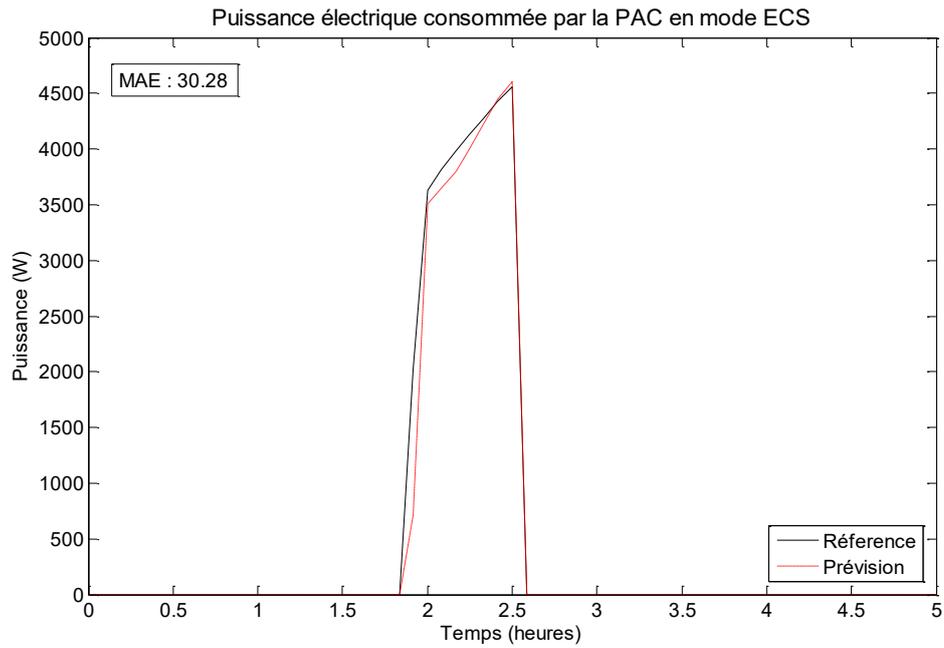


Figure IV-12 : Prédiction de la puissance électrique consommée par la PAC en mode ECS à partir des assemblages des modèles. Horizon de prévision de 5 heures.

Concernant la prédiction de ΔT_{PAC} (cf. Figure IV-13), la précision de la prédiction est également très satisfaisante.

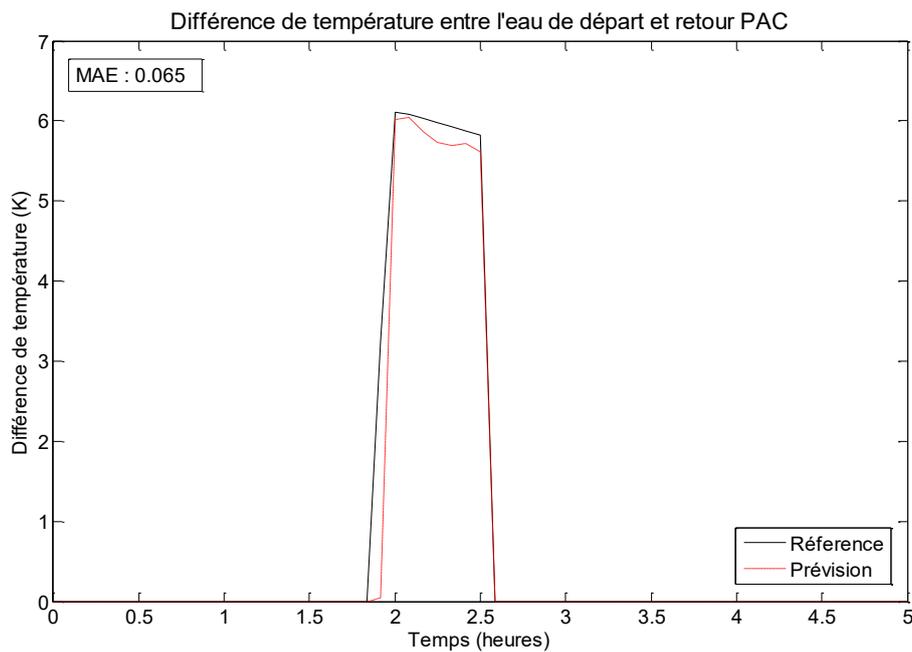


Figure IV-13 : Prédiction de la ΔT_{PAC} en mode ECS à partir des assemblages des modèles. Horizon de prévision de 5 heures.

Cette évaluation des performances des modèles de prédiction en boucle fermée avec les données de simulation donne des résultats satisfaisants par rapport à notre objectif d'anticipation du comportement à l'horizon de quelques heures et permet ainsi de valider l'architecture des modèles de réseaux de neurones. Cette architecture peut ainsi être utilisée pour la construction des modèles de prédiction réalisés à partir d'autres jeux de données.

IV - 2. Construction et performances des modèles de prévision à partir des données issues du banc de test semi virtuel

Dans cette section nous allons présenter la validation des modèles de prévision développés précédemment (III-3.2.4) à partir des données réelles du comportement d'une pompe à chaleur double service. Ainsi nous allons utiliser les données issues du banc de test semi virtuel décrit dans l'annexe B et dans le chapitre II.

IV - 2. 1. Construction des modèles

IV - 2. 1. 1. *Données d'apprentissage*

L'acquisition des données du banc de test semi virtuel est paramétrée avec un échantillonnage de 10 secondes. La précision des capteurs et le bruit nous imposent de réaliser un filtrage de ces données. Ce filtrage est réalisé avec une moyenne mobile. Ensuite, nous allons réaliser un ré-échantillonnage des données pour les ajuster à la configuration adéquate pour les réseaux de neurones (pas de temps de 5 minutes).

IV - 2. 1. 2. *Traitement des données*

Le traitement est similaire à celui réalisé pour les données utilisées dans la section IV - 1. La première phase consiste ainsi à séparer les données pour identifier le comportement en mode chauffage et en mode eau chaude sanitaire. Un deuxième traitement permet de ne retenir que les données correspondant aux phases de fonctionnement (compresseur en marche).

À différence des données de simulation, les données issues de la PAC réelle intègrent aussi le comportement du système lors du dégivrage. La prévision du dégivrage de la pompe à chaleur n'étant pas un objectif de ce travail, ces données ne sont pas prises en compte pour l'apprentissage des modèles de prévision. Nous avons constaté que le dégivrage est réalisé pendant la production de chauffage, ainsi lors des périodes de dégivrage nous considérons le comportement vis-à-vis des modèles de prévision comme une coupure de la production de chauffage.

Nous allons utiliser 4 semaines de données pour l'apprentissage (du 15 février au 15 mars 2016). La date de test est le 22 avril 2016.

IV - 2. 1. 3. *Architecture détaillée des réseaux de neurones*

L'architecture détaillée des réseaux de neurones est celle décrite dans l'annexe D, puisqu'elle a été validée à partir des modèles de prévision réalisés avec les données de simulation présentés précédemment.

IV - 2. 2. Performances des modèles de prévision calibrés à partir des données issues du banc de test semi virtuel

IV - 2. 2. 1. Mode chauffage

Comme dans les cas de la section I - 1. les résultats des performances des modèles de prévision sont d'abord présentés en mode chauffage au moyen des variables suivantes : température intérieure, différence de température entre le départ et le retour de la PAC et la puissance électrique consommée par la PAC. Nous présentons uniquement les résultats des modèles de prévision en boucle fermée (car nous sommes intéressés par les performances des modèles finaux) à la différence de la section I - 1. Dans cette dernière nous avons présenté les modèles en boucle ouverte pour démontrer le processus de construction et d'apprentissage des réseaux de neurones. Les prévisions présentées dans cette section correspondent à la date du 22 avril de 2016, et l'heure de démarrage du calcul de la prévision est à 12h.

Un exemple de la prévision de la température intérieure (prévision en boucle fermée) à partir de données mesurées du banc de test semi virtuel est représenté sur la Figure IV-14. La performance est légèrement inférieure à celle des données de simulation. Néanmoins, la performance des modèles de prévision de la température intérieure est évaluée par rapport à la tendance de la prévision ; c.à.d. même si de petites erreurs peuvent apparaître, c'est la tendance de la prévision qui nous permettra d'avoir des modèles de contrôle robustes pour notre application. Comme nous pouvons l'observer sur la Figure IV-14, la relance de chauffage est bien prévue (montée de température intérieure de 16 °C à 19 °C). Le modèle de prévision estime une température inférieure à la température réelle. La cause de cette erreur est certainement due à des apports solaires non pris en compte dans nos modèles de prévision. Par conséquent, les montées de température intérieure quand le chauffage est à l'arrêt ne sont pas prévisibles par nos modèles de prévision. Néanmoins, pour les besoins de notre application, nous pouvons constater que les modèles de prévision sont capables d'identifier la relance de chauffage avec un horizon de prévision de 5 heures.

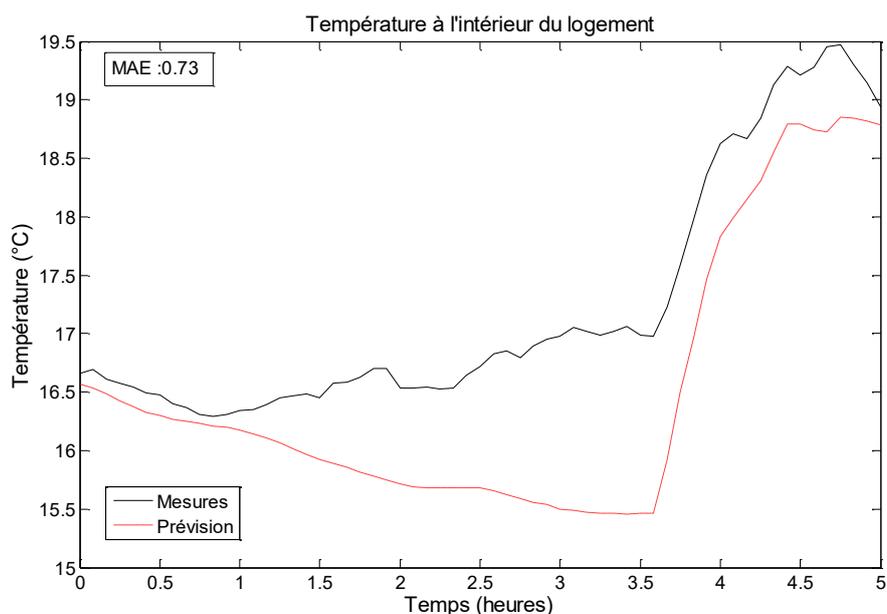


Figure IV-14 : Prévision de la température à l'intérieur du logement à partir des données du banc de test semi virtuel. Prévision pour un horizon de 5 heures

Concernant la puissance électrique consommée par la pompe à chaleur en mode chauffage, nous pouvons observer sur la Figure IV-15 un exemple de prévision du modèle par rapport aux mesures du banc de test. L'erreur absolue moyenne est de 77 W pour la période sélectionnée. Cette prévision représente la puissance électrique consommée par la PAC pendant une relance de chauffage. Nous pouvons constater des différences entre les prévisions et les mesures, notamment dues à l'erreur de prévision du ΔT_{PAC} obtenue à partir du modèle de prévision de la Figure IV-16. En effet, nous pouvons constater comme l'erreur produite par le modèle de prévision du ΔT_{PAC} influence directement la prévision de la puissance électrique de la PAC. Néanmoins pour les besoins de notre application nous pouvons considérer le modèle comme valide et suffisamment robuste dans la mesure où les périodes et les ordres de grandeur de consommation sont bien anticipés.

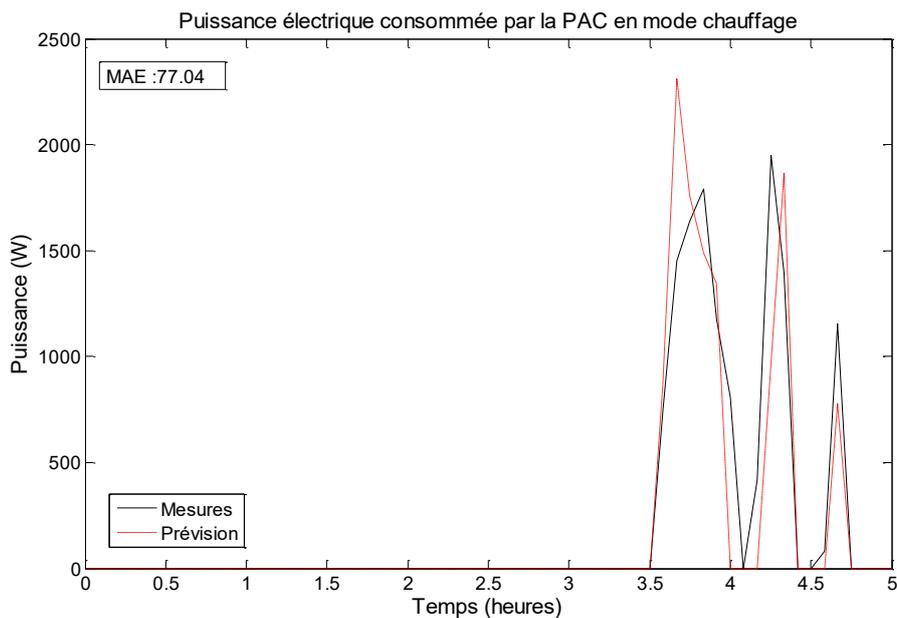


Figure IV-15 : Prévision de la puissance électrique consommée par la PAC en mode chauffage. Données du banc de test semi virtuel. Horizon de prévision de 5 heures.

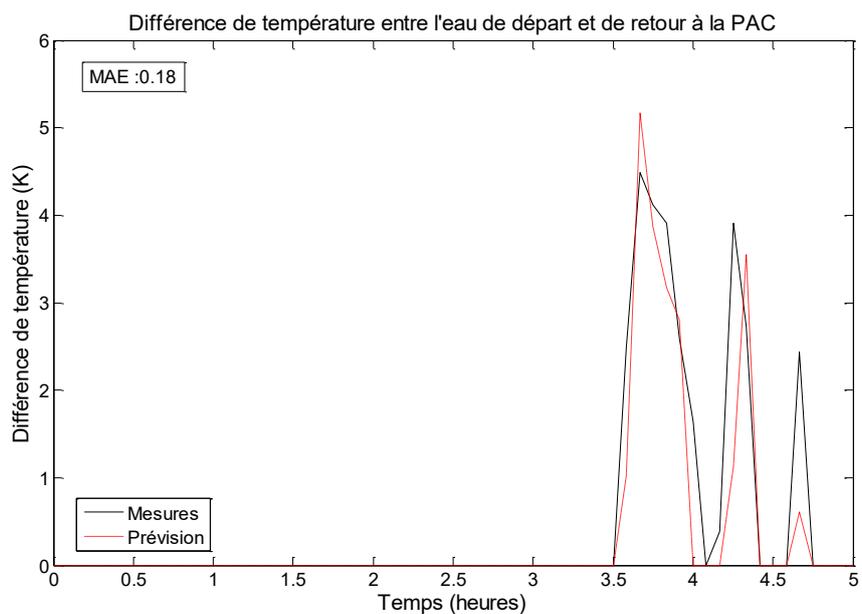


Figure IV-16 : Prévision de ΔT_{PAC} en mode chauffage. Données du banc de test semi virtuel. Prévision pour un horizon de 5 heures

IV - 2. 2. 2. Mode eau chaude sanitaire

Comme précédemment, les résultats des performances des modèles de prévision en mode eau chaude sanitaire sont évalués à partir des variables suivantes : température de la sonde du ballon d’ECS, différence de température entre le départ et le retour de la PAC (ΔT_{PAC}) et la puissance électrique consommée par la PAC.

La Figure IV-17 montre un exemple de prévision de la température du ballon d’ECS pour un horizon de prévision de 5 heures. Les besoins de notre application imposent de connaître le temps de chute de la température à l’intérieur du ballon et le temps de réchauffage du ballon. Même si la précision du modèle de prévision à partir des données des essais n’est pas aussi satisfaisante que celle obtenue à partir des données de simulation (section I - 1.), les tendances de prévision sont correctes, et la précision est meilleure à un horizon court (1 heure). Les puisages d’ECS dépendent du comportement stochastique des utilisateurs. Notre banc de test a utilisé des données de soutirage issues d’une installation réelle (46). Or le comportement des utilisateurs pendant la période d’apprentissage des modèles de prévision a été tellement aléatoire que les prévisions sont inférieures à celles des données issues de simulation. Une durée d’apprentissage plus longue réduirait très certainement le problème.

Dans tous les cas, comme nous l’expliquerons dans le chapitre V, les modèles de prévision sont utilisés par l’auto-paramètreur en continu, c.à.d. que les calculs sont ré-exécutés à intervalles réguliers (toutes les 10 minutes) pour vérifier que les prévisions à court terme sont toujours valables. Ceci implique que la précision de notre modèle de prévision (meilleure à court terme – 1 heure – et inférieure à moyen terme – 4 heures) est adaptée à nos besoins.

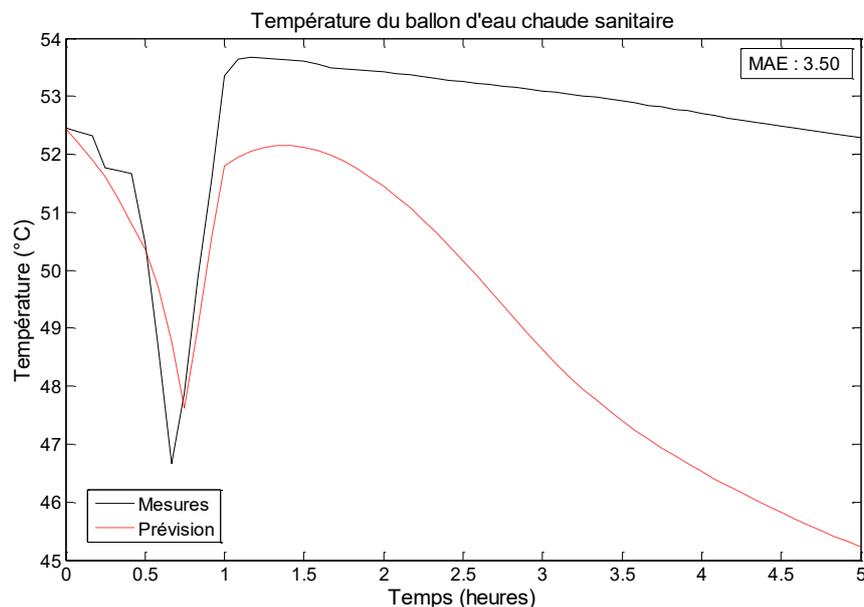


Figure IV-17 : Prévision de la température du ballon d’ECS. Données du banc de test semi virtuel. Horizon de prévision de 5 heures.

Concernant la puissance électrique consommée en mode ECS (cf. Figure IV-18) et la prévision du ΔT_{PAC} (Figure IV-19), ces figures montrent une précision de la prévision du réchauffage d’ECS similaire à celle des modèles de prévision issus des données de simulation puisque la période de réchauffage du ballon est bien anticipée.

L'architecture des modèles neuronaux développés est ainsi tout à fait adaptée à la fonction d'auto-paramétrage d'une PAC double-service. Par conséquent, cette architecture est utilisée par la suite dans la construction de l'auto-paramétreur.

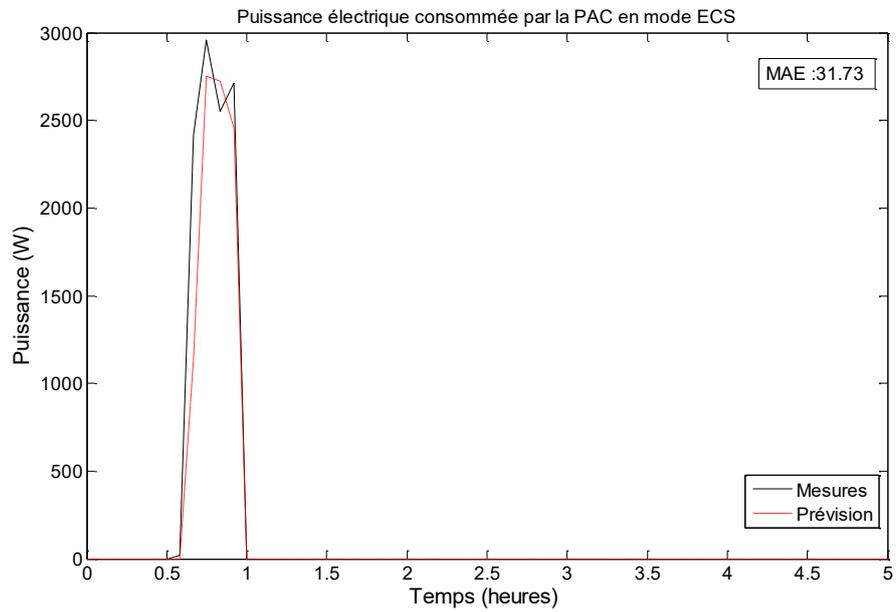


Figure IV-18 : Prédiction de la puissance électrique consommée par la PAC en mode ECS. Données du banc de test semi virtuel. Horizon de prévision de 5 heures.

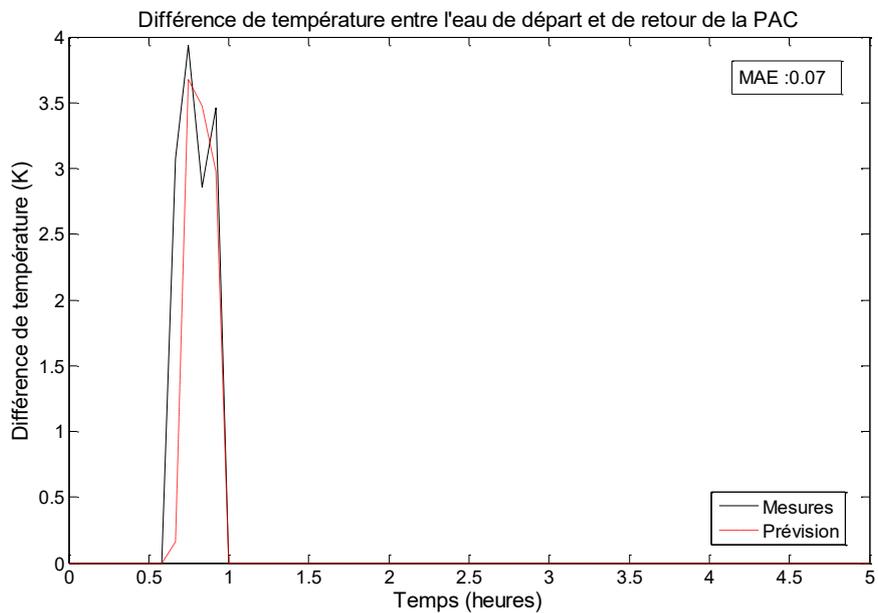


Figure IV-19 : Prédiction de la ΔT_{PAC} en mode ECS. Données du banc de test semi virtuel. Horizon de prévision de 5 heures.

IV - 3. Conclusions

Dans ce chapitre nous avons décrit la construction et l'évaluation des performances des modèles neuronaux pour réaliser la prévision de la température intérieure du logement, de la température du ballon d'ECS et de la puissance électrique consommée par la PAC (en mode ECS et chauffage). Ceci a été réalisé avec deux séries de données :

- données issues des simulations numériques (modèles de pompe à chaleur, bâtiment et ballon d'ECS décrits dans le chapitre II) ;
- données issues du banc de test semi virtuel (pompe à chaleur et ballon d'ECS réels couplés à une maison virtuelle, banc de test décrit dans la chapitre II).

L'apprentissage des modèles neuronaux à partir des données issues de simulations numériques est réalisé avec des données de deux mois d'hiver (janvier et février). La validation des modèles porte sur les données du mois de mars.

L'apprentissage des modèles neuronaux à partir des données issues du banc de test est réalisé avec des données d'un mois d'hiver (période du 15 février au 15 mars 2016). La validation des modèles porte sur les données du mois d'avril.

Les besoins de notre application nécessitent que la prévision des variables (température intérieure du logement, température du ballon d'ECS et de la puissance électrique consommée par la PAC) soit performante surtout à court terme. En effet, pour l'utilisation de la commande prédictive sur un horizon glissant (5 heures dans notre application) nous avons besoin de prévisions précises surtout à l'horizon d'une à deux heures. Le calcul des prévisions étant réitéré toutes les 10 minutes, les erreurs de prévision à long terme (4-5 heures) sont corrigées dans les prévisions suivantes.

Dans ce chapitre, nous avons démontré que les performances évaluées pour l'horizon de contrôle choisi satisfont les besoins de notre application pour le cas des deux séries de données. Par conséquent, ces modèles sont utilisés par l'auto-paramètreur pour réaliser la commande prédictive.

Chapitre V :

Architecture globale de l'auto-paramétreur

Dans ce dernier chapitre nous allons présenter l'architecture globale de l'auto-paramétreur.

Au préalable, les paramètres à automatiser, permettant à l'auto-paramétreur d'assurer ses trois fonctions essentielles (confort de chauffage, disponibilité d'ECS et amélioration des performances du système), sont décrits. Les étapes d'auto-paramétrage (acquisition des données, adaptation de la loi d'eau et modèles de prévision, prévision et commandes, communication avec la pompe à chaleur et autodiagnostic) sont également détaillées. Les caractéristiques du dispositif sont ensuite mises en évidence.

La dernière partie de ce chapitre est consacrée à l'implémentation de la fonction de paramétrage de la loi d'eau dans une pompe à chaleur, associée à un ensemble de modèles de bâtiment, de réseau hydraulique et de ballon d'ECS virtuels décrits au chapitre II. Les autres fonctions de paramétrage sont testées en simulation en préfiguration des essais sur banc semi virtuels prévus plus tard. Cette première implantation met en évidence l'impact énergétique et sur le confort de l'auto-paramétreur.

V - 1. Auto-paramétreur de pompes à chaleur

V - 1. 1. Description générale

L'auto-paramétreur développé permet à la pompe à chaleur de couvrir les besoins thermiques du bâtiment (chauffage et ECS) en s'adaptant aux caractéristiques des systèmes présents, et bien entendu, sans modifier le réseau hydraulique de chauffage existant. À ce propos, on a identifié l'importance du bon équilibrage du réseau hydraulique de chauffage pour réduire la consommation électrique et assurer le confort dans toutes les pièces, notamment à partir des résultats obtenus de (104). Dans cette thèse, nous partons de l'hypothèse que le réseau hydraulique est correctement équilibré.

On peut alors rappeler les trois fonctions de l'auto-paramétreur :

- Chauffage : adapter les paramètres de départ d'eau pour maintenir la température intérieure à la consigne établie par l'utilisateur. Atteindre la consigne de jour au moment requis.
- Production d'ECS : adapter les paramètres pour assurer une température de puisage toujours supérieure à 40 °C et éviter d'interrompre le chauffage momentanément et pour une durée préjudiciable au confort.
- Performances du système : adapter les paramètres de la loi d'eau pour optimiser les performances (COP) et la durée de vie du système en limitant les excursions de température.

Les principales contraintes dans le développement de cet auto-paramétreur sont les mesures disponibles et le fait de ne pas avoir accès directement aux commandes de la PAC. En effet, la commande directe de la pompe à chaleur à travers la fréquence du compresseur n'est pas accessible depuis la régulation de la machine, car elle est verrouillée par les constructeurs. En conséquence, des méthodes de contrôle via les paramètres accessibles ont donc été utilisées, afin de faire la régulation de la pompe à chaleur d'une façon indirecte.

Concernant le chauffage, le paramètre clé dans le fonctionnement de la pompe à chaleur est la loi d'eau (loi de température d'eau délivrée par la PAC au circuit de chauffage par rapport à la température extérieure). Ainsi on a développé un algorithme pour trouver une loi d'eau adaptée au bâtiment (cf. Chapitre III). L'identification de la loi d'eau adaptée au logement nous permet d'établir un régime de température qui assure le respect de la consigne intérieure en régime statique. Ceci permet à l'auto-paramétreur d'avoir une référence de la température de départ à fournir.

Néanmoins, les différents scénarios de température de consigne et la coupure/relance du chauffage lors de la production de l'ECS obligent à développer d'autres algorithmes pour optimiser la commande de la pompe à chaleur en régime dynamique et tenant compte des deux modes de fonctionnement à assurer par la PAC. Des algorithmes prédictifs par réseaux de neurones ont ainsi été développés afin de prévoir les impacts des différentes commandes sur la consommation et le confort, qu'il s'agisse de la température intérieure ou de celle de l'eau chaude. Ainsi, ces modèles sont capables de faire les prévisions du comportement du système en mode chauffage et ECS. Plus précisément, on souhaite connaître, pour un horizon déterminé, la température à l'intérieur du ballon d'ECS, la température intérieure du logement et la consommation électrique de la pompe à chaleur.

En évaluant les différents impacts des commandes possibles, on trouve le jeu de paramètres qui satisfait les trois fonctions de l'auto-paramétreur évoquées précédemment et ainsi le compromis entre facture et confort. On aboutit ainsi à un paramétrage adapté automatiquement de la pompe à chaleur.

V - 1. 2. Paramètres à automatiser

Les paramètres de la PAC dont la valeur doit être modifiée pour optimiser son fonctionnement sont décrits ci-dessous :

- Concernant le chauffage :
 1. la loi d'eau pour chaque température de consigne ;
 2. le moment d'activation de la production de chauffage, y compris l'anticipation du changement de consigne ;
 3. moment et durée d'activation de l'appoint électrique ;
- Pour la production d'ECS :
 4. la température de consigne du ballon d'ECS ;
 5. moment et durée d'activation de la production d'ECS ;
 6. moment et durée d'activation de l'appoint électrique du ballon d'ECS.

On rappelle ci-dessous l'intérêt de ces fonctions :

- 1 et 2. La bonne température de l'eau de chauffage permet de maintenir la température intérieure à la consigne à tout moment. Par ailleurs, lorsque différents scénarios de consigne existent, l'auto-paramétreur tient compte de l'inertie de la maison pour atteindre la consigne au moment souhaité. L'anticipation du changement de consigne évite les surconsommations liées au recours aux appoints électriques.
- 4 et 5. La production d'ECS coupe la circulation d'eau chaude dans le réseau de radiateurs. Dans ce cas, la température à l'intérieur du logement dépend de la température extérieure, de l'inertie thermique du logement (murs, mobilier...), des apports internes (cuisson, occupants...) et des apports solaires. Une durée de production d'ECS trop longue (à cause d'une température de consigne d'ECS trop élevée ou d'une puissance de PAC insuffisante) peut se traduire par une chute excessive de la température intérieure. Il faut donc prévoir l'évolution de la température intérieure du logement sans chauffage ainsi que la température du ballon. La prévision de ces deux grandeurs permet d'adapter la durée de la phase de production d'ECS en fonction des impacts sur le confort intérieur.
- 3 et 6. La dégradation des performances de la PAC à basse température, le changement de température de consigne intérieure ou la chute de température intérieure lors de la production d'ECS peuvent conduire au déclenchement des appoints électriques. Cet allumage doit être optimisé pour ne pénaliser ni le confort ni la consommation électrique. Ces appels de puissance sur le réseau électrique sont par ailleurs à éviter pendant les périodes de pointe.

V - 1. 3. Étapes d'auto-paramétrage

Les étapes à mener par l'auto-paramétreur sont les suivantes :

1. Acquisition des données : Le système doit être en mesure d'analyser le comportement des deux circuits, ainsi que le comportement de la PAC en fonction des paramètres réglés dans la machine. Pour cela, l'obtention des données du fonctionnement du système est nécessaire (températures, puissances...), à partir des capteurs disponibles dans le système.
2. Adaptation de la loi d'eau et apprentissage du comportement : Durant cette phase, grâce aux mesures disponibles l'auto-paramétreur adapte la loi d'eau et entraîne les modèles de prévision du système.
3. Prévisions et commandes : À partir des modèles prédictifs, l'auto-paramétreur doit trouver le jeu de paramètres qui permette de satisfaire le confort en modes chauffage et ECS, tout en réduisant la consommation énergétique. Pour cela, le système doit faire les calculs nécessaires à partir des consignes fournies par l'utilisateur (températures souhaitées).
4. Communication avec la pompe à chaleur : Le système de régulation doit prendre les décisions correctes et communiquer en continu avec la PAC pour envoyer les ordres de paramétrage et connaître l'impact de la stratégie de régulation.
5. Autodiagnostic : Le système doit être en mesure d'évaluer des dysfonctionnements du système, des changements du comportement des utilisateurs ou de l'isolation de la maison. Par conséquent, il doit être capable de réaliser les modifications nécessaires, y compris le déclenchement d'un nouvel apprentissage de la loi d'eau et des modèles de prévision.

V - 1. 3. 1. Acquisition des données

À partir des capteurs disponibles dans la machine, l'auto-paramétreur doit réaliser une acquisition des données qui permette de mettre en place les algorithmes développés.

L'acquisition des données doit permettre de récupérer les informations suivantes :

- température de l'air intérieur et extérieur,
- températures de départ et retour d'eau du condenseur,
- température du ballon d'ECS,
- position de la vanne trois voies,
- état d'activation des appoints électriques,
- état du compresseur,
- puissance électrique consommée par le système.

Le pas de temps d'acquisition est différent en fonction de l'algorithme à mettre en place :

- L'adaptation de la loi d'eau a besoin des données à un pas de temps d'une minute pour détecter rapidement un inconfort ou une surchauffe.
- Les algorithmes pour la gestion automatique du chauffage et d'ECS ont besoin des données à un pas de temps de cinq minutes afin que les modèles de prévision soient performants (cf. chapitre III).

L'acquisition des données sera donc faite à un pas de temps d'une minute. Un post-traitement des données convertit les données à un pas de temps de cinq minutes, avec une valeur moyenne correspondant à ce pas de temps.

V - 1. 3. 2. *Adaptation de la loi d'eau et apprentissage du comportement*

À partir des données récupérées ; l'auto-paramétreur est en mesure de mettre en place les deux algorithmes qui automatisent le paramétrage de la machine. Ces algorithmes sont :

1. L'adaptation automatique de la loi d'eau (rapport entre la température extérieure et la température de l'eau entrant dans le circuit de radiateurs).
2. La gestion automatique de la production de chauffage et ECS, dont les calculs nous amènent à établir :
 - a. Les températures de production (pour le chauffage et l'ECS) en fonction de l'heure de la journée et de l'état du système (relance après réduit, relance après production d'ECS).
 - b. Le moment et durée d'activation de la PAC afin d'anticiper des coupures et relances de chauffage (et d'ECS).
 - c. L'activation des appoints électriques (chauffage et ECS).

i) Adaptation de la loi d'eau

Les étapes de l'adaptation de la loi d'eau sont :

- Acquisition des données et détection d'inconforts.
- Modification en continu de la loi d'eau, selon les règles expliquées dans le chapitre III.
- Modification hebdomadaire de la loi d'eau.
- Établissement de la loi d'eau adaptée au logement par convergence.

ii) Gestion automatique de la production de chauffage et ECS

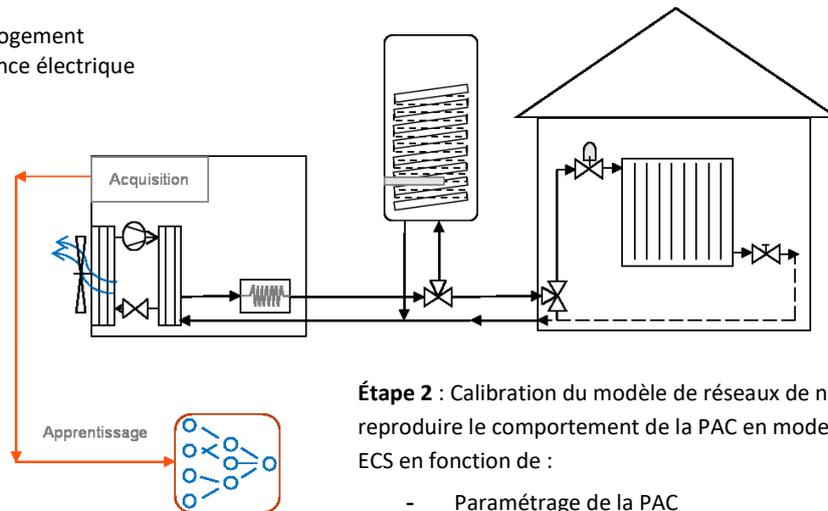
Le fonctionnement de l'algorithme pour la gestion automatique de la production de chauffage et d'ECS a pour étapes :

- l'acquisition de données réalisée précédemment, de récupérer les informations nécessaires au contrôle de la pompe à chaleur (températures, fréquences, commandes des vannes...) et donc d'apprendre le comportement de la pompe à chaleur couplée au bâtiment et au ballon d'ECS. Cet apprentissage aboutit à la construction de modèles de réseaux de neurones (cf. chapitre III).
- le calibrage les différents réseaux de neurones pour aboutir à un ensemble de modèles qui représente le comportement de la PAC (température et puissance appelée), du ballon (température d'ECS) et du bâtiment (température intérieure).
- l'utilisation de ces modèles pour prévoir le comportement du système (PAC+ballon+bâtiment).
- la détermination d'un paramétrage optimal de la PAC pour la maîtrise de la facture et du confort.

On peut décrire les étapes de l'algorithme selon le schéma ci-dessous.

Étape 1 : apprentissage du comportement du système

- T° ECS
- T° air logement
- Puissance électrique

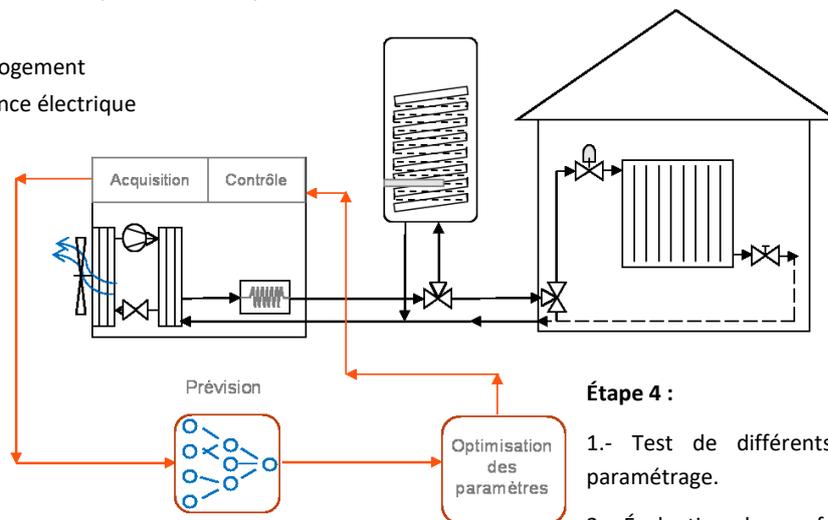


Étape 2 : Calibration du modèle de réseaux de neurones pour reproduire le comportement de la PAC en mode chauffage ou ECS en fonction de :

- Paramétrage de la PAC
- Température extérieure
- Heure/jour/mois

Étape 3 : prévision du comportement du système

- T° ECS
- T° air logement
- Puissance électrique



Étape 4 :

- 1.- Test de différents scénarios de paramétrage.
- 2.- Évaluation des performances et du confort.
- 3.- Choix des paramètres qui minimisent la consommation électrique et satisfont le confort.

V - 1. 3. 3. Prévisions et commandes

L'ensemble des modèles de réseaux de neurones (ci-après « modèle de réseaux de neurones »), une fois calibré, sert de modèle de prévision. Il permet de d'effectuer des prévisions du comportement du système pour différents scénarios de paramétrage, et cela pour un horizon de prévision de quelques heures. Il détermine les variables suivantes :

- Température à l'intérieur du logement.
- Température d'ECS dans le ballon.
- Puissance électrique consommée.

Ce modèle doit notamment être capable de détecter les phases de fonctionnement caractéristiques du système, qui sont déterminantes pour l'évolution des températures et de la puissance absorbée. Ces phases de fonctionnement sont mises en évidence sur les figures suivantes, à partir de la représentation d'une évolution des trois variables sur plusieurs heures :

- évolution libre de la température intérieure, sans chauffage (cf. Figure V-1). Cette phase traduit le comportement (en particulier l'inertie) du logement. Sa prévision précise permet de mieux anticiper un éventuel inconfort.
- évolution de la température de l'eau dans le ballon d'ECS entre deux réchauffages (cf. Figure V-2), traduisant le comportement du ballon. Sa prévision permet de mieux anticiper le besoin de charge du ballon.
- charge (réchauffage) du ballon ECS (cf. Figure V-3). La prévision du temps de charge du ballon doit permettre d'optimiser le déclenchement du réchauffage, avec un impact positif sur la consommation énergétique
- relance du chauffage après un réchauffage du ballon ou un changement de consigne (cf. Figure V-4). La prévision et l'anticipation de la relance doivent permettre de prévenir un inconfort.

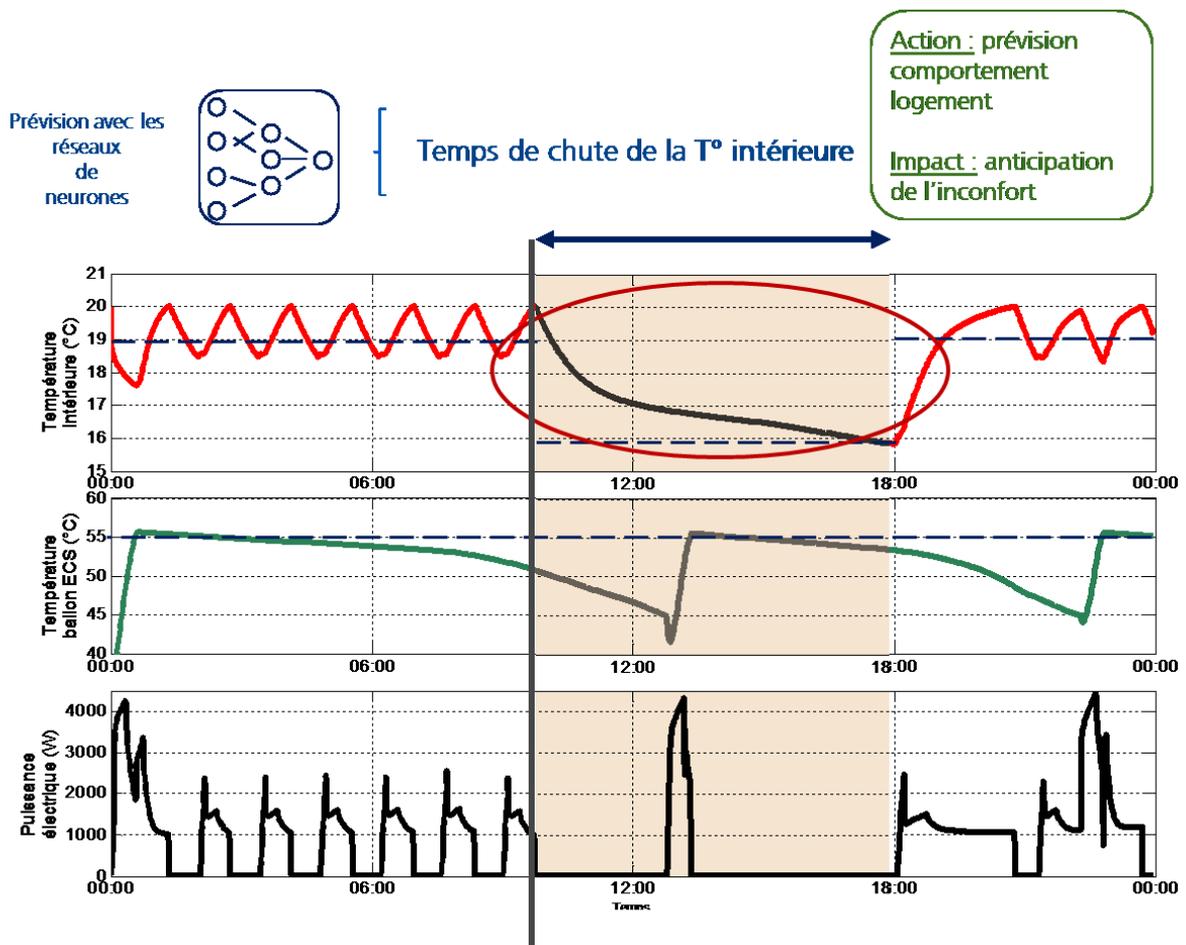


Figure V-1 : Prévision de la chute de la température intérieure

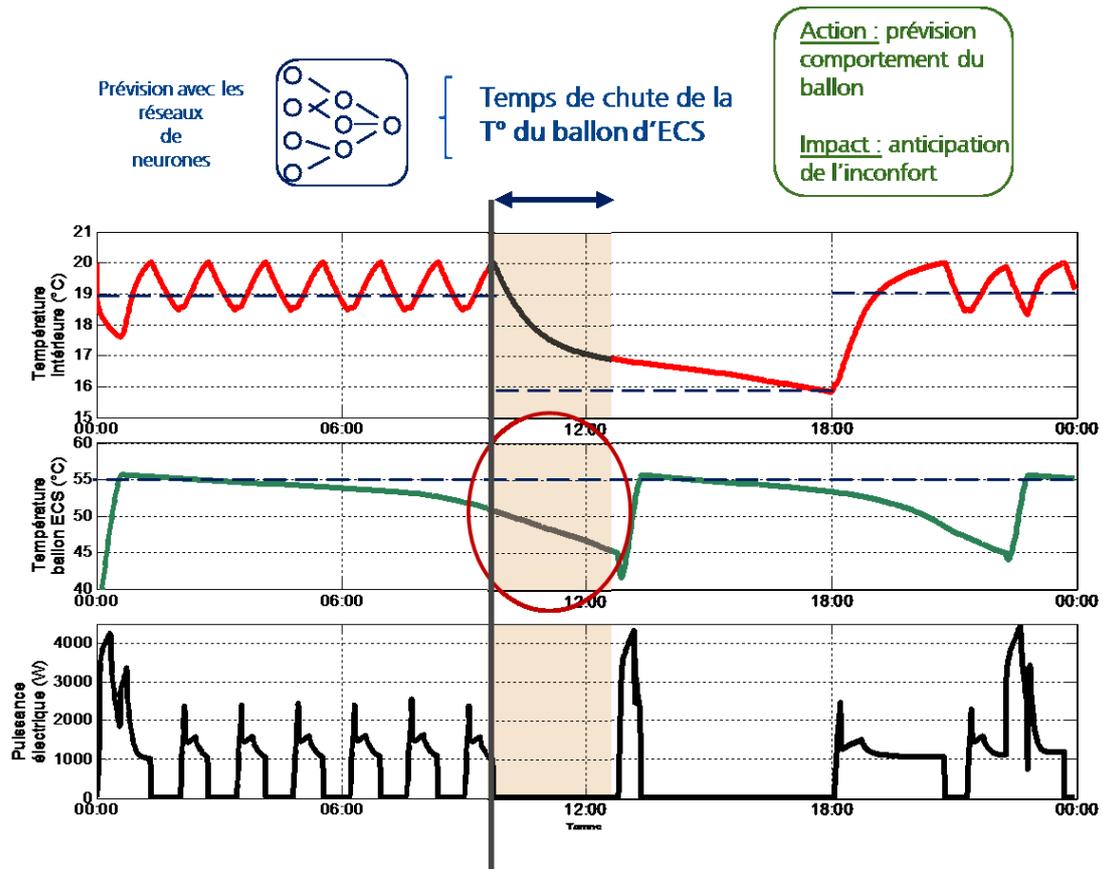


Figure V-2 : Processus de prévision de la chute de la température dans le ballon d'ECS

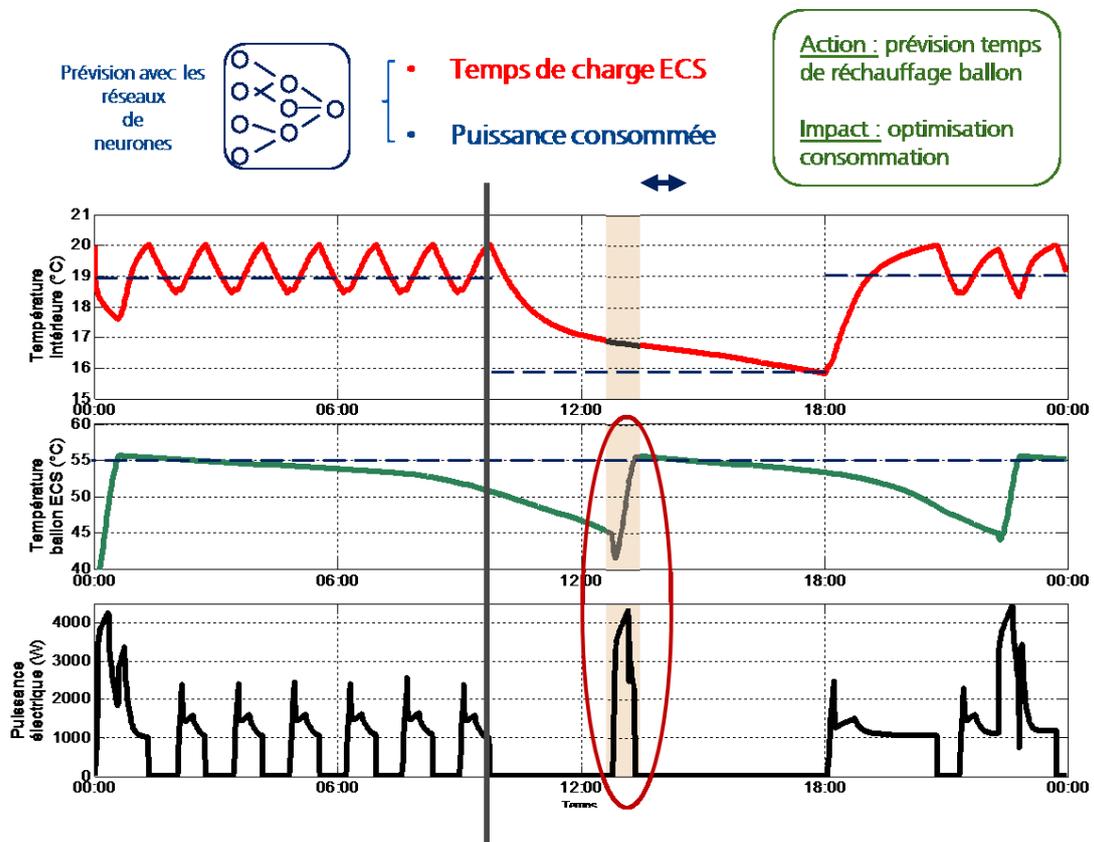


Figure V-3 : Prévision du temps et la puissance consommée pendant la charge du ballon d'ECS

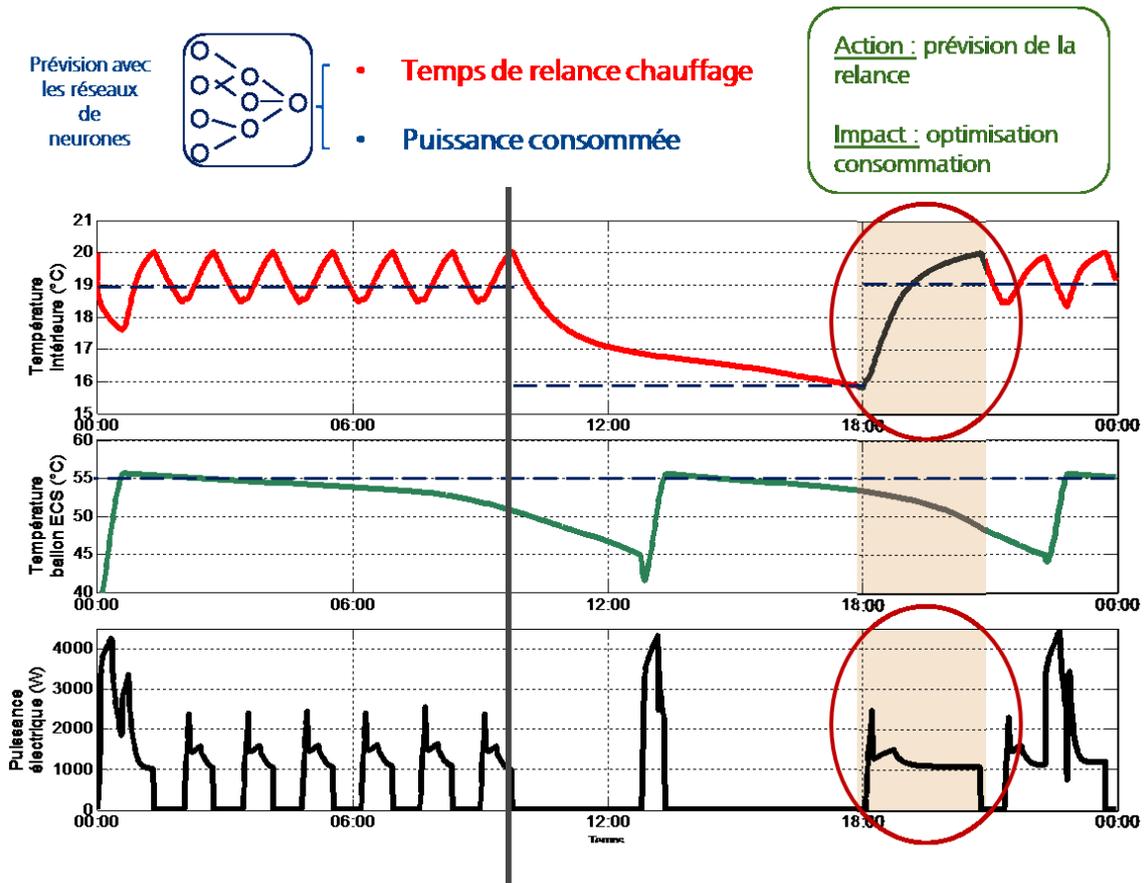


Figure V-4 : Prévion du temps et de la puissance consommée pendant la relance de chauffage

i) Scénarios de paramétrage pour un horizon donné

Comme montré ci-dessus, à partir de ces modèles de prévision l’algorithme doit être capable de tester les différents scénarios de régulation, d’évaluer leurs performances et de choisir le meilleur d’entre eux en fonction des critères de confort et de consommation énergétique.

Ces différents scénarios de paramétrage sont établis avec des « règles expertes » afin de réduire le nombre de combinaisons à évaluer dans le modèle de prévision. Ils sont créés en fonction de :

- a. l’heure de la journée,
- b. le jour de la semaine.
- c. l’historique des commandes (pour éviter une incohérence entre le dernier scénario et le suivant).
- d. la consigne de température de l’air intérieur.

Pour des questions de confidentialité, le détail de la construction de ces scénarios est décrit dans l’Annexe E .

Finalement, une fois les scénarios possibles testés, l’auto-paramétreur choisit les commandes qui satisfont le confort en température intérieure, la disponibilité d’ECS et qui induisent une moindre consommation énergétique.

V - 1. 3. 4. *Communication avec la pompe à chaleur*

Dans l'objectif de développer un auto-paramétreur générique, destiné à des pompes à chaleur commerciales, un protocole de communication avec la pompe à chaleur a été établi, avec plusieurs objectifs :

- la récupération des valeurs des paramètres essentiels,
- la récupération des mesures des capteurs disponibles,
- l'envoi d'information pour la modification des valeurs des paramètres accessibles.

Plusieurs pompes à chaleur du marché présentent des protocoles de communication de type Modbus RTU (105). Ce protocole de communication permet de communiquer avec la machine afin :

- d'interroger le contrôleur de la machine (pour récupérer les valeurs des paramètres et les mesures des capteurs) ;
- d'écrire sur les registres du contrôleur et ainsi modifier la valeur des paramètres en continu.

Ce protocole de communication a pu être exploité dans une machine commerciale et testé sur le banc de test semi-virtuel décrit dans l'Annexe B .

Un programme sous LabView (106) a été développé pour implémenter l'auto-paramétrage de la machine. Pour des motifs de confidentialité, l'architecture de ce programme ainsi que les détails des algorithmes développés ne sont pas présentés dans ce manuscrit.

V - 1. 3. 5. *Autodiagnostic*

Une des problématiques à laquelle l'auto-paramétreur doit faire face est la robustesse du système. Le manque de précision des capteurs ou un mauvais apprentissage des performances du système peuvent engendrer un mauvais paramétrage de la machine. Ainsi, une des dernières fonctionnalités de l'auto-paramétreur est l'autodiagnostic. Celui-ci s'appuie sur deux critères :

- Évaluation du confort du logement : une température intérieure de consigne non satisfaite pendant une période très longue (supérieur à 2 heures) ou des températures du ballon d'ECS trop basses (inférieures à 40 °C) traduisent un dysfonctionnement.
- Évaluation de la consommation électrique, notamment celle due à l'activation des appoints électriques : les appoints électriques doivent être activés uniquement en cas d'une puissance insuffisante de la PAC. Un recours fréquent aux appoints électriques est le symptôme d'un dysfonctionnement.

Ces dysfonctionnements peuvent avoir différentes causes :

- Un mauvais apprentissage de la loi d'eau et des modèles de prévision (dans ce cas une démarche de réapprentissage est déclenchée),
- Un mauvais dimensionnement de la PAC ou un mauvais équilibrage du réseau hydraulique (dans ce cas la machine pourrait envoyer des informations à l'utilisateur, au constructeur ou au fournisseur d'électricité pour réaliser les démarches pertinentes).

Nous allons d'abord réaliser une démarche de réapprentissage. Si les dysfonctionnements continuent, on déduira que le système est mal équilibré ou mal dimensionné.

V - 2. Auto-paramétrage : résultats en simulation

Pour une première validation de l'impact de l'auto-paramètre sur le fonctionnement d'une pompe à chaleur double-service, celui-ci a été implémenté de manière numérique.

Pour cela, les modèles décrits dans le chapitre II de ce document ont été utilisés. L'auto-paramètre a été connecté au modèle de pompe à chaleur air/eau double service (puissance nominale à +7 °C de 9 kW), associé à des modèles de bâtiment (maison mono zone de 100 m²), et de ballon d'ECS (volume de 190 litres)

Nous avons choisi de démontrer l'intérêt de l'auto-paramètre sur un fonctionnement dynamique de la pompe à chaleur, notamment sur une journée d'hiver (fichier météo de la ville de Trappes) avec des consignes de température intérieure variables.

L'implémentation de l'auto-paramètre sur une machine commerciale est en cours de développement. Les premiers résultats seront obtenus avec le banc de test semi-virtuel construit dans le cadre de cette thèse.

V - 2. 1. Résultats du cas de référence : régulation constructeur

Afin d'évaluer les gains issus de l'utilisation de l'auto-paramètre, nous sommes partis d'un comportement dit « de référence » :

- La température de consigne intérieure est de 19 °C pour le mode « confort », (0 – 10 h et 18 h – 24 h).
- La température de consigne intérieure est de 16 °C pour le mode « réduit », (10 – 18 h).
- La loi d'eau utilisée est de type « constante » : pour toute température extérieure la consigne de température de l'eau en sortie de la PAC est de 55° C.
- La température de consigne du ballon est de 55 °C.
- La production d'ECS se déclenche dès que la température de la sonde à l'intérieur du ballon est inférieure à 50 °C.
- La température extérieure varie entre -7 et 2 °C.

La Figure V-5 montre les résultats pour l'évolution de la température intérieure du logement, la température du capteur du ballon d'ECS et la puissance électrique consommée par le système (tous les organes confondus).

La consommation électrique au cours de la journée (chauffage et ECS) est de 65 kWh. L'écart entre la température intérieure et sa consigne est supérieur à 1 °C pendant environ 3 h. Plus précisément, la Figure V-5 met en évidence plusieurs comportements :

- Le déclenchement de la production d'ECS dès 50 °C n'est pas optimisé car il ne tient pas compte de l'évolution de la température intérieure ni de la demande d'ECS pour les heures qui suivent. Ce comportement impacte notamment le confort à 11 h et à 20 h. La production d'ECS à 11 h pourrait être anticipée à 10 h (lors du changement de consigne intérieure), ce qui empêcherait la chute de température en-dessous de la température de consigne à 11 h. La production d'ECS à 20 h n'est pas optimisée puisqu'elle pénalise fortement le confort dans le logement. Une production plus tardive ou une utilisation de l'appoint électrique pourrait

réduire cet inconfort (la température de déclenchement est assez élevée, on pourrait autoriser une température à l'intérieur du ballon plus basse pour démarrer la production).

- La perte de confort à 11 h a comme conséquence l'activation de l'appoint électrique du ballon pour réduire le temps de réchauffage. Postérieurement on constate également l'activation de l'appoint électrique de la PAC pour réduire le temps de rattrapage de la consigne de température intérieure. On constate le même comportement après la production d'ECS à 20 h, l'appoint électrique de la PAC se met en route pour réduire le temps de rattrapage de la consigne.
- La relance de chauffage n'est pas anticipée lors du changement de consigne à 18 h et en conséquence la température de consigne n'est pas respectée pendant plus de deux heures (18-20 h) et l'appoint électrique de la PAC est activé. L'anticipation de la relance aurait été un avantage pour le confort et aurait permis une réduction des appels de puissance.

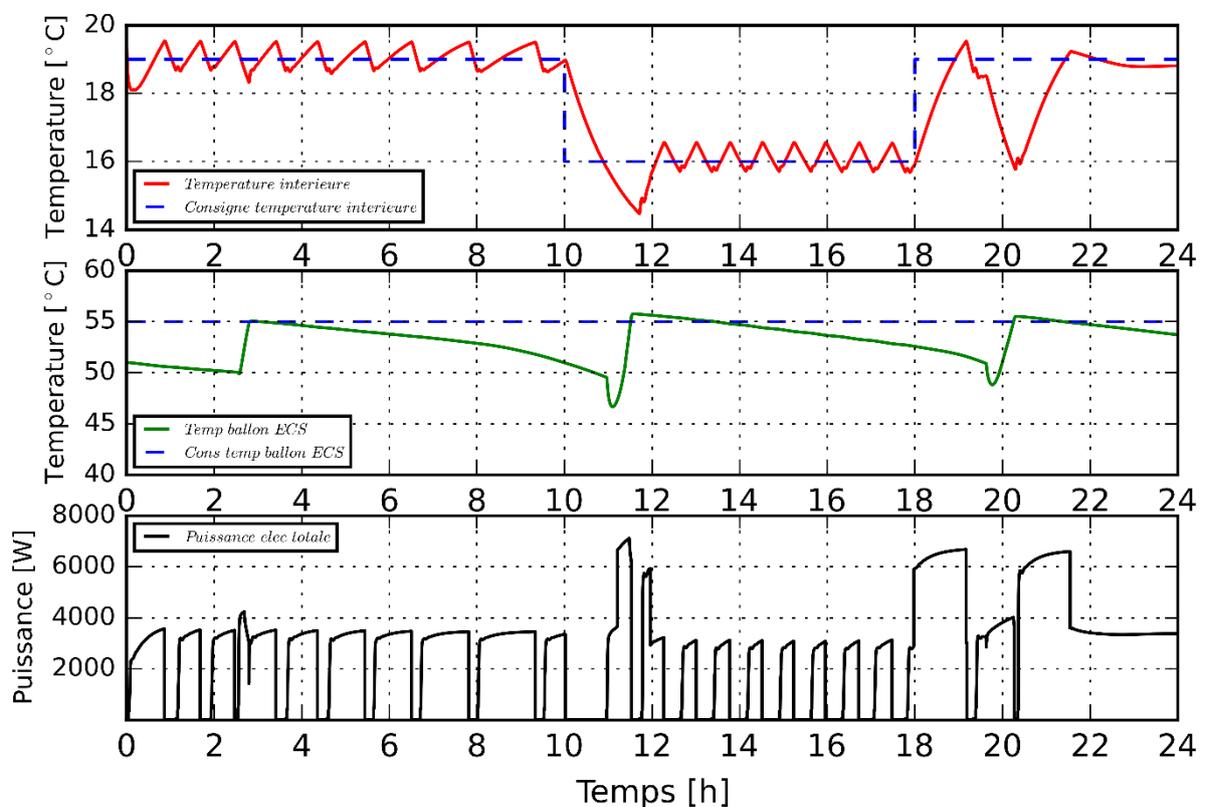


Figure V-5 : Résultats de simulation avec une régulation type constructeur.

V - 2. 2. Résultats avec une loi d'eau adaptée au logement

À partir du comportement de référence, nous avons modifié la loi d'eau pour l'adapter au logement. En revanche, la gestion de la production de chauffage et ECS reste celle du constructeur (production d'ECS quand la température du ballon descend à 50 °C et pas d'anticipation des changements de consigne de température intérieure).

L'évolution de la température intérieure, de la température du ballon d'ECS et de la puissance électrique consommée est représentée sur la Figure V-6. La consommation électrique totale du système pendant la journée est de 63 kWh. L'écart entre la température intérieure et sa consigne est supérieur à 1 °C pendant environ 2,5 h. Plus précisément, les comportements suivants sont observés :

- À cause de la même gestion de l'eau chaude et du chauffage que dans le cas de référence, l'inconfort dans le logement se produit aux mêmes heures.
- Le recours aux appoints électriques se produit également comme dans le cas de référence, puisque leur utilisation est destinée à réduire l'inconfort.
- La réduction de la consommation électrique est principalement due à une température de départ d'eau de chauffage plus basse et à un fonctionnement plus continu du compresseur (moins de marche/arrêt qui dégradent les performances moyennes du système). On constate ce comportement entre 10 h et 18 h.

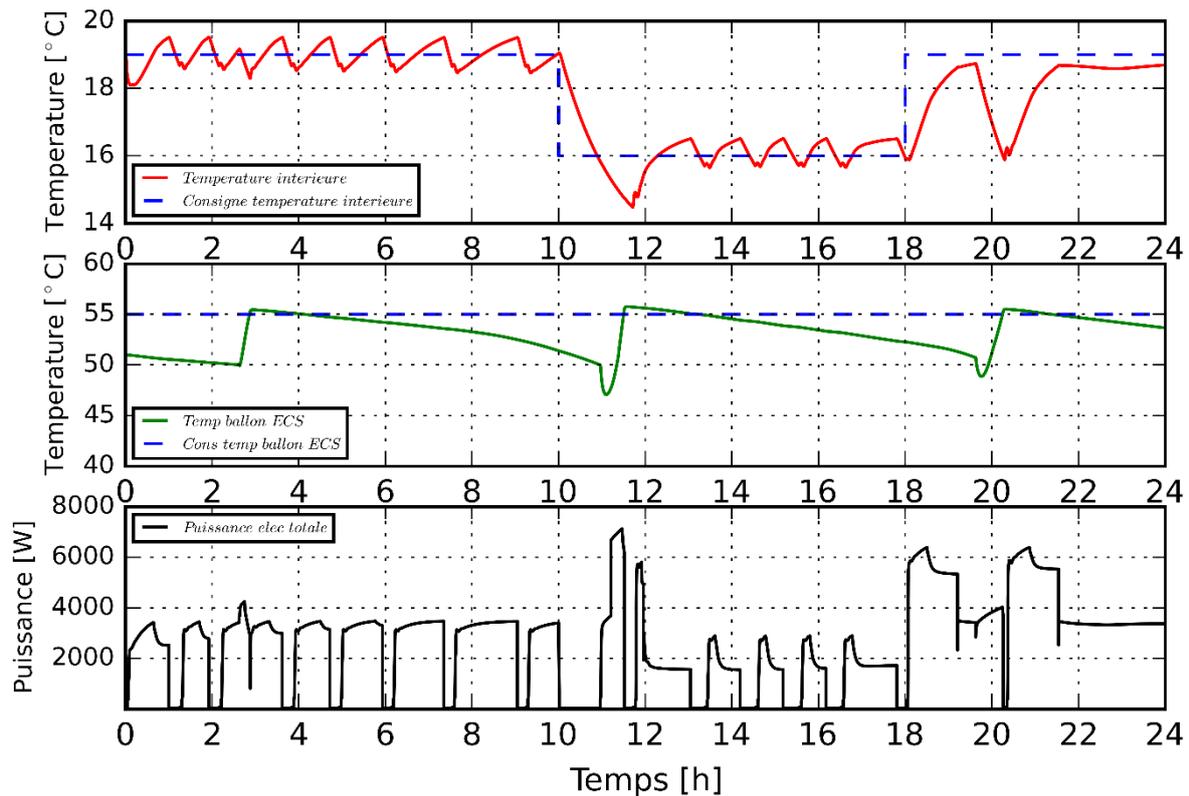


Figure V-6 : Résultats de simulation avec une loi d'eau adaptée au logement. La gestion de chauffage et ECS sont celles de la régulation du constructeur.

V - 2. 3. Résultats avec la mise en place de l'auto-paramètreur

Finalement, nous avons utilisé les algorithmes d'auto-paramétrage développés dans le cadre de ce travail, pour la régulation du système pendant la même journée. La loi d'eau est la même que dans le cas précédent. Cette fois, l'auto-paramètreur tient compte de la prévision de la température intérieure, de la prévision de la température du ballon et de la puissance électrique consommée pour optimiser les paramètres en continu.

L'évolution de la température intérieure, de la température du ballon d'ECS et de la puissance électrique consommée sont représentées dans la Figure V-7. Pour cette configuration, la consommation électrique totale du système pendant la journée est de 61,24 kWh. La température intérieure n'est jamais inférieure à sa consigne de plus de 1 °C. Les résultats de la Figure V-7 montrent les comportements suivants :

- La première production d'ECS est réalisée lors du changement de consigne de « confort » à « réduit ». L'auto-paramétreur a vérifié que la température du ballon à 10 h du matin ne descendait pas en-dessous de 40 °C, température minimale d'utilisation de l'eau chaude. Ainsi, la production d'ECS a été reportée (par rapport au cas de référence), elle n'a pas affecté le confort de la température intérieure et elle n'a pas compromis la disponibilité d'eau chaude sanitaire.
- La relance de chauffage a été anticipée suffisamment à l'avance (démarrage à 16 heures) pour ne pas pénaliser le confort du logement. Ceci permet aussi de ne pas avoir recours à l'appoint électrique pour atteindre la consigne.
- La deuxième production d'eau chaude sanitaire est déclenchée une fois que la température intérieure a atteint la consigne, et cette production s'arrête à une température d'ECS inférieure à la consigne (53 °C) afin de ne pas pénaliser le confort du logement. Ceci provient de ce que l'auto-paramétreur a évalué plusieurs scénarios pour le réchauffage du ballon et a choisi le meilleur compromis entre confort intérieur, disponibilité d'ECS et consommation électrique.

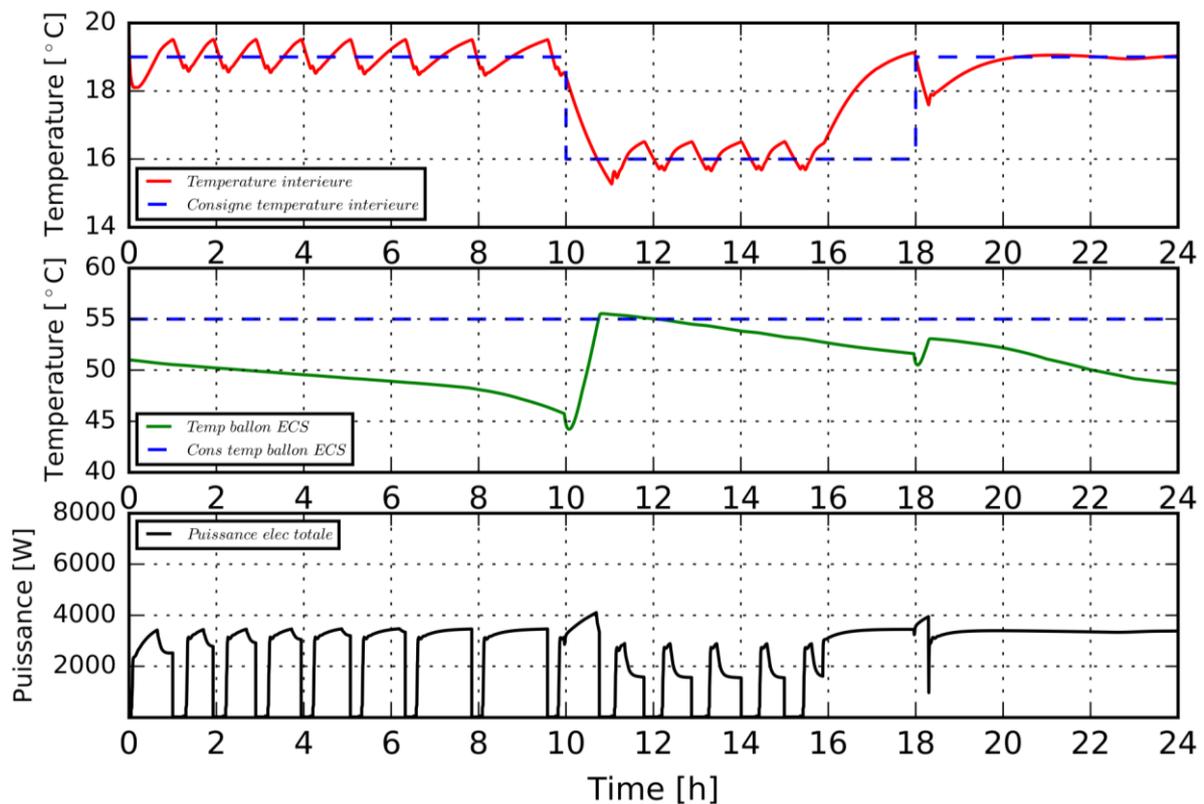


Figure V-7 : Résultats de simulation avec une loi d'eau adaptée au logement et une gestion de chauffage et ECS par l'auto-paramétreur.

V - 3. Conclusions

Dans ce chapitre, nous avons présenté la logique de l'auto-paramétreur, les étapes d'auto-paramétrage et les résultats de l'implantation de l'auto-paramétreur en simulation.

Ainsi, dans l'objectif de remplir trois fonctions essentielles (maintien de la température intérieure à la consigne, fourniture d'ECS à une température toujours supérieure à 40°C et optimisation constante de la consommation électrique), le fonctionnement de l'auto-paramétreur est séquencé en plusieurs étapes :

- Obtention des données à partir des capteurs (températures, puissances) présents dans le système
- Adaptation de la loi d'eau et apprentissage du comportement du système (avec notamment l'identification de certaines phases de fonctionnement déterminantes)
- Calibrage du modèle de prévision
- Prévision du comportement du système
- Auto-adaptation en continu du paramétrage de la pompe à chaleur pour optimiser son fonctionnement

La dernière étape d'auto-adaptation se fait en confrontant plusieurs scénarios de paramétrage établis selon des « règles expertes » prédéfinies.

Afin d'effectuer une première évaluation de l'impact de cet auto-paramétreur sur le fonctionnement d'une PAC double-service, celui-ci a été implémenté dans l'ensemble de modèles {PAC / bâtiment / ballon ECS / réseau hydraulique} décrit dans le chapitre II.

Trois cas de paramétrage ont alors été testés : les réglages par défaut du constructeur, une simple adaptation de la loi d'eau et un auto-paramétrage complet.

Ces résultats montrent que l'adaptation de la loi d'eau seule permet de réduire la consommation électrique de 3 % mais n'a aucun impact positif sur le confort.

Grâce à l'auto-paramétreur la consommation électrique a été réduite de 6 % par rapport au cas de référence. En plus de l'effet de l'adaptation de la loi d'eau, les recours aux appoints électriques ont été éliminés grâce à une gestion optimisée entre le chauffage et l'ECS, et ceci même pour une journée d'hiver très froide (températures entre -7 °C et 2 °C). Par ailleurs, la gestion des deux modes de fonctionnement a permis d'optimiser le confort en permanence : la consigne de température intérieure a toujours été respectée et la disponibilité d'eau chaude sanitaire assurée.

Conclusions et perspectives

Conclusions

L'objectif de ce travail est de favoriser la diminution du coût d'installation et la fiabilité de la mise en service des pompes à chaleur air/eau, phase essentielle à leurs bonnes performances. Ainsi, cette étude montre le développement d'un système électronique, appelée auto-paramétreur, capable d'adapter automatiquement les paramètres d'une pompe à chaleur air/eau double service à la maison dans laquelle elle est installée.

La première partie de ce travail a décrit le système ciblé, la pompe à chaleur air/eau double service. Les processus de dimensionnement par rapport au besoin thermique du logement (besoins de chauffage et eau chaude sanitaire) et d'installation du système ont été revus. Nous avons mis en évidence que même si toutes les étapes concernant le dimensionnement et l'installation physique ont été correctement réalisées, la garantie d'un fonctionnement optimal du système reste dépendante du bon choix des paramètres du système lors de sa mise en service.

Ceci nous a amené à déterminer les paramètres cruciaux pour le bon fonctionnement d'une pompe à chaleur double service et à évaluer l'impact d'un mauvais paramétrage en termes de confort thermique et de consommation électrique. Cette évaluation a été réalisée avec deux approches complémentaires : d'abord, l'évaluation du fonctionnement dynamique de la pompe à chaleur en fonction du paramétrage ; et dans un deuxième temps, une étude de sensibilité qui vise à évaluer l'impact potentiel à l'échelle annuelle d'un mauvais paramétrage. Les deux études ont été réalisées dans l'environnement de modélisation Modelica-Dymola, avec des modèles de pompe à chaleur, bâtiment et ballon d'ECS appropriés. Les modèles de pompe à chaleur et de ballon d'ECS ont été validés grâce à un banc de test semi virtuel, construit expressément dans le cadre de cette thèse.

Grâce à ces études, les fonctions clés du fonctionnement de la pompe à chaleur double service ont été identifiées, fonctions qui doivent être gérées par « auto-paramétreur ». Ainsi nous avons pu identifier les objectifs de l'auto-paramétreur :

- Pendant la production de chauffage, il doit adapter les paramètres pour maintenir la température intérieure à la consigne fixée par l'utilisateur et aussi adapter les relances et coupures de chauffage pour éviter des inconforts.

- Pendant la production d'ECS, il doit adapter les paramètres pour assurer une température de puisage toujours supérieure à 40 °C, ce qui signifie qu'il doit anticiper le réchauffage du ballon afin que l'eau chaude sanitaire soit toujours disponible.

- De manière globale, il doit adapter les paramètres pour optimiser le COP et allonger la durée de vie du système (en particulier du compresseur, en évitant des cycles trop courts et trop fréquents), tout en réduisant la consommation énergétique. Il s'agit de produire une température d'eau de chauffage qui permette d'adapter la puissance thermique délivrée au logement en fonction de ses déperditions et, plus particulièrement, il doit être capable d'anticiper les relances de chauffage et la production d'eau chaude sanitaire pour réduire au maximum le recours aux appoints électriques.

Avec ces trois objectifs, nous avons développé un système qui s'appuie sur deux algorithmes afin d'automatiser le paramétrage de la machine :

1. L'adaptation automatique de la loi d'eau (relation entre la température extérieure et la température de l'eau entrant dans le circuit de radiateurs) afin de satisfaire la température de confort tout en optimisant la performance.
2. La gestion automatique de la production de chauffage et d'ECS, grâce à l'utilisation de la commande prédictive, pour anticiper les relances de chauffage ou la production d'eau chaude sanitaire. Cette gestion est faite en 3 étapes :
 - a. Apprentissage du comportement de la PAC dans son environnement (température à l'intérieure du logement, température d'eau chaude sanitaire et consommation électrique).
 - b. Développement d'un modèle de prévision de ce comportement.
 - c. À partir du modèle de prévision, évaluation des différents impacts des commandes possibles pour trouver le jeu de paramètres qui optimise le compromis entre consommation énergétique et confort.

Ces algorithmes ont été réalisés en tenant compte de certaines contraintes imposées par la finalité de l'auto-paramétreur. En effet, afin que le système développé soit facilement industrialisable :

- Il doit s'adapter à tous types de logements et d'utilisateurs.
- Il doit être capable d'utiliser les capteurs déjà en place dans la PAC double service afin de réaliser le paramétrage automatique.
- Il doit s'adapter aux différentes PAC présentes sur le marché (système « universel »).

Ainsi, la méconnaissance a priori du système à identifier (nous ne connaissons pas les caractéristiques du ballon d'ECS, ni de la pompe à chaleur, ni de la maison) et le nombre limité de mesures disponibles, ont conduit à utiliser des modèles d'identification et de prévision du comportement de la PAC de type boîte noire (les modèles ont été développés à partir de réseaux de neurones).

L'algorithme d'auto-paramétrage de la loi d'eau a pu être implémenté en simulation et sur une machine réelle installée sur le banc de test semi-virtuel développé dans le cadre de ces travaux de thèse ; avec des résultats positifs.

Les modèles de prévision utilisés pour la gestion automatique de la production de chauffage et d'ECS ont été validés à partir des données issues de simulations numériques mais aussi à partir des données issues des essais d'une pompe à chaleur réelle testée sur un banc de test semi virtuel. Ainsi nous avons démontré que les performances évaluées pour l'horizon de contrôle choisi satisfont les besoins de notre application, et, en conséquence, ces modèles pourront être utilisés pour la construction de l'auto-paramétreur en phase commerciale.

Finalement, nous avons présenté la logique de l'auto-paramétreur, les étapes d'auto-paramétrage et les résultats de l'implantation de l'auto-paramétreur en simulation. Trois cas de paramétrage ont alors été testés : les réglages par défaut du constructeur, une simple adaptation de la loi d'eau et un auto-paramétrage complet.

Ces résultats montrent que, pour une journée d'hiver très froide (températures entre -7 °C et 2 °C), l'adaptation de la loi d'eau seule permet de réduire la consommation électrique de 3 % mais n'a aucun impact positif sur le confort. Grâce à l'auto-paramétreur la consommation électrique a été réduite de 6 % par rapport au cas de référence. En plus de l'effet de l'adaptation de la loi d'eau, les recours aux

appoints électriques ont été éliminés grâce à une gestion optimisée entre le chauffage et l'ECS, et ceci malgré la faible température extérieure. Par ailleurs, la gestion des deux modes de fonctionnement a permis d'optimiser le confort en permanence : la consigne de température intérieure a toujours été respectée et la disponibilité d'eau chaude sanitaire assurée.

Nous pouvons conclure que les travaux menés dans cette thèse confirment la pertinence du développement d'un auto-paramétreur de pompes à chaleur. Nous avons en effet démontré que cet outil permet d'optimiser en continu la consommation électrique de ces systèmes tout en satisfaisant le confort.

Perspectives

Les résultats obtenus montrent que l'algorithme est globalement au point pour une implantation dans des pompes à chaleur commerciales. Néanmoins certains aspects n'ont pu être traités pendant le développement de ces travaux et constituent des perspectives intéressantes :

Les données météorologiques.

Dans cette thèse nous avons pris comme hypothèse que la prévision de la température extérieure est fournie par une source externe. Par la suite il faudra vérifier l'impact des incertitudes des prévisions de la température extérieure sur les modèles de prévision utilisés pour le contrôle prédictif.

Le dégivrage.

Les périodes de dégivrage de l'évaporateur de la PAC ont un impact négatif en termes de consommation électrique et de confort. Dans une deuxième phase de développement, l'auto-paramétreur devra anticiper l'apparition du givre sur l'évaporateur. Une meilleure gestion devrait incorporer l'impact du dégivrage en termes de consommation électrique, confort et disponibilité d'eau chaude sanitaire. Une gestion automatique du dégivrage pourrait consister à l'anticiper compte tenu des séquences de fonctionnement prévisibles.

L'application de l'auto-paramétreur à un chauffe-eau thermodynamique (CET).

Par rapport à la production d'ECS, l'auto-paramétreur de la PAC double-service a intégré comme contraintes principales la disponibilité d'ECS et un impact limité sur le confort du logement en raison de la coupure du chauffage. Les objectifs d'un pilotage optimisé d'un chauffe-eau thermodynamique, appareil indépendant et à puissance thermique plus faible, seraient différents : maintenir la disponibilité d'ECS tout en optimisant la consommation électrique et les appels de puissance. Ceci implique une étude fine du déclenchement des appoints électriques en fonction de la température extérieure, de la température et du temps de réchauffage du ballon. Par conséquent, une adaptation des algorithmes développés dans cette thèse doit être faite afin de les appliquer à des CET.

L'application de l'auto-paramétreur à une PAC hybride.

L'application à d'autres systèmes tels que la PAC hybride (association d'une PAC et d'une chaudière à combustible fossile) nécessitera également quelques adaptations mais plus limitées car la philosophie et les fonctions assurées par l'auto-paramétreur seront très proches de celles développées dans ce travail.

L'auto-diagnostic.

L'auto-paramétreur développé incorpore une fonction d'auto-diagnostic capable de détecter un inconfort prolongé et/ou un recours excessif aux appoints électriques. Néanmoins les causes de ces dysfonctionnements ne sont pas détectées. Une fonctionnalité supplémentaire de l'auto-paramétreur serait d'identifier les causes des dysfonctionnements et de faire remonter les informations au constructeur afin de réaliser de la télémaintenance ou de la maintenance préventive.

La prise en compte du prix de l'électricité.

L'intégration du prix dynamique de l'électricité (prix horaire/plusieurs tarifs par jour), qui pourrait être obtenu auprès du fournisseur d'électricité, nous permettrait d'optimiser le fonctionnement du système non seulement d'un point de vue énergétique mais également du point de vue de la facture électrique. Néanmoins, une prévision plus précise de la puissance consommée ainsi qu'un horizon de prévision plus long seraient nécessaires.

Or, les contraintes liées au nombre de mesures disponibles sur une PAC commerciale nous ont amené à développer des modèles prédictifs basés sur des réseaux de neurones. La précision limitée de ce type de modèles a imposé de réaliser la commande prédictive pour un horizon de prévision relativement court. Afin d'obtenir un vrai gain de précision dans la prévision, l'utilisation de capteurs supplémentaires (débit d'eau de la PAC, irradiation solaire, plusieurs températures intérieures, températures de la boucle de radiateurs, températures du fluide frigorigène) serait intéressante, en particulier pour la gestion du mode chauffage. Elle nous permettrait de réaliser des modèles de prévision plus précis et l'utilisation d'un horizon de prévision plus long.

Finalement, le fait de ne pas pouvoir accéder à la commande directe de la fréquence du compresseur (et par conséquent la puissance thermique délivrée) nous empêche de réaliser un contrôle fin et précis de la pompe à chaleur. L'accès à cette commande nous permettrait d'optimiser le comportement de la PAC et d'améliorer encore les performances du système.

Références

1. **ADEME**. *Chiffres-clés: climat, air, énergie*. Angers : ADEME, 2014.
2. —. *Chiffres - clés: bâtiment*. Valbonne : ADEME, 2013.
3. **AFPAC**. *Ambitions PAC 2030*. Paris : Association Française pour les Pompes à Chaleur, 2015.
4. **ABC CLIM**. ABC CLIM. [En ligne] ABC CLIM, 2016. <http://www.abcclim.net/>.
5. **Tran, Cong Toan**. *Méthodes de mesure in situ des performances annuelles des pompes à chaleur air/air résidentielles*. Paris : ENSMP, 2012.
6. **BÉZIAN, Jean-Jacques, et al.** *Les émetteurs de chaleur*. Paris : Les Presses de l'École des Mines, 1996.
7. **Energie plus**. Energie plus. [En ligne] 07 2016. <http://www.energieplus-lesite.be/>.
8. **Association confort régulation**. *Guide de la régulation pour le chauffage et la climatisation*. 2e. Paris : PYC Edition, 1977.
9. **RAGE**. *Pompes à chaleur double service en habitat individuel : Conception et dimensionnement, installation et mise en service, entretien et maintenance*. Paris : AQC, 2014.
10. **COSTIC; EDF R&D**. *Les pompes à chaleur dans l'existant sur réseaux hydrauliques*. Paris : AFPAC, 2008.
11. **Vorger, Eric**. *Étude de l'influence du comportement des occupants sur la performance énergétique des bâtiments*. Paris : Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2014.
12. **Wilke, Urs**. *Probabilistic Bottom-up Modelling of Occupancy and Activities to Predict Electricity Demand in Residential Buildings*. Lausanne : Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2013.
13. **Association des ingénieurs en climatique, ventilation et froid**. *Recommandation AICVF : E.C.S. concevoir les systèmes*. Paris : AICVF, 2004.
14. **Règles de l'Art Grenelle Environnement 2012**. *Pompes à chaleur air extérieur/eau en habitat individuel. Conception et dimensionnement*. 2013.
15. **Dr. Christoph Kummerer, Gauting**. *Équilibrage hydraulique automatique des systèmes de chauffage et de refroidissement. Débit adapté grâce à la régulation électronique par pièce*.
16. **Green, Robert et Knowles, Tony**. *The effect of thermostatic radiator valves on heat pump performance*. Chester : ea Technology Consulting, 2011.
17. *BuildSysPro: a Modelica library for modelling buildings and energy systems*. **Plessis, Gilles, Kaemmerlen, Aurélie et Lindsay, Amy**. Lund : Modelica Conference, 2014. 10th International Modelica Conference.
18. **Jacobs, P. et Henderson, H.** *State-of-the-art review of whole building, building envelope, and HVAC component and system simulation and design tools*. Boulder : Architectural Energy Corporation, 2002.
19. **Charlès et Bernard**. 3DS.com. [En ligne] Dassault Systèmes , 03 05 2016. [Citation : 03 05 2016.] <http://www.3ds.com/products-services/catia/products/dymola/>.

20. **Modelica Association.** Modelica. [En ligne] Modelica Association, 2016. <https://www.modelica.org/>.
21. *Equation-based languages – A new paradigm for building energy modeling, simulation and optimization.* **Wetter, Michael, Bonvini, Marco et Noudui, Thierry S.** 2016, Energy and Buildings, Vol. 117, pp. 290-300.
22. **Blervaque, Hubert.** *Règles de modélisation des systèmes énergétiques dans les Bâtiments Basse Consommation.* Paris : ENMP, 2014.
23. *Neurobat, a predictive and adaptive heating control system using artificial neural networks.* **Morel, Nicolas, et al.** 2001, International Journal of Solar Energy, Vol. 21, pp. 161-201.
24. *Local shifts of the fluid composition in a simulated heat pump using R-407C.* **Youbi-Idrissi, M., Bonjour, J. et Meunier, F.** 17-18, 2005, Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 2827-2841.
25. *Modelica-based modeling and simulation of a twin screw compressor for heat pump applications.* **Chamoun, Marwan, et al.** 1-2, 2013, Applied Thermal Engineering, Vol. 58, pp. 479-489.
26. *Advanced simulation methods for heat pump systems.* **Müller, Dirk et Huchtemann, Kristian.** Como : s.n., 2009. Proceedings 7th Modelica Conference.
27. *A comparison of empirically based steady-state models for vapor-compression liquid chillers.* **Swider, Derk J.** 5, 2003, Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 539-556.
28. *Application of black-box models to HVAC systems for fault detection.* **Peitsman, Henk C.** 1, 1996, ASHRAE Transactions, Vol. 102, pp. 628-640.
29. *A Parameter Estimation Based Model of Water-to-Water Heat Pumps for Use in Energy Calculation Programs.* **Jin, Hui et Spitler, Jeffrey, D.** 1, 2002, ASHRAE Transactions: Research, Vol. 108, pp. 3-17.
30. **Fischer, S.K. et Rice, C.K.** *Oak Ridge heat-pump models. I. A steady-state computer design model for air-to-air heat pumps.* Oak Ridge : Oak Ridge National Lab., 1983.
31. *Modeling and simulation of a superheat-controlled water-to-water heat pump.* **Stephanuk, N.B.M., Aplevich, J.D. et Renksizbulut, M.** 2, 1992, ASHRAE Transactions, Vol. 98, pp. 172-184.
32. *Steady-State reciprocating water chiller models.* **Allen, J.J et Hamilton, J.F.** 2A, 1983, ASHRAE Transactions, Vol. 89, pp. 398-407.
33. **Knebel, D.E.** *Simplified energy analysis using the modified bin method.* s.l. : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1983.
34. *Steady state calculation of heat pump long term performances based on utilization factor method.* **Romagnoni, P. et Schibuola, L.** Brussels : s.n., 1997. Clima 2000.
35. *A toolkit for primary HVAC system energy calculation—Part 2: Reciprocating chiller models.* **Bourdouxhe, J-P H., et al.** 2, 1994, ASHRAE Transactions, Vol. 100, pp. 774-786.
36. **Garde, F.** *Validation de codes de simulation thermo-aéroulque du complexe bâtiment/systèmes de climatisation. Application à la conception thermique des bâtiments.* s.l. : Université de la Réunion, 2001. Habilitation à diriger des recherches.
37. **Roujol, S.** *Méthodes de calcul prévisionnel des consommations d'énergie des bâtiments climatisés - Incertitudes et validation.* Paris : Ecole des Mines de Paris, 2003.

38. **Flach-Malaspina, Nicolas.** *Conception globale d'une pompe à chaleur air/eau inversable à puissance variable pour le secteur résidentiel.* Paris : École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2004.
39. *Heat pump system performance: experimental and theoretical results.* **Hart, G. H.** Houston : s.n., 1982. ASHRAE Transactions : Semi-annual meeting of the American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers.
40. *A model to predict the latent capacity of air conditioners and heat pumps at part load conditions with constant fan operation.* **Henderson, H.I. et Rengarajan, P.E.** 1, 1996, ASHRAE Transactions, Vol. 102, pp. 266-274.
41. **Miller, W. A.** *Laboratory evaluation of the heating capacity and efficiency of a high-efficiency, air-to-air heat pump with emphasis on frosting/defrosting operation.* Oak Ridge : Department of Energy, Office of buildings energy research and development, 1982. p. 109. Report ORNL/CON-69.
42. *Air-source heat pump: field measurement of cycling, frosting, and defrosting losses.* **Baxter, V.D. et Moyers, J.C.** Honolulu : Oak Ridge National Lab., TN, 1984. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers' semiannual meeting.
43. **Comitee, ASHRAE Technical.** *Energy Estimating and modeling methods.* s.l. : SI Editions, 2005. p. 39.
44. **Lacave, Jean-Marc.** Météo France. [En ligne] Météo-France, 09 05 2016. [Citation : 09 05 2016.] <http://www.meteofrance.com/accueil>.
45. *Hardware in the loop test bench using Modelica: A platform to test and improve the control of heating systems.* **Tejeda de la Cruz, Alberto, et al.** Paris : Applied Energy, 2017, Vol. 188, pp. 107-120.
46. **Daniau, Valérie et Dejardins, Gilles.** *Campagne de mesures in situ : analyses des performances et du fonctionnement des chaudières individuelles gaz et fioul, en production ECS, pendant la période estivale 2006.* Moret sur Loing : EDF R&D, 2007.
47. *On the Optimal Water Discharge Temperature of Air-to-Water Heat Pump for Space Heating and Domestic Hot Water.* **Park, Noma, et al.** Purdue : s.n., 2010. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. p. Paper 1147.
48. *Influence of control parameters on the system performance of ground coupled heat pump systems: a simulation study.* **Hoogmartens, J. et Helsen, L.** Sydney : IBPSA, 2011. 12th Conference of International Building Performance Simulation Association.
49. **"Règles de l'Art Grenelle Environnement 2012".** *Pompes à chaleur double service en habitat individuel : Conception et dimensionnement, installation et mise en service, entretien et maintenance.* Paris : AQC, 2014.
50. **Green, Robert et Knowles, Tony.** *The effect of thermostatic radiator valves on heat pump performance.* Chester : ea Technology Consulting, 2011.
51. **Green, Robert.** *The effects of cycling on heat pump performance.* Chester : ea Technology Consulting, 2012. Confidential Report prepared for Department of Energy and Climate Change (DECC).
52. **CEN.** Standard EN 14511-2, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling: test conditions. La Plaine Saint-Denis Cedex : l'Association Française de Normalisation (AFNOR), 2013.

53. **Nordman, R., et al.** *SEasonal PErformance factor and MOnitoring for heat pump systems in the building sector SEPEMO-Build*. Boras : s.n., 2012.
54. *Neurobat, a Predictive and Adaptive Heating Control System Using Artificial Neural Networks*. **Morel, Nicolas, et al.** 2001, Solar Energy Journal, Vol. 21, pp. 161-201.
55. *On the Optimal Water Discharge Temperature of Air-to-Water Heat Pump for Space Heating and Domestic Hot Water*. **Park, Noma, et al.** Purdue : Purdue University Libraries, 2010. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. p. Paper 1147.
56. *Adaptive Home Heating Control Through Gaussian Process Prediction and Mathematical Programming*. **Rogers, Alex, et al.** Taipei : s.n., 2011. Second International Workshop on Agent Technology for Energy Systems.
57. *A recursive modelling technique applied to the model predictive control of fluid filled heat emitters*. **Rogers, Dan, Foster, Martin et Bingham, Chris.** 2013, Building and Environment, Vol. 62, pp. 33-44.
58. *Adaptive supply temperature control for domestic heat generators*. **Huchtemann, Kristian, Streblow, Rita et Müller, Dirk.** Chambéry : IBPSA, 2013. 13th Conference of International Building Performance Simulation Association. pp. 26-28.
59. *Neural predictive control for single-speed ground source heat pumps connected to a floor heating system for typical French dwelling*. **Salque, Tristan, Marchio, Dominique et Riederer, Peter.** 2013, Journal of Building Services Engineering Research & Technology, Vol. 0, pp. 1-16.
60. *Receding Horizon Control*. **Mattingley, Jacob, Wang, Yang et Boyd, Stephen.** 3, 2011, IEEE Control Systems, Vol. 31, pp. 52-65.
61. *Adaptive control strategies for single room heating*. **Adolph, M., et al.** C, 2014, Energy and Buildings, Vol. 68, pp. 771-778.
62. *Experimental research and operation optimization of an air-source heat pump water heater*. **Guo, J.J., et al.** 11, 2011, Applied Energy, Vol. 88, pp. 4128-4138.
63. **Islam, Mafizul et Salam, Abdul.** *Modelling and Control System design to control Water temperature in Heat Pump*. s.l. : Faculty of Health, Science and Technology, Karlstads University, 2013.
64. *Dynamical modeling for electric hot water tanks*. **Beeker, Nathanael, Malisani, Paul et Petit, Nicolas.** Saint Petersburg : s.n., 2015. 1st IFAC Conference on Modelling, Identification and Control of Nonlinear Systems MICNON.
65. *An artificial neural network for predicting domestic hot water characteristics*. **Barteczko-Hibbert, Christian, Gillott, Mark et Kendall, Graham.** 2, 2009, International Journal of Low-Carbon Technologies, Vol. 4, pp. 112-119.
66. **Morosan, Petru-Daniel.** *Commande prédictive distribuée. Approches appliquées à la régulation thermique des bâtiments*. Rennes : Supélec, 2011.
67. **Filliard, Bruno.** *Étude de la possibilité de récupération de chaleur par voie thermodynamique pour la réhabilitation des maisons individuelles*. Paris : École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2009.
68. *Model calibration for building energy efficiency simulation*. **Mustafaraj, Giorgio, et al.** 2014, Applied Energy, Vol. 130, pp. 72-85.

69. **Bertagnolio, Stéphane.** *Evidence-Based Model Calibration for Efficient Building Energy Services.* Liège : Université de Liège, 2012.
70. **Energy, US Dept. of.** Building energy software tools directory. [En ligne] http://apps1.eere.energy.gov/buildings/tools_directory/.
71. *Dynamic simulation of space heating systems with radiators controlled by TRVs in buildings.* **Di, Hongfa, Fu, Lin et Xu, Baoping.** 9, 2008, *Energy and Buildings*, Vol. 40, pp. 1755-1764.
72. **Couillaud et Nicolas.** *Amélioration de l'efficacité énergétique des réseaux hydrauliques : optimisation de la conception.* Paris : Université de Marne-La-Vallée, 2006.
73. *La modélisation thermique par la méthode nodale: ses principes, ses succès et doses limites.* **J.B., Saulnier et A., Alexandre.** 280, 1985, *Revue générale de thermique*, Vol. 24, pp. 363-372.
74. *Parameter estimation in buildings: methods for dynamic analysis of measured energy use.* **Rabl, A.** 1988, *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 110, pp. 52-66.
75. *Development of a simplified and accurate building model based on electrical analogy.* **Fraisse, Gilles, et al.** 10, 2002, *Energy and Buildings*, Vol. 34, pp. 1017-1031.
76. **Berthou, Thomas.** *Développement de modèles de bâtiment pour la prévision de charge de climatisation et l'élaboration de stratégies d'optimisation énergétique et d'effacement.* Paris : École nationale supérieure des mines de Paris, 2013.
77. **Da Silva, David.** *Analyse de la flexibilité des usages électriques résidentiels : application aux usages thermiques.* Paris : École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2011.
78. **Yiu, Chi-man Jacob.** *Statistical modelling and forecasting schemes for air-conditioning system.* Hong Kong : The Hong Kong Polytechnic University, 2008.
79. *Advanced control systems engineering for energy and comfort management in a building environment—A review.* **Dounis, A.I. et Caraiscos, C.** 6-7, 2009, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 13, pp. 1246-1261.
80. *Application of system identification to thermal characteristics of building components.* **Bloem, J.J.** Copenhagen : s.n., 1994. IFAC Symposium, System Identification.
81. *Models for describing the thermal characteristics of building components.* **Jiménez, M.J. et Madsen, H.** 2, 2008, *Building and Environment*, Vol. 43, pp. 152-162.
82. *Development of regression equations for predicting energy and hygrothermal performance of buildings.* **Freire, Roberto Z., Oliveira, Gustavo H.C. et Mendes, Nathan.** 5, 2008, *Energy and Buildings*, Vol. 40, pp. 810-820.
83. *Hourly thermal load prediction for the next 24 hours by ARIMA, EWMA, LR and an artificial neural network.* **Kawashima, Minoru, Dorgan, C.E. et Mitchell, J.W.** Chicago : s.n., 1995. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) winter meeting and exhibition.
84. **Hastie, T., Tibshirani, R. et Friedman, J.** *The Elements of Statistical Learning.* New York : Springer New York Inc., 2001.
85. *Heating load estimation using artificial neural networks.* **Kalogirou, S.A., Neocleous, C.C. et Schizas, C.N.** Brussels : s.n., 1997. CLIMA 2000.

86. *Artificial neural networks for the prediction of the energy consumption of a passive solar building.* **Kalogirou, S. et Bojic, M.** 5, 2000, The International Journal of Energy, Vol. 25, pp. 479-491.
87. *A neural network controller for hydronic heating systems of solar buildings.* **Argiriou, Athanassios A., et al.** 3, 2004, Neural Networks, Vol. 17, pp. 427-440.
88. *Performance modeling of air cycle heat pump water heater in cold climate.* **Yang, Liang, et al.** 87, 2016, Renewable Energy, pp. 1067-1075.
89. **Blandin, David.** *Modélisation et validation expérimentale de nouveaux concepts de ballons solaires à forte stratification.* Sophia-Antipolis : Centre Scientifique et Technuque du Bâtiment, 2010.
90. *Modeling and Experimental Study of a Heat Pump Water Heater Cycle.* **Deutz, Kevin Ruben, et al.** Purdue : s.n., 2014. 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference.
91. *Implications of the modelling of stratified hot water storage tanks in the simulation of CHP plants.* **Campos Celador, A., Odriozola, M. et Sala, J.M.** 8-9, 2011, Energy Conversion and Management, Vol. 52, pp. 3018-3026.
92. *Grey-box model and identification procedure for domestic thermal storage vessels.* **De Ridder, Fjo et Coomans, Mathias.** 1-2, 2014, Applied Thermal Engineering, Vol. 67, pp. 147-158.
93. **Kinab, Elias.** *Optimisation des performances non nominales des pompes à chaleur réversibles pour le secteur tertiaire.* Paris : École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2009.
94. *Simulation study of a heat pump for simultaneous heating and cooling coupled to buildings.* **Ghoubali, Redouane, et al.** 72, 2014, Energy and Buildings, pp. 141-149.
95. *Dynamic modeling for vapor compression systems— Part I: Literature review.* **Rasmussen, Bryan P.** 5, 2011, HVAC&R Research, Vol. 18, pp. 934-955.
96. *Generalized Performance Maps For Single And Dual Speed Residential Heat Pumps.* **Nyika, Simbarashe, et al.** Purdue : s.n., 2012. International Refrigeration and Air Conditioning Conference.
97. *Component-based, gray-box modeling of ductless multi-split heat pump systems.* **Cheung, Howard et Braun, James E.** 2014, International Journal of Refrigeration, Vol. 38, pp. 30-45.
98. *Mathematical modeling and simulation application to visualize the performance of retrofit heat pump water heater under first hour heating rating.* **Tangwe, Stephen, Simon, Michael et Meyer, Edson.** 2014, Renewable Energy, Vol. 72, pp. 203-211.
99. *Study of the optimal control problem formulation for modulating air-to-water heat pumps connected to a residential floor heating systems.* **Verhelst, Clara, et al.** 2012, Energy and Buildings, Vol. 45, pp. 43-53.
100. *Black-box modeling of residential HVAC system and comparison of gray-box and black-box modeling methods.* **Afram, Abdul et Janabi-Sharifi, Farrokh.** 2015, Energy and Buildings, Vol. 94, pp. 121-149.
101. *Predicting performance of a ground-source heat pump system using fuzzy weighted pre-processing-based ANFIS.* **Esen, Hikmet, et al.** 2008, Building and Environment, Vol. 43, pp. 2178-2187.
102. *Modeling and Experimental Research on Ground-Source Heat Pump in Operation by Neural Network.* **Chen, Jianping, et al.** Changsha : s.n., 2011. International Conference on Computer Distributed Control and Intelligent Environmental Monitoring.

103. **Hagan, Martin T., et al.** *Neural Network Design*. Oklahoma : Martin Hagan, 2014.
104. *Équilibrage du réseau hydraulique : impact sur le confort et les performances d'une PAC*. **Tejeda, Alberto**. Paris : s.n., 2015. 5eme Congrès Français des Pompes à Chaleur.
105. **MODBUS, I. D. A.** Modbus application protocol specification v1. 1a. [En ligne] 2004. www.modbus.org/specs.php.
106. **National Instruments Corporation**. LabView. Austin : NI, 2014.
107. **Rene, David et Alla, Hassan**. *Du grafset aux réseaux de Pétri*. Paris : Editions HERMES, 1989.
108. **Montureux, C., François, C. et Lapenu, L.** *Catalogue de logements-types*. Moret sur Loing : EDF R&D, 1996.
109. *Modélisation des installations de chauffage à eau chaude*. **Slavu, Mirela, et al.** Iasi : s.n., 2007.
110. **Forsén, Martin**. *Heat Pumps - Technology and Environmental Impact*. s.l. : EHPA, 2005.
111. **Blois-Brooke, Sarah, Matthews, David et Willson, Cliff**. *UK Literature Review for International Energy Agency (IEA) Annex 36 on investigating the effect of quality of installation and maintenance on heat*. Milton Keynes : The National Energy Foundation, 2013.
112. *Field evaluation of advanced controls for the retrofit of packaged air conditioners and heat pumps*. **Wang, Weimin, et al.** 2015, Applied Energy, Vol. 154, pp. 344-351.
113. *Double service air-to-water heat pump performances: how do control parameters influence electricity consumption and thermal comfort?* **Tejeda, Alberto, et al.** Hyderabad : s.n., 2015. 14th International Conference of the International Building Performance Simulation Association.
114. *Investigation of the performance of a heat pump under frosting and defrosting conditions*. **Votsis, P.P., et al.** 5, 1989, Heat Recovery Systems and CHP, Vol. 9, pp. 399-406.
115. *Online performance evaluation of alternative control strategies for building cooling water systems prior to in situ implementation*. **Ma, Zhenjun, Wang, Shengwei et Xiao, Fu.** 5, 2009, Applied Energy, Vol. 86, pp. 712-721.
116. **Dunbabin, Penny et Wickins, Chris**. *Detailed analysis from the first phase of the Energy Saving Trust's heat pump field trial*. London : DECC, 2012.
117. **Dunbabin, Penny, Charlick, Helen et Green, Rob**. *Detailed analysis from the second phase of the Energy Saving Trust's heat pump field trial*. London : DECC, 2013.
118. *Experimental and modeling analysis of a ground source heat pump system*. **Montagud, Carla, Corberán, José Miguel et Ruiz-Calvo, Félix**. 2013, Applied Energy, Vol. 109, pp. 328-336.
119. *In situ operation performance test of ground coupled heat pump system for cooling and heating provision in temperate zone*. **Man, Yi, et al.** 2012, Applied Energy, Vol. 97, pp. 913-920.
120. **The Energy Saving Trust**. *Getting warmer: a field trial of heat pumps*. London : Energy Saving Trust, 2010.
121. **Goetzler, William, Guernsey, Matt et Young, Jim**. *Research & Development Roadmap for Emerging HVAC Technologies*. Burlington : Navigant Consulting, Inc. for U.S. Department of Energy, 2014.

122. *Comparing new control concepts for heat pump heating systems on a test bench with the capability of house and earth probe emulation.* **Bianchi, M., Shafai, E. et Geering, H.P.** Las Vegas : s.n., 2005. 8th IEA Heat Pump Conference: Global Advances in Heat Pump Technology, Applications, and Markets.
123. *Dynamic Test Method for the Determination of the Global Seasonal Performance Factor of Heat Pumps Used for Heating, Cooling and Domestic Hot Water Preparation.* **Riederer, Peter, Partenay, V. et Raguideau, O.** Glasgow : IBPSA, 2009. 11th International IBPSA Conference. pp. 752-759.
124. *Numerical and experimental results of a novel and generic methodology for energy performance evaluation of thermal systems using renewable energies.* **Lazrak, Amine, et al.** 2015, Applied Energy, Vol. 158, pp. 142-156.
125. *Using Modelica and Control Systems for Real-time Simulations in the Pulp & Paper industry.* **Bäckman, Johan et Edvall, Mattias.** Hamburg : s.n., 2005. 4th International Modelica Conference.
126. *Hardware-in-the-Loop (HIL) Simulation with Modelica - A Design Tool for Thermal Management Systems.* **Baltzer, Sidney, et al.** Lund : s.n., 2014. 10th International Modelica Conference.
127. *Hardware-in-the-Loop-Simulation of a Building Energy and Control System to Investigate Circulating Pump Control Using Modelica.* **Schneider, Georg Ferdinand, et al.** Versailles : s.n., 2015. Proceedings of the 11th International Modelica Conference.
128. *Design and Heat Transfer Analysis of a New Psychrometric Environmental Chamber for Heat Pump and Refrigeration Systems Testing.* **Cremaschi, Lorenzo et Lee, Edwin.** 2, 2008, ASHRAE Transactions, Vol. 114, p. 619.
129. *Air source heat pump water heaters in residential buildings in Australia: Identification of key performance parameters.* **Vieira, Abel S., Stewart, Rodney A. et Beal, Cara D.** 91, 2015, Energy and Buildings, pp. 148-162.
130. *Analysis of retrofit air source heat pump performance: Results from detailed simulations and comparison to field trial data.* **Kelly, N.J. et Cockroft, J.** 1, 2011, Energy and Buildings, Vol. 43, pp. 239-245.
131. *Modeling and simulation of the heating circuit of a multi-functional building.* **Sangi, R., et al.** ISSN 0378-7788, 2016, Energy and Buildings, Vol. 110, pp. 13-22.
132. *Design, Modeling, and Performance Optimization of a Reversible Heat Pump/Organic Rankine Cycle System for Domestic Application.* **Quoilin, Sylvain, et al.** 1, 2015, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 138.
133. **Systèmes, Dassault.** Dymola 2017 Release Notes. Lund : Dassault Systèmes AB, 2017.
134. **Jr, Louis E. Frenzel.** *Handbook of Serial Communications Interfaces.* Newnes : Oxford, 2016.
135. **CEN - European Committee for Standardization.** Standard EN 442-1, Specification for radiators and convectors: Technical specifications and requirements. La Plaine Saint Denis : l'Association Française de Normalisation (AFNOR), 1996.
136. **French Ministry of Ecology, Sustainable Development and Energy.** Arrêté du 10 avril 1974 relatif à l'isolation thermique et au réglage automatique des installations de chauffage dans les bâtiments d'habitation. . Paris : s.n., 1974.

137. **French Environment and Energy Management Agency.** Chiffres-clés, Energie et climat. Angers : ADEME, 2012.
138. *Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly-average global radiation.* **Erbs, D.G., Klein, S.A. et Duffie, J.A.** 1982, Solar Energy, Vol. 28, pp. 193-302.
139. *Feed-forward in temperature control of buildings.* **Thomas, Bertil, Soleimani-Mohseni, Mohsen et Fahlén, Per.** 7, 2005, Energy and Buildings, Vol. 37, pp. 755-761.
140. *Refrigerant-based measurement method of heat pump seasonal performances.* **Tran, C.T., et al.** 6, 2012, International Journal of Refrigeration, Vol. 35, pp. 1583-1594.
141. **Tejeda de la Cruz, Alberto.** *Développement d'une méthode d'auto-paramétrage auto-adaptatif pour une pompe à chaleur en vue d'un fonctionnement optimisé.* Paris : Université de recherche Paris Sciences et Lettres - PSL Research University, 2016.
142. **Hastie, Trevor, Tibshirani, Robert et Friedman, Jerome.** *The Elements of Statistical Learning: Data Mining, Inference, and Prediction.* New York : Springer-Verlag, 2009.
143. *Review on Methods to Fix Number of Hidden Neurons in Neural Networks.* **Sheela, K. Gnana et Deepa, S. N.** 2013, Mathematical Problems in Engineering, Vol. 2013, pp. 1-11.
144. *Real-time frequency-based noise-robust Automatic Speech Recognition using Multi-Nets Artificial Neural Networks: A multi-views multi-learners approach.* **Shahamiri, Seyed Reza et Salim, Siti Salwah Binti.** 2014, Neurocomputing, Vol. 129, pp. 199-207.
145. *Learning representations by back-propagating errors.* **Rumelhart, David E., Hinton, Geoffrey E. et Williams, Ronald J.** 1986, Nature, Vol. 323, pp. 533-536.
146. *First and Second Order Methods for Learning : Between Steepest Descent and Newton's Method.* **Battiti, R.** 2, 1992, Neural, Vol. 4, pp. 141-166.
147. *An algorithm for least-squares estimation of nonlinear parameters.* **Marquardt, Donald W.** 2, 1963, Journal of the society for industrial and applied mathematics, Vol. 11, pp. 431-441.
148. **Tran, Cong-Toan.** *Méthodes de mesure in situ des performances annuelles des pompes à chaleur air/air résidentielles.* Paris : ENSMP, 2012.

Annexes

Annexe A : Modèles utilisés pour l'étude paramétrique

A. 1 Modèle de pompe à chaleur air/eau

Comme précisé dans le paragraphe II - 1. 1. 2. , le modèle de PAC air/eau est un modèle semi-empirique et semi-statique (17). Ainsi, pour chaque pas de temps, la puissance électrique du compresseur ($P_{\text{électrique compr}} - W$) et la puissance thermique du condenseur ($P_{\text{condenseur}} - W$) sont calculées à partir d'un polynôme en fonction de la puissance nominale ($P_{\text{nominale}} - W$), du COP nominal, des températures du fluide frigorigène (coté condenseur ($T_{\text{condenseur}} - K$) et coté évaporateur ($T_{\text{évaporateur}} - K$)), de la correction de la puissance à cause des cycles de givrage/dégivrage ($\text{coeff}_{\text{dégivrage}}$) et de la correction de la puissance à charge partielle (grâce à la prise en compte de la fréquence du compresseur ($f_{\text{compresseur}} - \text{Hz}$)).

$$P_{\text{condenseur}} = P_{\text{nominale}}(1 - \text{coeff}_{\text{dégivrage}}(T_{\text{evap}}))(a_0 + a_1 T_{\text{cond}} + a_2 T_{\text{evap}} T_{\text{cond}} + a_3 f + a_4 T_{\text{cond}} f + a_5 T_{\text{evap}} f + a_6 f^2 + a_7 f^2 T_{\text{evap}} T_{\text{cond}} + a_8 f^2 T_{\text{evap}}^2 T_{\text{cond}} + a_9 f^2 T_{\text{evap}}^2 T_{\text{cond}}^2) \quad (0.1)$$

$$P_{\text{elec compresseur}} = K \frac{P_{\text{nominale}}}{\text{COP}_{\text{nom}}} (b_0 + b_1 T_{\text{cond}} + b_2 T_{\text{evap}} T_{\text{cond}} + b_3 f + b_4 T_{\text{cond}} f + b_5 T_{\text{evap}} f + b_6 f^2 + b_7 f^2 T_{\text{evap}} T_{\text{cond}} + b_8 f^2 T_{\text{evap}}^2 T_{\text{cond}} + b_9 f^2 T_{\text{evap}}^2 T_{\text{cond}}^2) \quad (0.2)$$

$$T_{\text{condenseur}} = T_{\text{eau entrée}} T_{\text{eau entrée}} + (T_{\text{eau sortie}} - T_{\text{eau entrée}}) * \left(\frac{P_{\text{q evap}}}{P_{\text{q cond}}} \right) + \Delta T_{\text{condenseur}} + \Delta T_{\text{condenseur}} \quad (0.3)$$

$$P_{\text{q évaporateur}} = \text{débit}_{\text{air}} * c_{\text{p air}} * (T_{\text{air entrée}} - T_{\text{air sortie}}) \quad (0.4)$$

$$T_{\text{air sortie}} = T_{\text{air entrée}} + \Delta T_{\text{air évaporateur}} \quad (0.5)$$

$$T_{\text{évaporateur}} = T_{\text{air sortie}} + \text{Pincement}_{\text{évaporateur}} \quad (0.6)$$

$$P_{\text{q condenseur}} = P_{\text{q évaporateur}} + P_{\text{électrique compresseur}} \quad (0.7)$$

$$M_{\text{w cond}} * c_{\text{p eau}} * \frac{\delta(T_{\text{eau sortie}})}{\delta t} = \text{débit}_{\text{eau entrée}} * c_{\text{p eau}} * (T_{\text{eau entrée}} - T_{\text{eau sortie}}) \quad (0.8)$$

Paramètres du modèle : les paramètres du modèle utilisé dans l'étude paramétrique ont été calibrés par rapport à la PAC utilisé dans le banc de test semi-virtuel. Ces paramètres ainsi que les coefficients des polynômes sont confidentiels et ne seront pas présentés dans cette étude.

- **COP nominal** : COP à 7 °C air extérieur et 35 °C sortie d'eau du condenseur et 50% de la vitesse nominale du compresseur.
- **Puissance nominale** : Puissance calorifique fournie à 7 °C air extérieur et 45 °C sortie d'eau du condenseur, et à vitesse maximale de rotation du compresseur (compresseur à vitesse variable).
- **Puissance de veille** : Puissance électrique consommée par les composants électroniques de la PAC.
- **Masse du condenseur ($M_{\text{w cond}}$)** : Masse équivalente d'eau du condenseur (masse du condenseur + masse d'eau dans le condenseur), pour prendre en compte l'inertie thermique du condenseur.

- **Pincement évaporateur** : Écart de température (ΔT) minimal entre le fluide frigorigène et l'air dans l'évaporateur.
- **ΔT condenseur** : ΔT minimal entre le fluide frigorigène et l'eau dans le condenseur.
- **Coefficients de correction de la puissance à cause des cycles de givrage/dégivrage** : ce phénomène n'est pas modélisé finement, mais on tient compte d'une diminution de la puissance thermique délivrée par la PAC, ainsi que de la variation de la puissance électrique, à des températures pour lesquelles le givrage est fréquemment observé.
- **ΔT air évaporateur** : différence de température de l'air entre la sortie et l'entrée de l'évaporateur.

Dans la Figure 0-1 nous pouvons observer la puissance thermique d'une PAC en fonction de la température extérieure et de la température de retour d'eau au condenseur. L'effet des coefficients de dégradation de la puissance thermique due au dégivrage peut être observé sur cette même figure entre les températures extérieures de -7 et 7 °C.

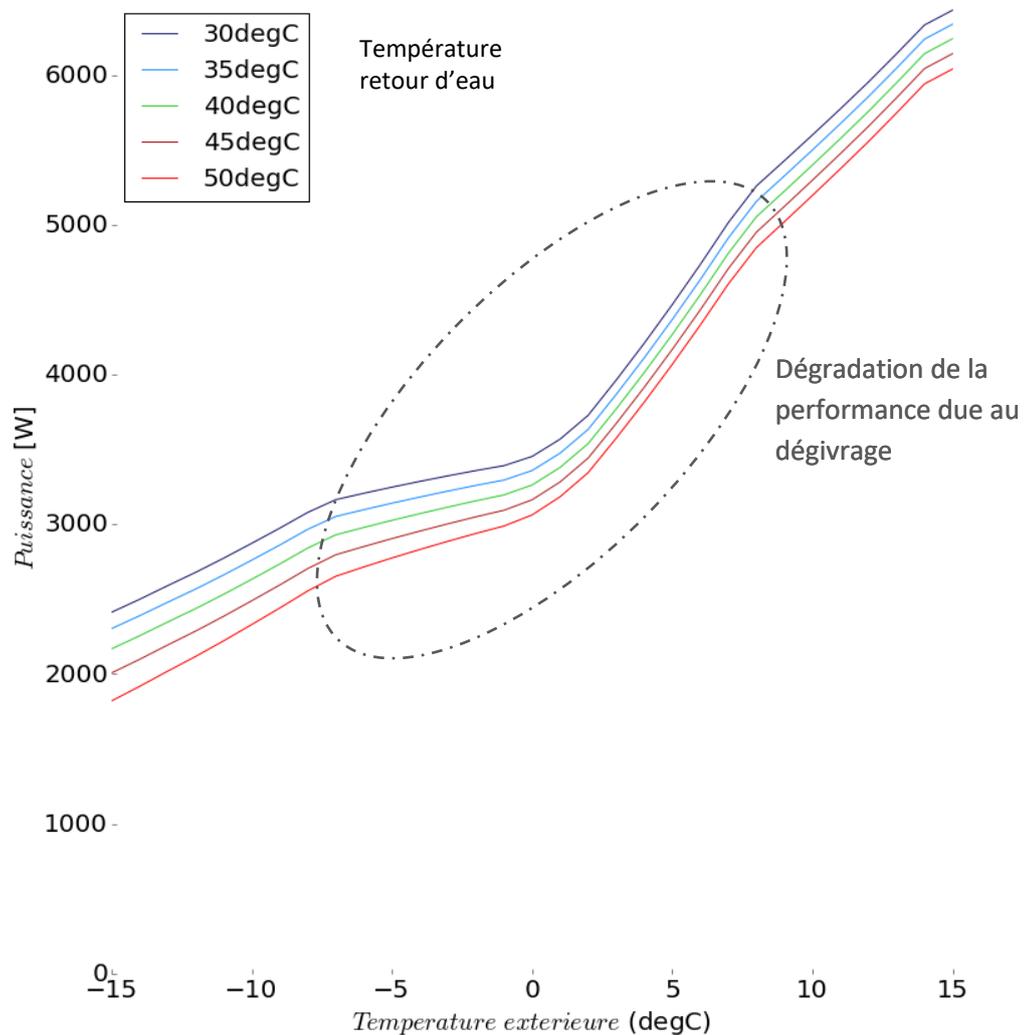


Figure 0-1 : Puissance thermique fournie par la PAC en fonction de la température extérieure et la température de retour d'eau au condenseur

A. 2 Modèle de ballon d'ECS

Le ballon est discrétisé en N couches horizontales cylindriques de même hauteur dz , volume V_i et surface de base S_b (17). Les couches sont numérotées de bas en haut. Chaque couche est caractérisée par une température moyenne T_i . L'alimentation en eau se fait dans la couche 1, le puisage dans la couche N. Le bilan thermique d'une couche courante i s'écrit, à chaque instant, comme suit :

$$\rho C_p V_i \frac{\partial T_i}{\partial t} = \lambda S_b \frac{T_{i+1} - 2T_i + T_{i-1}}{dz} + \varepsilon_{convection_i} + \dot{m} C_p (T_{i-1} - T_i) + U S_e (T_{ext} - T_i) + P_i \quad (0.9)$$

$$\varepsilon_{convection} = h_{conv} S_b (T_{i+1} - T_i) \quad (0.10)$$

ρ	= densité de l'eau (kg/m ³)
C_p	= chaleur spécifique de l'eau (J/kgK)
V_i	= volume de la couche i (m ³)
λ	= conductivité thermique de l'eau (W/mK)
h_{conv}	= coefficient de convection (W/m ² K)
\dot{m}	= débit massique (kg/s)
U	= coefficient global de transfert de chaleur (W/m ² K)
S_e	= surface latérale de chaque couche (m ²)
S_b	= surface de la base de chaque couche (m ²)
P_i	= puissance injectée dans chaque couche

Cette équation s'écrit respectivement pour les zones du bas ($i=1$) et du haut ($i=N$) comme suit :

$$\rho C_p V_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} = \lambda S_b \frac{T_2 - T_1}{dz} + \varepsilon_{convection_1} + \dot{m} C_p (T_{ef} - T_1) + U S_{e1} (T_{ext} - T_1) + P_1 \quad (0.11)$$

$$\rho C_p V_N \frac{\partial T_N}{\partial t} = \lambda S_b \frac{T_{N-1} - T_N}{dz} + \dot{m} C_p (T_{N-1} - T_N) + U S_{eN} (T_{ext} - T_N) + P_N \quad (0.12)$$

La puissance injectée dans chaque couche (P_i) est la somme de la puissance fournie par la résistance électrique d'appoint (si elle est présente dans la couche i) et de la puissance fournie par l'échangeur en serpentin (dans les couches où il est présent).

$$P_i = P_{\text{échangeur } i} + P_{\text{appoint}} \quad (0.13)$$

- Dans le cas de l'appoint électrique, on considère un rendement parfait entre la puissance électrique consommée et la puissance injectée.
- Pour l'échangeur on considère dans chaque couche un bilan thermique entre l'eau circulant à l'intérieur de l'échangeur et l'eau du ballon :

$$P_{\text{échangeur } i} = h \frac{S_{\text{éch}}}{N_{\text{éch}}} (T_{\text{fluide éch}} - T_i) \quad (0.14)$$

$P_{\text{échangeur } i}$	= puissance injectée par l'échangeur dans la couche i
h	= coefficient global de transfert de chaleur (W/m ² K)
$S_{\text{éch}}$	= surface de l'échangeur (m ²)
$N_{\text{éch}}$	= nombre de couches où l'échangeur est présent
$T_{\text{fluide éch}}$	= température du fluide dans l'échangeur (K)

L'alimentation en eau chaude de l'échangeur est faite par la couche la plus élevée où il est présent, la sortie d'eau du serpentin est donc réalisée par la couche la plus basse où il est présent.

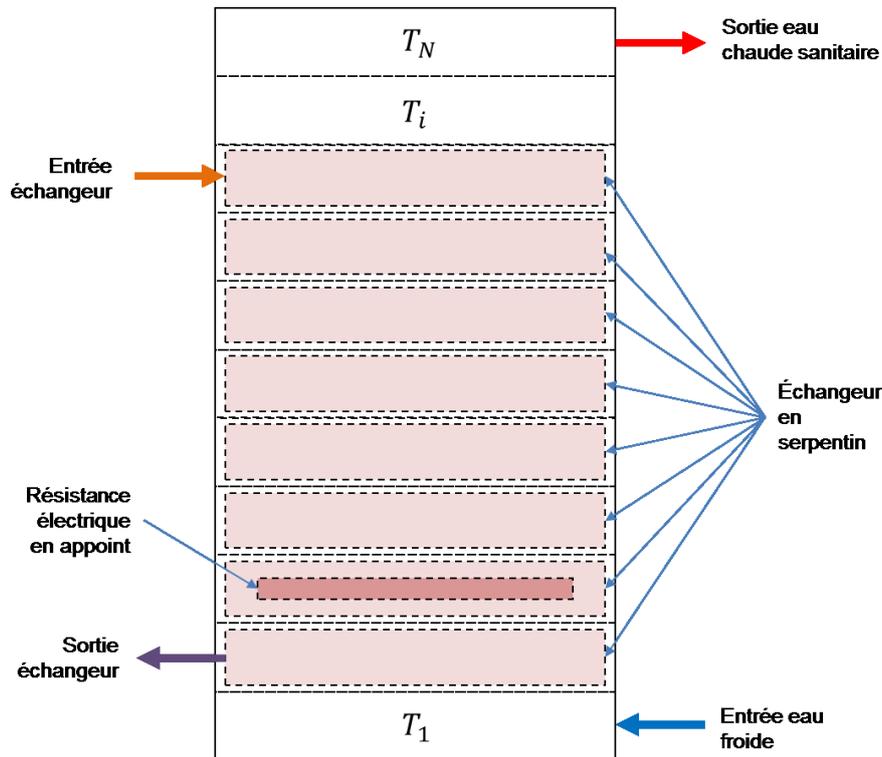


Figure 0-2 : Schéma du modèle de ballon d'ECS sous Modelica – Dymola

A. 3 Modèles de régulation

A. 3. 1 Régulation de la fréquence du compresseur

Ce modèle reproduit la régulation présente dans la machine testée sur le banc de test semi-virtuel. La régulation d'une PAC air/eau a comme objectif de fournir en toutes circonstances la puissance thermique dont la maison et le ballon d'ECS ont besoin, sous forme d'un débit d'eau à la température adéquate.

Cette température varie en fonction du mode de fonctionnement (ECS ou chauffage) et de la température extérieure. La température de consigne de l'eau de sortie pour la production d'ECS est normalement constante (55°C par exemple), indépendamment de la température extérieure. La température de chauffage varie en fonction de la température de l'air extérieur.

Les pompes à chaleur actuelles sont équipées de compresseurs à vitesse variable pour adapter la fréquence de rotation aux besoins thermiques demandés. Par conséquent, un modèle de régulateur de la fréquence du compresseur a été développé.

Ce modèle a comme entrées le mode de fonctionnement de la PAC (marche/arrêt, besoins de chauffage/ECS), la température extérieure, la température de consigne donnée par la loi d'eau et les températures d'entrée et/ou de sortie de l'eau dans le condenseur. Les sorties du modèle sont la fréquence et la commande de marche/arrêt du compresseur. La Figure 0-3 montre schématiquement le modèle.

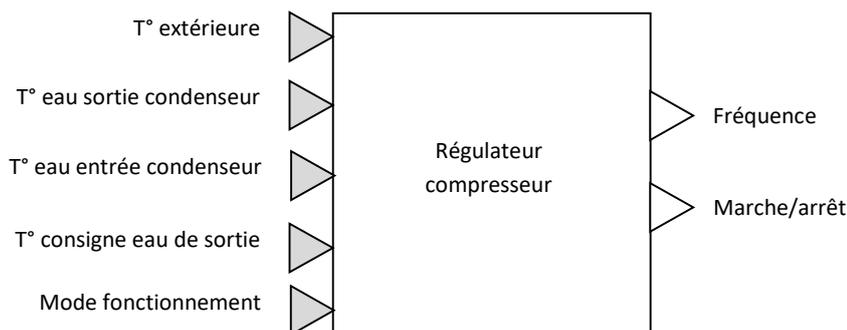


Figure 0-3 : Schéma du modèle de régulateur du compresseur

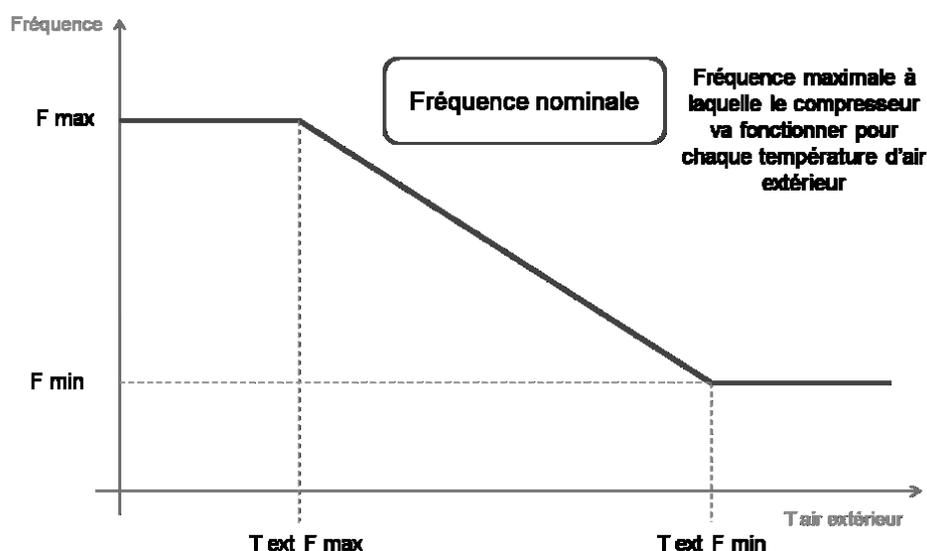


Figure 0-4 : Modulation de la fréquence du compresseur en fonction de la température extérieure

La régulation de la fréquence est déterminée à l'aide de plusieurs paramètres :

- **Fréquences minimale (F_{\min} - Hz) et maximale (F_{\max} - Hz) de fonctionnement** : déterminées par les caractéristiques physiques du compresseur (données constructeur), voir Figure 0-4.
- **Fréquence nominale déterminée par la température extérieure** : comme les besoins thermiques sont plus élevés à températures extérieures plus faibles, ce paramètre détermine la fréquence maximale d'opération (appelée nominale) en fonction de la température extérieure, voir Figure 0-4.
- **Étapes du démarrage** : le démarrage du compresseur est progressif, en plusieurs étapes dont on définit la durée et la fréquence imposée.
- **Loi de fréquence** : modulation de la fréquence en fonction de la différence entre la température de l'eau de sortie et sa consigne. Néanmoins la fréquence est toujours délimitée par les fréquences maximale et minimale. Cette loi est déterminée par l'équation (0.15).
- **Hystérésis de température ($\Delta T_{\text{hystérésis}}$)** : bande morte de température autour de la température de consigne d'eau pour l'arrêt ou démarrage du compresseur.
- **Température maximale de fonctionnement** : température de l'eau de retour au entraînant l'arrêt du compresseur de la PAC.
- **Temps minimaux d'arrêt et de marche** : pour éviter des cycles marche/arrêt trop courts.

$$Fréq = \max(\min(f(T_{\text{eau consigne}}, T_{\text{eau sortie condenseur}}, \Delta T_{\text{hystérésis}}, F_{\text{nominale}}), F_{\text{maximale}}), F_{\text{minimale}}) \quad (0.15)$$

Tableau 0-1 : Entrées, sorties et paramètres du modèle de régulation de la fréquence du compresseur

ENTRÉES	PARAMÈTRES	SORTIES
T° eau entrée et sortie condenseur	Fréquence maximale et minimale de fonctionnement	Fréquence
T° extérieure	Fréquence nominale en fonction de la température extérieure	
T° loi d'eau	Fréquence démarrage	
Mode de fonctionnement	Temps minimal arrêt compresseur	
	Temps minimal marche compresseur	
	Bande morte autour de la consigne (loi d'eau) pour démarrer ou arrêter le compresseur	
	Température maximale de l'eau de sortie du condenseur en mode chauffage	
	Température maximale de l'eau de sortie du condenseur en mode eau chaude sanitaire	

Pour tenir compte de tous ces paramètres et conditions, il faut une logique de régulation qui incorpore des états de fonctionnement, des conditions pour passer d'un état à un autre et des temps d'attente entre états. L'outil retenu est le graphe d'état (107). La description du fonctionnement du graphe d'état est visible sur la Figure 0-5.

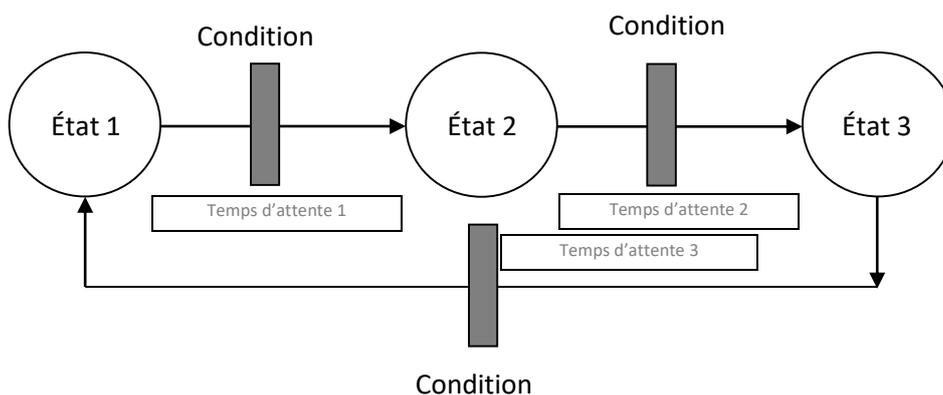


Figure 0-5 : Description du fonctionnement d'un graphe d'état

Avec cet outil, une régulation de la fréquence qui respecte les étapes suivantes a été développée (en fonction de la Figure 0-6) :

1. Si la PAC est en marche et le fonctionnement thermodynamique est autorisé (i.e. la température extérieure est supérieure à la température minimale du fonctionnement thermodynamique, par exemple -15°C) le régulateur mesure la température de l'eau de sortie du condenseur.
2. Si pendant un certain temps (par exemple 3 minutes), cette température est inférieure à la température de consigne d'eau (donnée par la loi d'eau) moins une bande d'hystérésis, le compresseur est prêt à se mettre en route.
3. Lorsque le compresseur a été à l'arrêt pendant *le temps minimal d'arrêt* (8 minutes par exemple), il démarre sauf si le thermostat est installé et qu'il ne détecte pas de besoins de chauffage ou d'ECS.
4. Les étapes du démarrage suivent toujours les mêmes phases :
 - 4.1. Le compresseur démarre à une fréquence inférieure à la fréquence nominale pendant un temps fixé.
 - 4.2. La fréquence augmente ensuite à une certaine vitesse ($x \text{ Hz/min}$) jusqu'à atteindre la fréquence « nominale »).
 - 4.3. La fréquence nominale est maintenue pendant un certain temps.
5. Si la température de l'eau de sortie est différente de la température de consigne, la fréquence est modulée par une loi définie dans l'équation II - 1. 1. 2. vii) .
6. Une fois que le temps minimal de marche du compresseur est atteint, si une des conditions suivantes est remplie le compresseur se met à l'arrêt :
 - 6.1. Si la température de l'eau de sortie dépasse la consigne plus une bande d'hystérésis pendant un certain temps.
 - 6.2. Si la température de l'eau d'entrée dépasse la température maximale de fonctionnement de la PAC en mode chauffage pendant un certain temps.
 - 6.3. Si on est en mode chauffage et la température de l'eau de sortie dépasse la température maximale de fonctionnement de la PAC en mode chauffage pendant un certain temps.
 - 6.4. Si on est en mode ECS et la température de l'eau de sortie dépasse la température maximale de fonctionnement de la PAC en mode ECS plus une bande d'hystérésis.
 - 6.5. S'il n'y a pas des besoins de chauffage ou d'ECS (signal d'arrêt du thermostat).

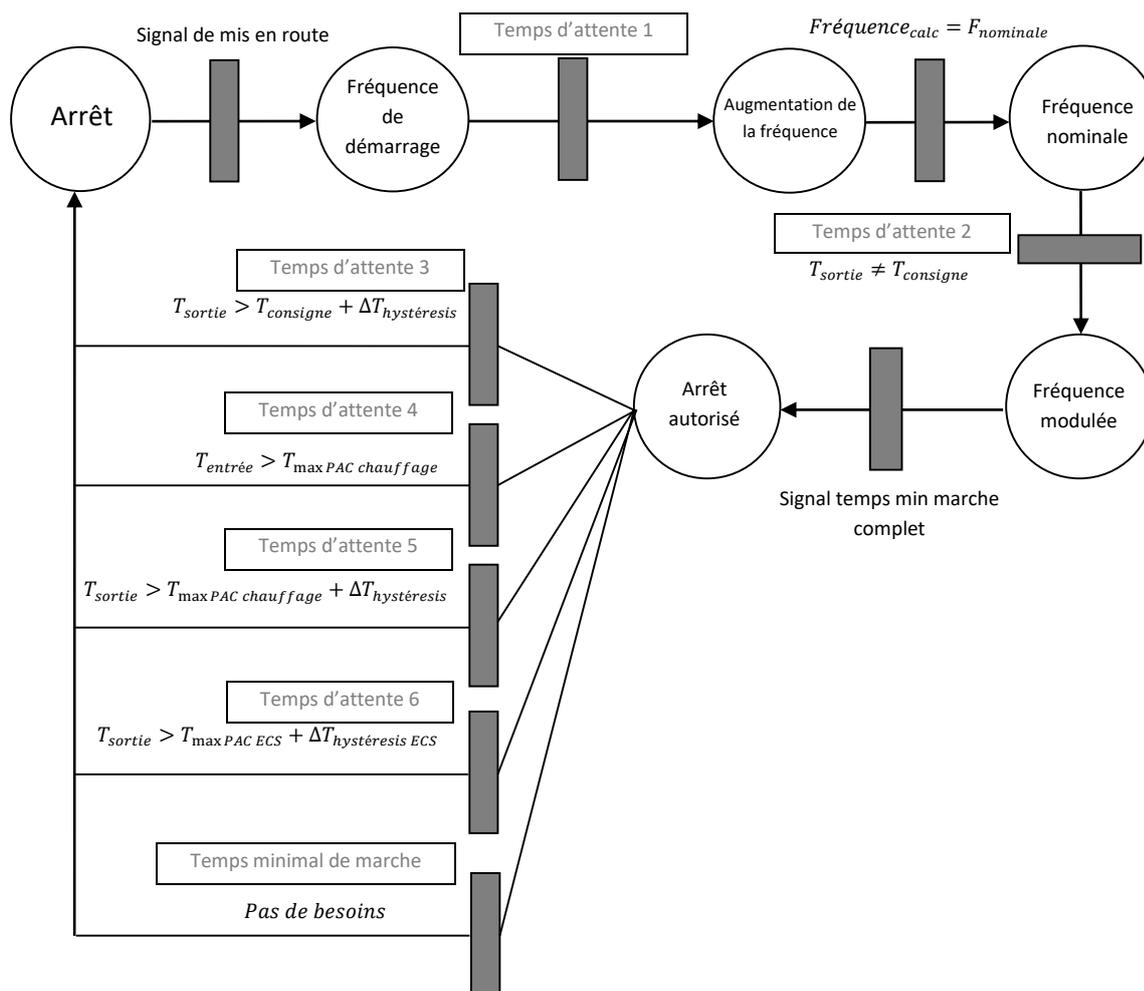


Figure 0-6 : Graphe d'états pour le calcul de la fréquence du compresseur

La Figure 0-7 décrit les différentes phases de régulation de la fréquence avec en haut de la figure, la fréquence commandée par le régulateur ; en bas de la figure, les températures de sortie et d'entrée (retour) d'eau de la PAC. Les différentes phases de régulation sont représentées par les zones Z0 (fréquence de démarrage), Z1 (augmentation constante de la fréquence), Z2 (fréquence nominale maintenue), Z3 (modulation de la fréquence) et Z4 (fréquence minimale imposée comme limite inférieure).

En effet, la Figure 0-7 montre la régulation de la fréquence suivant la logique de régulation. Quand la température de sortie du condenseur dépasse la consigne, la fréquence est modulée pour maintenir la température de sortie proche de la consigne.

Néanmoins, même à fréquence minimale, la température de sortie peut dépasser en continu la consigne. Dans ce cas le compresseur s'arrête. Ceci peut arriver si la puissance minimale de la PAC est supérieure aux besoins thermiques ou bien s'il y a un mauvais réglage de la loi d'eau. Dans ce dernier cas la PAC peut être bien dimensionnée mais pas bien paramétrée, ce qui provoque des inconforts et dysfonctionnements.

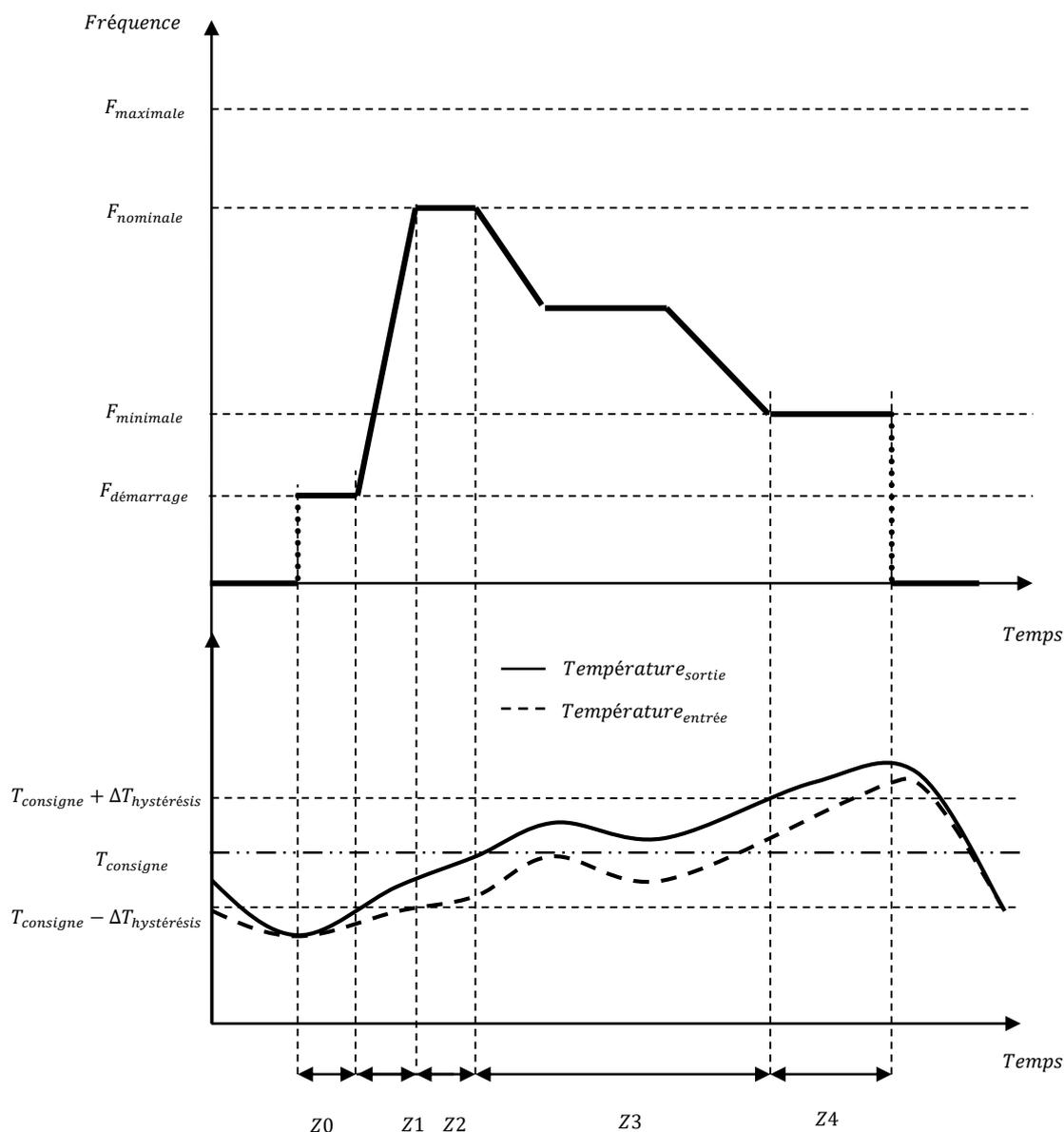


Figure 0-7 : Représentation de la fréquence du compresseur en fonction de la température de l'eau

A. 3. 2 Régulation de la gestion de la production de chauffage et ECS

La PAC air/eau étudiée est conçue pour la production de chauffage et d'ECS de façon alternée. Soit l'eau chaude passe à travers des radiateurs pour chauffer la maison, soit elle passe à travers l'échangeur submergé dans le ballon d'ECS pour le chauffer. Cette alternance doit être réglée par un régulateur selon des intervalles de fonctionnement. L'objectif est de respecter la température de consigne de la maison et la température de consigne du ballon, tout en optimisant la consommation énergétique.

Afin de choisir la répartition du temps dans chaque circuit deux modèles de régulateurs de premier niveau ont été développés. Ils reproduisent le comportement du régulateur de la pompe à chaleur testée dans le banc de test semi-virtuel.

- Détermination des besoins de chauffage et d'ECS par un régulateur de premier niveau

Les besoins d'ECS sont déterminés par la température de l'eau dans le ballon. Une consigne de température (par exemple 55°C) est fixée comme cible en haut du ballon. Le témoin de besoins s'active lorsque la température mesurée dans le ballon est inférieure à cette consigne moins une bande morte (5°C par exemple) et il se désactive lorsque la température du ballon dépasse la consigne.

Les besoins de chauffage sont pris en compte si la température extérieure est inférieure à la température dite de non-chauffage, température extérieure à partir de laquelle la fonction chauffage est à l'arrêt ($T_{ext} = 15\text{ °C}$, par exemple). Dans ce cas, ces besoins sont détectés soit par un thermostat d'ambiance ou bien grâce à la loi d'eau (par la mesure de la température de l'eau de retour de chauffage). Le thermostat d'ambiance envoie un signal d'activation quand la température de la pièce est en dessous de la consigne moins une bande morte (1°C par exemple) pendant un certain temps. La désactivation se produit quand la température est supérieure à la température de consigne plus une bande morte (1°C par exemple) pendant un certain temps.

La Figure 0-8 montre un schéma du diagramme d'états pour ce régulateur.

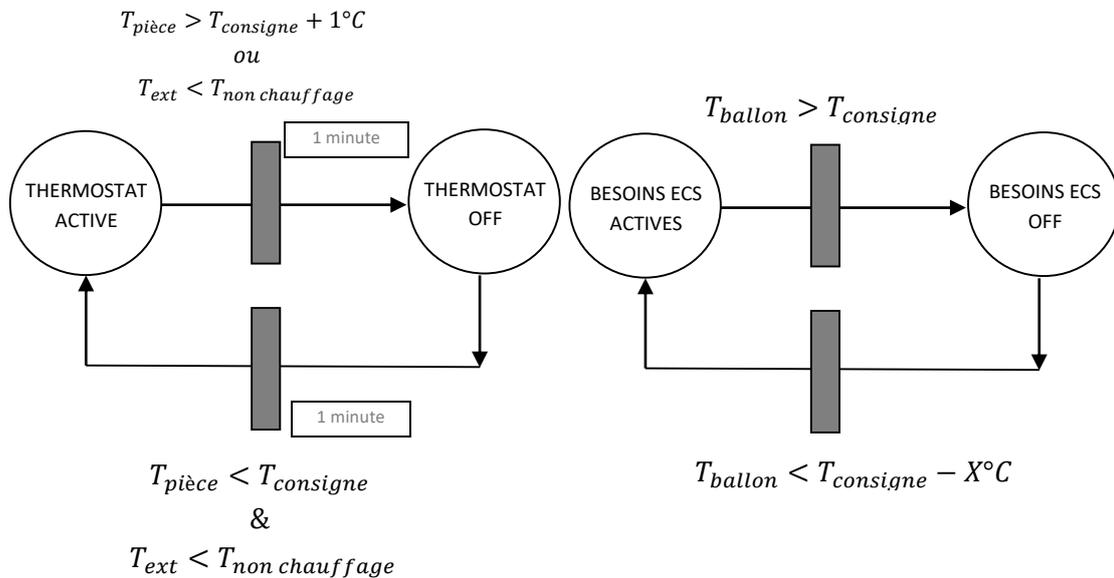


Figure 0-8 : Diagramme des états du module « Témoin de besoins »

- Détermination des plages temporelles de fonctionnement (ballon ou circuit de chauffage) par un régulateur de premier niveau

On peut définir comme paramètres les séquences de fonctionnement : la durée de production d'ECS et la durée de production de chauffage. La description de la régulation est résumée sur la Figure 0-9. Quand la durée maximale de fonctionnement dans un mode est atteinte, la régulation de la PAC bascule automatiquement vers l'autre circuit ; néanmoins, ces séquences peuvent être raccourcies dans les cas suivants :

- Le thermostat d'ambiance indique qu'il n'y a pas besoin de chauffage : la séquence de chauffage finit plus tôt.
- La température dans le ballon dépasse la consigne pendant un certain temps (10 secondes par exemple) : la séquence de production d'ECS finit plus tôt.

Comme la production d'eau chaude sanitaire est prioritaire par rapport au chauffage, si pendant un cycle de chauffage le témoin de besoins d'ECS s'active l'appoint électrique du ballon se met en route pour prendre la relève.

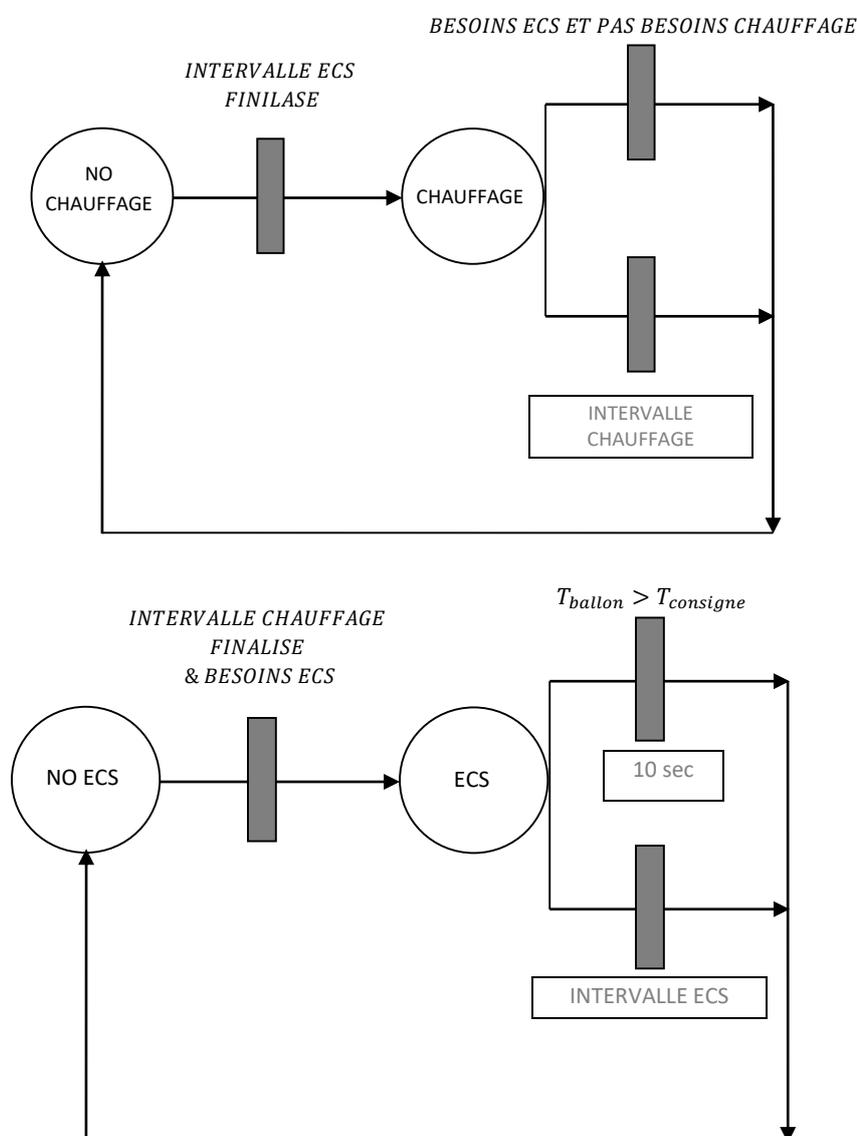


Figure 0-9 : Diagramme d'états pour la définition des intervalles de chauffage et ballon ECS

Ainsi on développe un modèle de régulateur capable de déterminer les besoins de chauffage et d’ECS et les intervalles d’alternance entre le circuit de chauffage et le ballon d’ECS.

Les entrées nécessaires sont les températures d’air extérieur et intérieur et la température de l’eau dans le ballon (voir Figure 0-10).

Les paramètres à renseigner sont : la température de consigne de la maison et du ballon d’ECS, les bandes mortes de température autour des consignes, la température de l’air extérieur pour arrêter le chauffage et les intervalles de fonctionnement de chaque circuit.

Quand le thermostat d’ambiance n’existe pas la PAC régule le fonctionnement du chauffage en fonction de la température de retour d’eau et de la température de l’air extérieur. En conséquence, le système ne se met pas complètement à l’arrêt (le circulateur fonctionne pour permettre l’évaluation de la température d’eau) sauf si la température extérieure dépasse la température d’arrêt de chauffage (15°C par exemple).

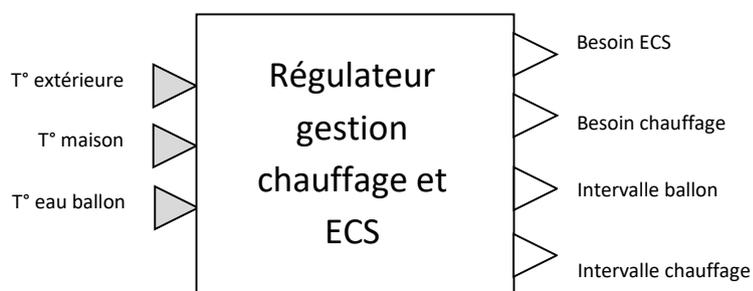


Figure 0-10 : Schéma du modèle de régulateur pour la gestion du chauffage et de l’ECS

Tableau 0-2 : Entrées, sorties et paramètres du modèle du régulateur pour la gestion du chauffage et l’ECS

ENTREES	PARAMETRES	SORTIES
T° air extérieur	Plages temporelles pour la production de chauffage et ECS	Besoins ECS (valeur booléenne)
T° air intérieur	T° consigne pièce	Besoins chauffage (valeur booléenne)
T° eau chaude sanitaire	T° consigne ballon	Production chauffage (valeur booléenne)
	Bande morte pour la régulation de la température intérieure	Production ECS (valeur booléenne)
	T° air intérieur pour arrêter le chauffage	
	T° air extérieur pour arrêter le chauffage	

A. 3. 3 Régulation du mode de fonctionnement

La pompe à chaleur peut présenter différents modes de fonctionnement en fonction de la température extérieure, de l'état du compresseur, des besoins d'ECS et de chauffage et des intervalles de fonctionnement. Ces modes de fonctionnement déterminent aussi l'autorisation du fonctionnement des appoints électriques (un submergé dans le ballon d'ECS et l'autre situé à la sortie du condenseur de la PAC). Les modes de fonctionnement sont énumérés de 1 à 9 dans le Tableau 0-3 et dans le Tableau 0-4 .

La température extérieure limite le fonctionnement thermodynamique de la PAC : au-dessous d'une certaine température (-15°C par exemple), le chauffage et la production d'ECS ne sont plus assurés par le cycle thermodynamique, ce sont les appoints électriques qui prennent la relève.

L'état du compresseur et les intervalles de fonctionnement jouent sur la vitesse du circulateur. Pendant un intervalle de chauffage ou d'ECS, si le compresseur est à l'arrêt à cause du cyclage, la vitesse du circulateur se réduit par rapport à la vitesse nominale.

Tableau 0-3 : Mode de fonctionnement de la PAC avec THERMOSTAT d'ambiance

Compresseur	Besoins	Intervalle	$T_{ext} < T_{limite\ thermo}$	$T_{limite\ thermo} < T_{ext} < T_{arrêt\ chauffage}$	$T_{ext} > T_{arrêt\ chauffage}$
Marche	ECS	Ballon	Mode de fonctionnement impossible	2	
	Chauffage	Radiateurs		1	Mode de fonctionnement impossible
	ECS + Chauffage	Ballon		2	
		Radiateurs		3	
Arrêt	ECS	Ballon	4	8	
	Chauffage	Radiateurs	6	7	Mode de fonctionnement impossible
	ECS+ Chauffage	Ballon	5	8	
		Radiateurs		7	Mode de fonctionnement impossible
-	NON	Ballon	9		
		Radiateurs			

Tableau 0-4 : Mode de fonctionnement de la PAC sans THERMOSTAT d'ambiance

Compresseur	Besoins	Intervalle	$T_{ext} < T_{limite\ thermo}$	$T_{limite\ thermo} < T_{ext} < T_{arrêt\ chauffage}$	$T_{ext} > T_{arrêt\ chauffage}$
Marche	ECS	Ballon	Mode de fonctionnement impossible	2	2
		Radiateurs		3	
	NO	Radiateurs		1	Mode de fonctionnement impossible
Arrêt	ECS	Ballon	4	8	
		Radiateurs	5	7	Mode de fonctionnement impossible
	NON	Radiateurs	6		9

A. 3. 4 Régulation de l'appoint électrique de la PAC

Quand la puissance délivrée par la PAC n'est pas suffisante pour que la température de l'eau atteigne la consigne imposée par la loi d'eau, l'appoint électrique situé en aval du condenseur peut démarrer. Le signal de démarrage est envoyé dans les conditions suivantes :

1. L'appoint doit être autorisé par le régulateur principal (comme expliqué dans la section 0) et il a dû être à l'arrêt pendant le temps minimal d'arrêt (anti court cycle).
2. Il y a un temps de retard pour mettre en route l'appoint, afin de favoriser le fonctionnement thermodynamique. Ce temps est pris en compte seulement si on se trouve initialement en fonctionnement thermodynamique.
3. La température de sortie du condenseur est inférieure à la consigne moins une bande morte (8°C par exemple).
4. La température extérieure doit être inférieure à une valeur déterminée par un paramètre (température d'autorisation de l'appoint).

Au contraire, pour arrêter l'appoint, seule une des conditions suivantes doit être remplie :

1. La température extérieure dépasse la température d'autorisation de l'appoint (plus l'intervalle de bande morte, 2 °C par exemple) pendant un certain temps.
2. La température de sortie du condenseur est inférieure à la consigne moins une bande morte (2 °C par exemple).
3. Il y a eu un changement de mode de fonctionnement.

Toutes ces conditions peuvent être représentées dans un diagramme d'états, comme indiqué sur la Figure 0-11.

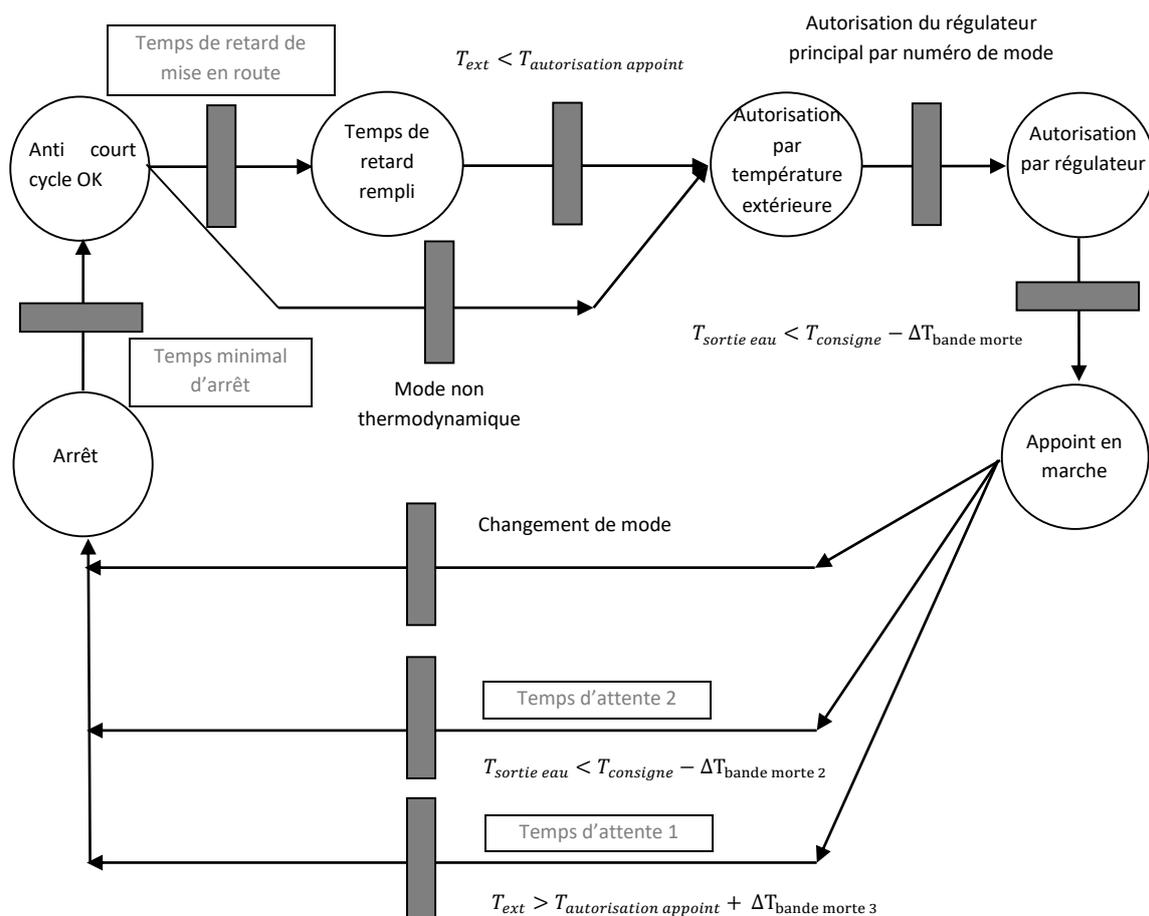


Figure 0-11 : Diagramme d'états de la régulation de l'appoint électrique de la PAC

A. 3. 5 Régulation de l'appoint électrique du ballon d'ECS

Le modèle de ballon d'eau chaude sanitaire incorpore une résistance électrique d'appoint. L'activation de cette résistance électrique dépend du mode de fonctionnement de la PAC et de la température d'ECS dans le ballon.

La pompe à chaleur chauffe le ballon quand celle-ci est en mode thermodynamique et dans un intervalle de production d'ECS. Néanmoins, si elle n'arrive pas à atteindre la consigne, l'appoint électrique prend la relève pour chauffer l'eau.

Comme pour l'appoint du condenseur, il y a certaines conditions à remplir pour activer la résistance du ballon :

1. La PAC a dû être à l'arrêt pendant le temps minimal d'arrêt (anti court cycle).
2. Si on est en mode thermodynamique, il existe un temps de retard de mise en route pour favoriser le comportement thermodynamique.
3. La température du ballon doit être inférieure à la consigne moins une bande morte de température.

Une seule des deux conditions suivantes doit être satisfaite pour le mettre à l'arrêt :

1. La température du ballon doit dépasser la consigne plus une bande morte de température pendant un certain temps (15 secondes par exemple).

2. Il y a un changement de position de la vanne 3 voies.

Toutes ces conditions peuvent être représentées par un diagramme d'états, comme montré sur la Figure 0-12.

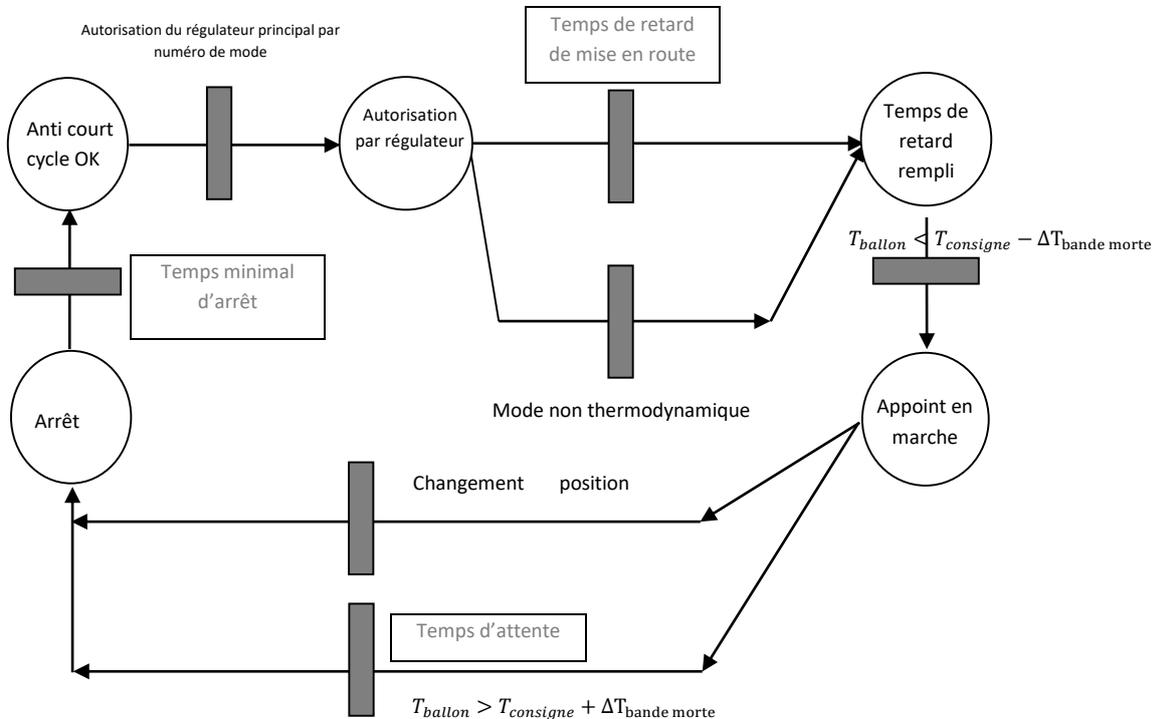


Figure 0-12 : Schéma de régulation de l'appoint électrique du ballon

A. 4 Modèle de bâtiment

Pour notre étude nous utilisons un modèle de maison individuelle typique du parc résidentiel français. Il s'agit d'un bâtiment de 100 m² dont les caractéristiques d'isolation des murs correspondent à la réglementation thermique de 1974 (ces caractéristiques peuvent être consultées dans (108)).

La modélisation thermique des bâtiments réalisée sous Modelica utilise comme connecteurs entre les différents éléments modélisés des "ports thermiques" définis par un vecteur de deux variables associant un potentiel (la température) et un flux (la chaleur). Ainsi l'interface du modèle de maison utilisé est réalisée par trois ports permettant de faire interagir le bâti avec son environnement : un port sur l'air extérieur, un port sur la température équivalente du ciel et un port sur le nœud d'air intérieur.

La Figure 0-13 illustre le modèle issu de la bibliothèque BuildSysPro (17) pour une maison individuelle avec l'hypothèse de l'utilisation d'un seul volume (monozone).

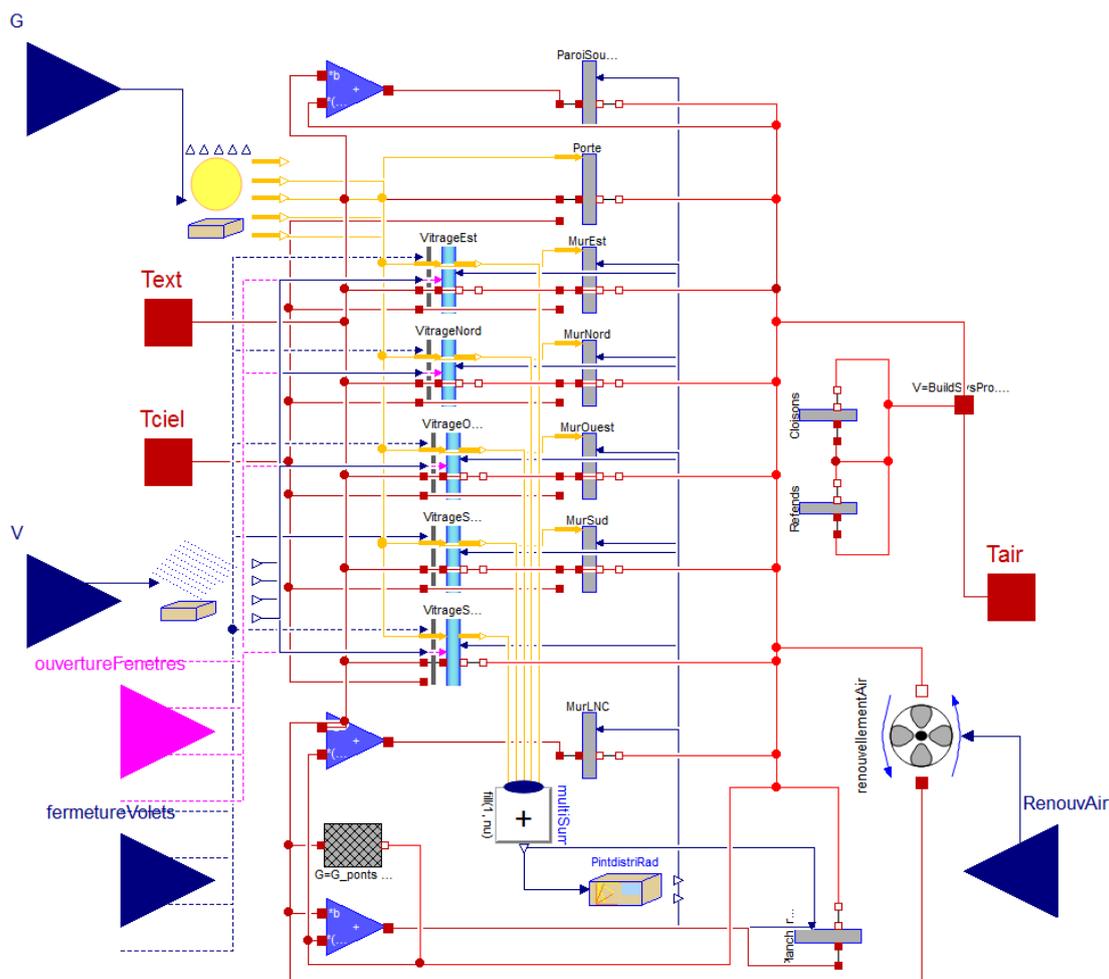


Figure 0-13 : Composition du modèle de la maison individuelle sous Modelica – Dymola

A. 5 Modèle de réseau hydraulique

Le modèle de réseau hydraulique est composé des tuyaux, radiateurs et des robinets thermostatiques. La Figure 0-14 montre un assemblage de ces composants sous Dymola. Ce modèle d'assemblage permet de réaliser un réseau hydraulique de plusieurs radiateurs avec une structure bitube. Les vecteurs « HOT_IN » et « COLD_IN » sont des entrées de débit et température d'eau de la boucle de radiateurs (départ et retour de la boucle, respectivement), les vecteurs « HOT_OUT » et « COLD_OUT » sont utilisés pour connecter ce modèle à d'autres modèles similaires de radiateurs dans une structure bitube. Nous pouvons également choisir la température de consigne envoyée au robinet thermostatique « T_setpoint » et le débit maximal d'eau qui circule à travers du radiateur « D_max_rad » (pour simuler l'équilibrage du réseau). Le modèle doit être connecté au nœud d'air d'une pièce de la maison au travers du port « T_room_i », ce qui permet de calculer les échanges thermiques et donc la température à l'intérieur de la pièce. Finalement la sortie « D_bypass » permet de connaître la différence de débit entre le débit maximal du radiateur et le débit effectif envoyé par le robinet thermostatique (qui agit comme un régulateur PI en fonction de la température à l'intérieur de la pièce).

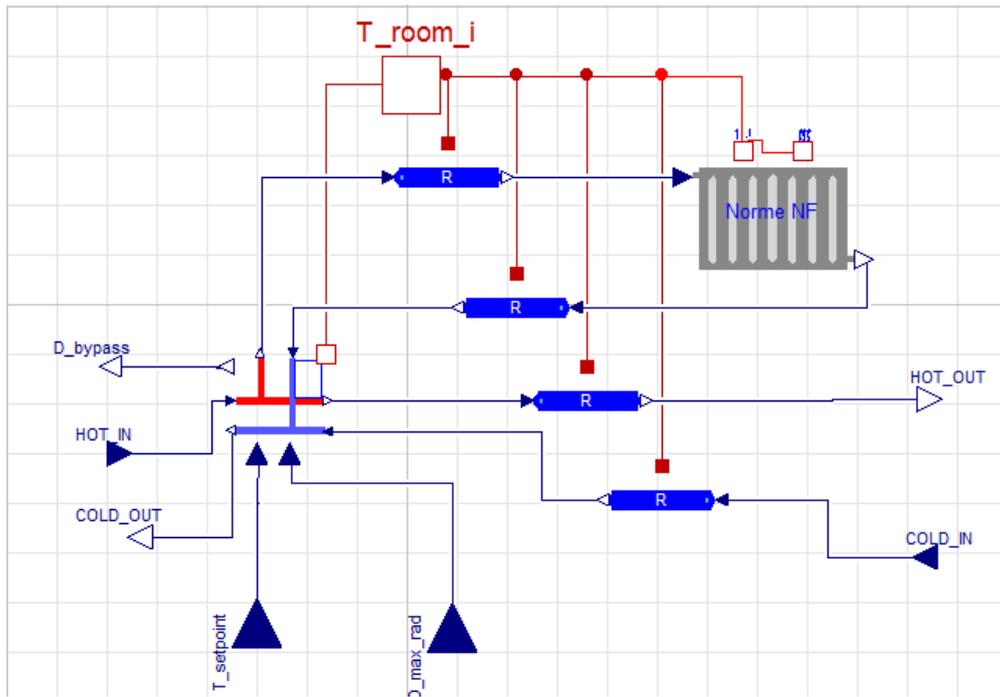


Figure 0-14 : Assemblage des modèles de radiateur, robinet thermostatique et tuyaux

A. 5. 1 Tuyaux

Le modèle de tuyaux permet de calculer les pertes thermiques de l'eau chaude qui traverse le circuit vers l'air ambiant. Il simule également le volume d'eau présent dans le circuit et son inertie thermique.

Les entrées du modèle sont la température ambiante, les températures et débits d'eau chaude, les sorties sont la température de la surface du tuyau et le flux de chaleur entre le tuyau et l'air ambiant. Sa géométrie peut être paramétrée en fonction de la longueur, le diamètre et l'épaisseur du métal et de l'isolant.

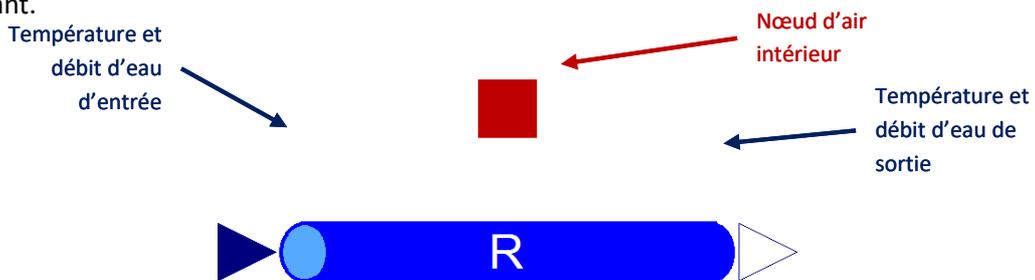


Figure 0-15 : Modèle de tuyau hydraulique sous Modelica-Dymola

A. 5. 2 Radiateurs

Le modèle de radiateur permet de calculer la puissance émise dans l'air ambiant et la température de l'eau à la sortie du radiateur. La modélisation repose sur la discrétisation du radiateur en N tranches disposées en série. Pour le calcul, on pose l'hypothèse que la température est homogène pour une tranche donnée. La température d'entrée de la tranche n+1 est égale à celle de la tranche n. Chacune des N tranches fait l'objet d'un bilan enthalpique avec un terme d'apport (fourni par l'eau chaude), d'accumulation (inertie de la tranche) et de pertes (flux de chaleur vers la pièce).

La modélisation du radiateur repose sur les hypothèses suivantes :

- le fluide est incompressible et ses propriétés thermophysiques sont indépendantes de la température
- la température d'ambiance est homogène
- dans chaque tranche, la température est homogène
- le débit d'eau est le même dans chacune des tranches du radiateur

Les entrées du modèle sont la température ambiante, les températures et débits d'eau chaude, les sorties sont la température de la surface du radiateur et le flux de chaleur. Les paramètres à renseigner sont la puissance nominale (déterminée suivant la norme européenne EN 442 pour une différence de température entre la surface du radiateur et l'air ambiant de 50 K), le type de radiateur (en fonte, en aluminium ou en acier), afin de déterminer l'inertie thermique du radiateur.

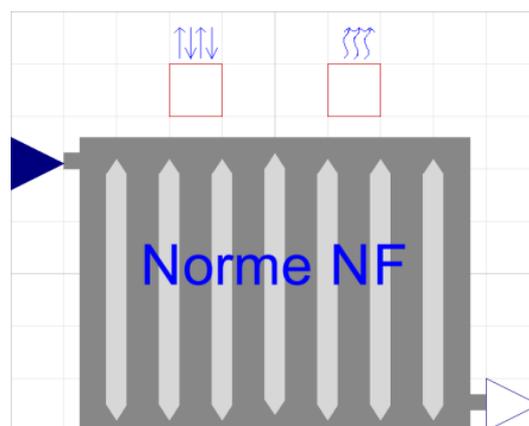
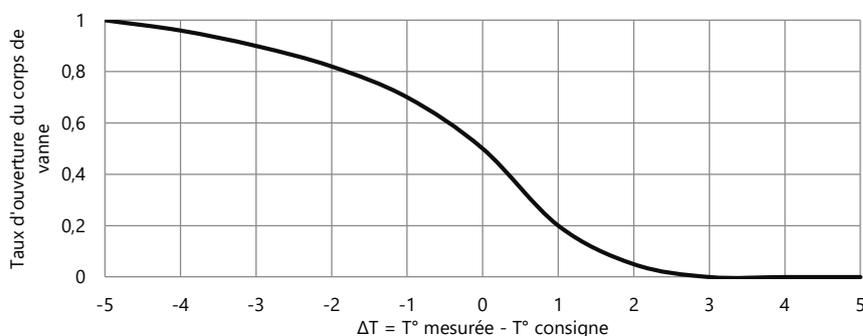


Figure 0-16 : Modèle de radiateur sous Modelica – Dymola

A. 5. 3 Robinet thermostatique

Le modèle de robinet thermostatique incorpore des positions qui correspondent à différentes températures de consigne de l'air intérieur comme représenté dans la Figure 0-17. Selon les bancs d'essais réalisés par (109), le comportement des robinets thermostatiques dépend de l'écart à la température de consigne avec une relation non linéaire comme représenté sur la Figure 0-17. Cette figure montre l'évolution du coefficient K_v (K_v représente l'autorité de vanne qui est proportionnelle au débit) par rapport à la température mesurée par la tête thermostatique.



Position	Température de consigne (°C)
*	7.5
1	12
2	15
3	18
4	21
5	24

Figure 0-17 : Relation entre le taux d'ouverture du robinet thermostatique et la différence de la température ambiante à la température de consigne (109)

Annexe B : Article : Banc de test semi-virtuel

Soumis à *Applied Energy* le 28 juillet 2016, accepté le 25 novembre 2016

Hardware in the loop test bench using Modelica: A platform to test and improve the control of heating systems

Alberto Tejada De La Cruz ^{a,b,†}, Philippe Riviere ^b, Dominique Marchio ^b, Odile Cauret ^a, Anamaria Milu ^a

^a Energy Systems in Buildings Group, ENERBAT Department, EDF R&D, Moret sur Loing, France

^b CES-Centre for Energy Efficiency of Systems, MINES ParisTech, PSL Research University, Paris, France

Highlights

- New HIL test bench to assess performances and control strategies for HVAC systems.
 - Real time building simulation is connected to the HVAC system to be tested.
 - Dynamic conditions inside the building are simulated using a Modelica building model.
 - An AWHP is tested and several improvements of control strategies are highlighted.
 - The methodology presented lowers the time to market of the development process.
-

Abstract

HVAC manufacturers make important investments to develop more efficient technologies for space heating (SH) and domestic hot water generation (DHW). Among these technologies, this article focuses on Double service air-to-water-heat-pumps (AWHP). The control of AWHP strongly impacts their performances, so that manufacturers of AWHP need to optimize the control of their systems to increase their performances. This paper presents the implementation of a Hardware-In-the-Loop – HIL – real time simulation test bench for AWHP. The new test bench proposed uses real weather conditions and simulates building's and occupants' response thanks to a virtual model. This test bench allows R&D departments and manufacturers to test several heating systems in parallel as well as different control options. It may also limit the need for field testing. It thus has the potential to reduce the cost and time required for AWHP development-to-market process. The test bench presented in this paper is used for a specific AWHP and a typical building in France. The analysis of the impact of the heat pump's control on the system dynamics and on the indoor thermal comfort enables to highlight control issues related to the heating curve, the DHW management and the defrost process of AWHP. Optimized control parameters throughout time are proposed in view of reaching lower consumption and better performances. This case study shows the potential of the HIL test benches for manufacturers to optimize the development of their products controls.

Keywords:

HIL

Building simulation

Heat pump

DHW

Control parameters

B. 1 Introduction

In Europe, the increasingly restricting environmental regulations push the residential building sector to replace polluting fossil fuel boilers with more environmentally friendly technologies. For this purpose, manufacturers have made important investments in Research and Development (R&D) in order to develop more efficient technologies for space heating (SH) and domestic hot water generation (DHW). Double service air-to-water-heat-pumps (AWHP) are suitable for this purpose as they can supply space heating and domestic hot water while reducing CO₂ emissions (110). However, AWHP performances are dependent on their control and commissioning (111), which pushes manufacturers to improve control systems embedded in their machines (112).

Energy management of double service AWHP systems (non-simultaneous generation of space heating and domestic hot water) is critical to avoid any discomfort and to ensure good performances (113). Standard controls are not usually adapted either to all type buildings or to all kind of hot water tapping profiles (48). Moreover, due to operating conditions, frost accumulates on the evaporator forcing a defrost process. Thermal comfort and heat pump performances are negatively impacted (114).

In this context, this article presents a hardware-in-the-loop (HIL) test bench capable of evaluating the impact of different control parameters settings on the seasonal performances of an AWHP and on the occupants' comfort. We focus on investigating the impact of different parameters settings on the dynamics of the AWHP, the DHW tank and the building. The test bench presented allows R&D departments and manufacturers to test several of their products simultaneously by connecting them to virtual buildings, in order to test different control parameters settings under real weather conditions.

B. 1. 1 Development of residential heating systems: R&D current practices

Nowadays, heating technologies manufacturers invest field tests and prototypes validation in R&D before commercializing any system. After the design step, prototypes must be built in order to test performances and to check the viability of the system (115). Once the prototype is validated, manufacturers pass through the step of testing their systems under real conditions. This step allows them to verify the adaptation of the product to the behaviour of both the buildings and the occupants as well as to try different parameters settings to improve their product's operation. These field tests are also an opportunity to identify design errors to be corrected in new prototypes.

However, field tests in real buildings, as stated in (116), (117), (118) and (119), are costly operations that need the authorization of the customers and which are usually not representative of the adaptability of the system to different buildings. Moreover, the parameters settings configuration cannot be freely tested, as they may affect the comfort of the occupants as well as the reliability of the system. In addition, when design errors are identified, manufacturers are forced to replace systems with the associated costs of de-commissioning.

There is also a high interest in comparing different technologies or different catalogue or innovative products under the same boundary conditions, i.e. weather, building and occupants. However, during a field test campaign this is not feasible because the buildings and occupants differ. Even when a large field trial is performed, as the one done in the UK by Energy Saving Trust (120), it is difficult to compare systems performances installed in different houses and under different weather conditions. As a response to these challenges, this paper presents a solution for manufacturers and R&D laboratories

to compare and test heating systems technologies under real weather conditions, yet using virtual models to represent the same building characteristics and behaviour of their occupants.

As presented in Figure 0-18, the presented test bench improves the development process of heating systems by reducing and improving the validation steps: semi-virtual test benches increase the possibilities of testing products in a larger range of buildings and using different control parameter settings.

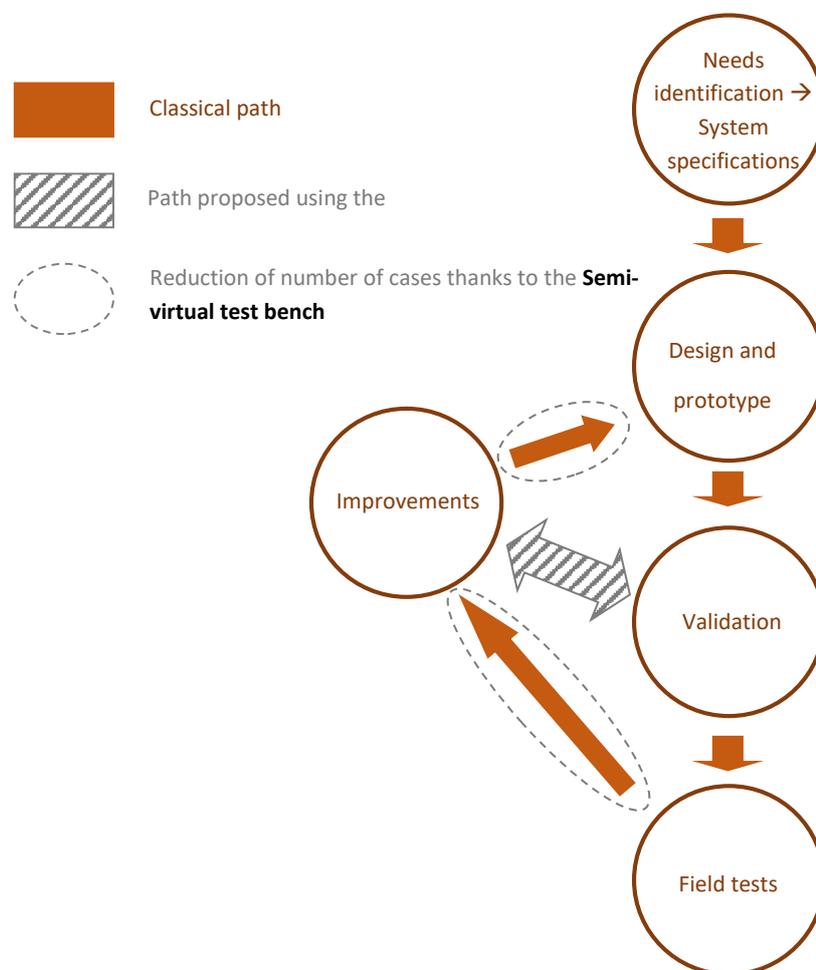


Figure 0-18: Improvement of the development process of heating system technologies

The current R&D roadmap for emerging HVAC technologies (121) focuses on innovative initiatives that accelerate the development of technologies; initiatives that produce near-term improvements as well as those which advance the development of next generation or transformational technologies. The test bench and methodology presented in this paper meet these expectations.

B. 1. 2 Current platforms

There are already existing platforms which are used for evaluating heat pumps seasonal performances and influence of control parameters. Table 0-19 shows a synthesis of different configurations:

completely real systems (i.e. field tests), hybrid systems (as the HIL test bench presented in this document) or totally virtual systems.

Field tests are distinguished by using real systems installed in dwellings of customers. They are commonly carried out in order to assess heat pumps performances in real-life conditions as well as to evaluate the impact of installation practices and customer behaviours on seasonal performances (116) (117). Field tests have also been used to check whether the design of the heat pump was appropriate to the facility where it has been installed (118) or to evaluate different operation conditions (119).

Semi-virtual test benches include a virtual part (usually the building) and a real part (the heating system to be tested). Different simulation environments have been used for this purpose. Matlab/Simulink was used by Bianchi in 2005 (122) to develop a heat pump test bench in order to compare different brine-to-water heat pump controls under real operating conditions. The thermal behaviour of a house and the thermal behaviour of an earth probe are emulated through real-time models. Another test bench for geothermal heat pumps was used by Riederer in 2009 (123) using the Matlab/Simulink environment as well. The purpose of this test bench was to evaluate seasonal performances of geothermal heat pumps obtained by reduced tests. Lazrak (124) used in 2015 a semi-virtual test bench to model and characterize thermal systems using renewable energy for building applications. These benches make it possible to link virtual models and real hardware by coupling simulated and real parts of the system. Several other real-time applications are based on simulated Modelica models. In 2005 Bäckman (125) used Modelica in order to train operators in pulp and paper industry by running simulations in real time connected to the control system of the plant. In 2014, Baltzer (126) implemented a HIL test bench using Modelica in order to support the development of components and operational strategies in the automotive industry. In 2015, Schneider (127) developed a HIL test bench using Modelica in order to investigate the interaction of a real circulation pump with the hydronic network of a virtual energy and control system. All these test benches have in common the simulation of outdoor conditions using a computer model and the use of a cold water generation plant to simulate the external water/brine source conditions. This is also possible for air-to-water heat pumps if a climatic chamber is used to reproduce the weather conditions (128). However, the running costs of climatic chambers would make these tests very expensive for the purpose of seasonal performance evaluation.

Completely virtual systems are widely used to evaluate heat pumps performances and control parameters influence using computer models. Parametric studies are easy and fast to perform. If models are representative of real systems, simulations give essential information to improve design and performances. However, simulations are usually not very representative of real system dynamics and performances.

The test bench object of this article presents a different approach in order to take into account the real dynamics of the system under real weather conditions as well as to reduce the running costs of climatic chambers. It presents the possibility of testing real heating systems (an air-to-water heat pump has been analysed in this study) under real weather conditions connected to a virtual building in order to simulate both the thermal load and the behaviours of the occupants. Only a cold water generation plant and a computer are needed. These elements would help to reduce the test running costs. If several systems need to be compared, they can be installed in the same facility (and be connected to the same computer with different building models running in parallel).

Table 0-19: Comparison of different test benches to evaluate heating systems, according to real or simulated building, heat pump and weather conditions

Building	Heat Pump	Outdoor conditions	Advantages	Disadvantages	Related articles
Real	Real, all types	Real	Real results.	<ul style="list-style-type: none"> - High cost in implementation (need of a real building). - Not very versatile. - Not possible to compare two identical weather scenarios. 	Dunbabin, 2012 (116) and 2013 (117) Montagud (118) Man (119)
Virtual	Real, all types (AWHP in this paper)	Real	<ul style="list-style-type: none"> - Low cost in implementation - AWHP real behaviour with outdoor conditions. - Simultaneous comparison of different systems. - Seasonal performances evaluation. - Test of different building and heating network configurations. - Versatile. 	Not possible to compare two identical weather scenarios.	Object of this article
Virtual	Real, AWHP	Emulated weather (real temperature and humidity but not outdoor conditions)	<ul style="list-style-type: none"> - Versatile: test of different buildings and heating network configurations with several weather scenarios. - Comparison of different control strategies with the same building and the same external conditions. - Parallel comparison of different AWHP. 	<ul style="list-style-type: none"> - Need of a controlled climatic chamber capable to follow dynamic external conditions (humidity and temperature). - High operational costs linked to the need of a climatic chamber. 	Cremaschi, 2008 (128)
Virtual	Real, GSHP	Virtual weather (for GSHP emulated response of ground temperature)	<ul style="list-style-type: none"> - Versatile: test of different buildings and heating network configurations with several weather scenarios. - Comparison of different control strategies with the same building and the same external conditions. - Parallel comparison of different AWHP. 	<ul style="list-style-type: none"> - Need an earth probe emulation bench to simulate the response of the ground. 	Bianchi, 2005 (122) Riederer, 2009 (123)
Virtual	Virtual	Virtual	<ul style="list-style-type: none"> - Low costs of implementation. - Very versatile. - Calculation speed. - Large choice of comparison (HP characteristics, control strategies, building, weather) 	<ul style="list-style-type: none"> - Not very accurate: difficult to model the evaporator frost / defrost cycles. - Models need to be calibrated to be representative. 	Tejeda, 2015 (113) Hoochmartens, 2011 (48) Vieira 2015 (129) Kelly (130) Sangi (131) Quoilin (132)

B. 1. 3 Objectives of the study

The contribution of this study lies on a virtual test bench (the second system in Table 1) capable of evaluating settings of different control strategies parameters of double service air to water heat pumps (heating and domestic hot water generation), taking into account real weather conditions. This makes this test bench especially suitable for seasonal performance evaluation and for the optimization of control parameters settings.

The method presented here allows testing the heat pump with realistic conditions (weather, domestic hot water tapings), which allows analysing the influence of:

- control parameters changes
- indoor temperature setback management algorithms
- defrost cycle anticipation

The advantage of using a virtual building lies on the possibility to easily change its characteristics, the occupants' behaviour and the heating distribution system. Under real weather conditions, real defrost phenomena can take place (simulation is not needed) which allows to properly evaluate this process. The test bench can be used to compare different heating system technologies (or the same technology with different controllers), operating simultaneously under the same boundary conditions (real weather, simulated building and behaviour of the occupants). Moreover, as the hydraulic heating network is also a simulated model, hydraulics balancing and its impact on heat pump performances and comfort could also be evaluated, though this point is not addressed hereafter.

The aim of the presented test bench is to test control settings in real heat pump systems under real weather conditions. Tests requiring the same weather conditions can also be done by using several heat pumps tested in parallel. This may be useful for a direct comparison of two different AWHPs in the same exact real-life operating conditions.

B. 2 Test bench description

The test bench presented in this paper opens the possibility of comparing simultaneously both the impact of control parameters settings on the energy consumption and the thermal comfort of several air-to-water heat pumps. This is possible thanks to the use of the same virtual building model to simulate the thermal load applied to the systems.

A real AWHP is tested under real weather conditions. The thermal load is calculated through the connection of the heat pump to a virtual building via hardware in the loop real-time simulation. The building and the hydraulics network are modelled using the Modelica-based library BuildSysPro (17). The domestic hot water generation is tested due to the connection of the heat pump to a real DHW tank with a real tapping scenario, the result of EDF field test measurements. The test bench developed is only currently being applied to an air-to-water heat pump system. It is composed of several elements (Figure 0-20), namely the heat system (AWHP) to be tested (both the indoor unit and the outdoor unit), and a DHW tank, equipped with an immersed coil connected to the AWHP via a three-way valve. A hot tap water bench is connected to this DHW tank in order to emulate the DHW tapping in the dwelling. Data from the tapping scenario is synchronized with real time. Connected to the heat pump, there is a cooling water bench, whose purpose is to keep the AWHP inlet water temperature at the set point calculated by a simulated building. In order to monitor the heat pump behaviour, there is an

acquisition, actuators and HP communication interface, equipped with temperature, solar radiation and mass flow rate sensors. In order to take into account the simulated indoor air temperature in real time, an indoor air thermostat is emulated. The building and the hydraulics heating circuit are simulated in a computer using the Modelica environment. Finally, in order to evaluate different control parameters settings as a function of time, there is a control management interface.

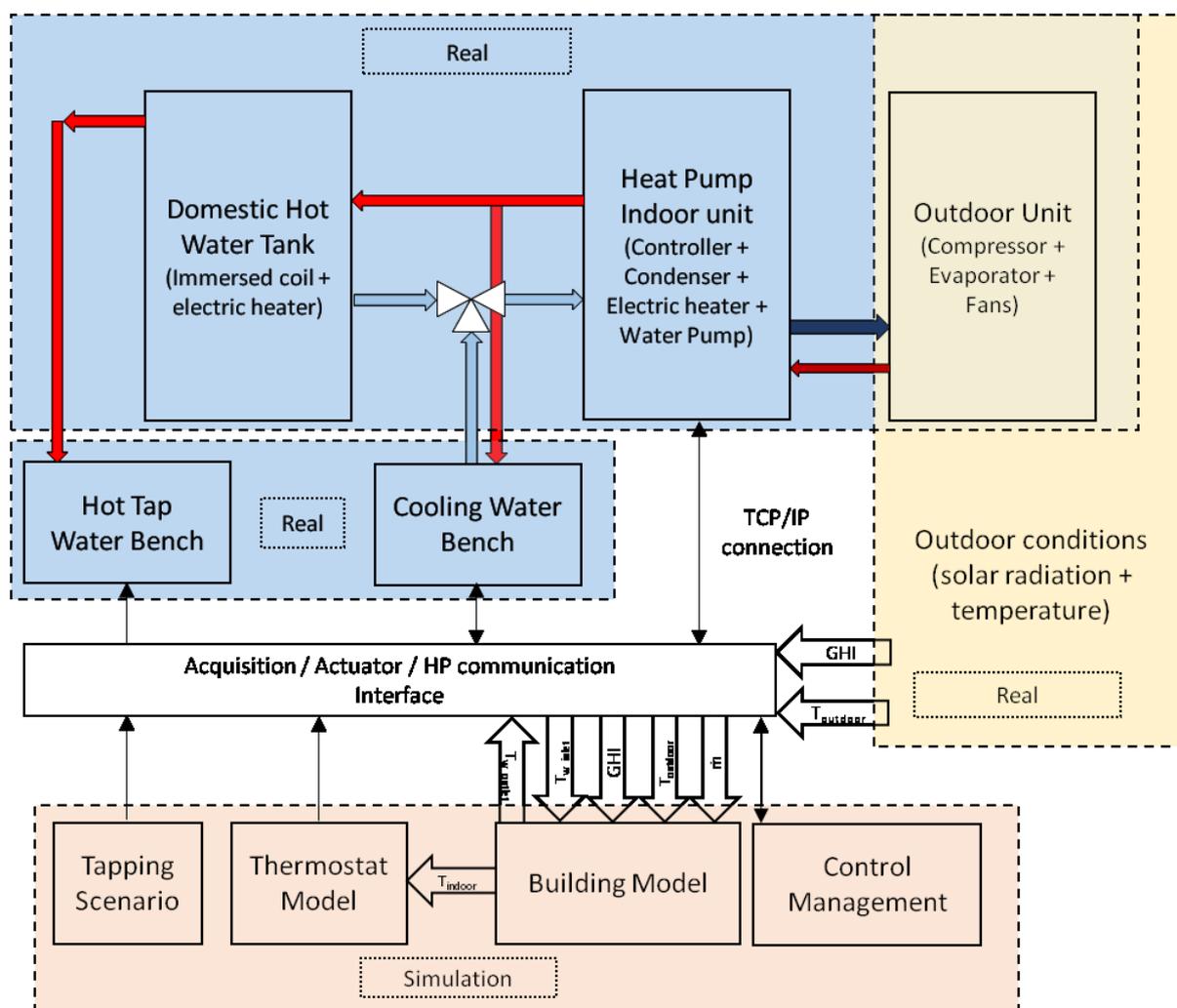


Figure 0-20 : Detailed semi-virtual test bench scheme

B. 2. 1 Air to Water Heat Pump characteristics and instrumentation

The AWHP used for the tests has a heating capacity of 9 kW for an outdoor air temperature of 7°C and an outlet water temperature of 35°C. It is fitted with an electric heater located downstream the condenser with a heating capacity of 3 kW. It is a split model, i.e. indoor and outdoor units are separated; they are connected by refrigerant (R410a) pipes. This kind of systems has a double service function; hot water is generated either for heating or for domestic hot water. No simultaneous behaviour is allowed in the thermodynamic mode, hot water is directed to one circuit or to the other via a three-way valve. Space heating and DHW can be produced at the same time only if the DHW tank is heated up by the electric heater and space heating is produced by the heat pump.

In order to monitor the heat pump behaviour, several sensors are used:

- Water temperature sensors: at the outlet and inlet of the condenser.
- Air temperature sensors: placed upstream and downstream the evaporator (air side).
- Power meter for overall electricity consumption.
- Valve position sensor in order to detect whether the heat pump ensures space heating or DHW.
- Electric backup heater activation sensor.
- Water mass flow rate sensor.

B. 2. 2 DHW tank characteristics and instrumentation

DHW is supplied by a 190 litres tank equipped with an immersed coil. The hot water produced by the heat pump circulates through the coil in order to heat up the tank. The tank is also equipped with an electric heater of 3 kW heating capacity. Its purpose is to heat up the tank when AHP capacity is too low or during space heating generation.

Five temperature sensors are placed throughout the tank, cf. Figure 0-21: a hot tap water sensor, placed in the pipe where tap water is withdrawn, a cold water sensor placed in the pipe which feeds the tank, and three sensors placed on the surface of the vessel in order to monitor stratification. The top one is placed at 40 litres from the top of the tank, the middle one is placed at 65 litres from the top and the third one is placed at 30 litres from the bottom.

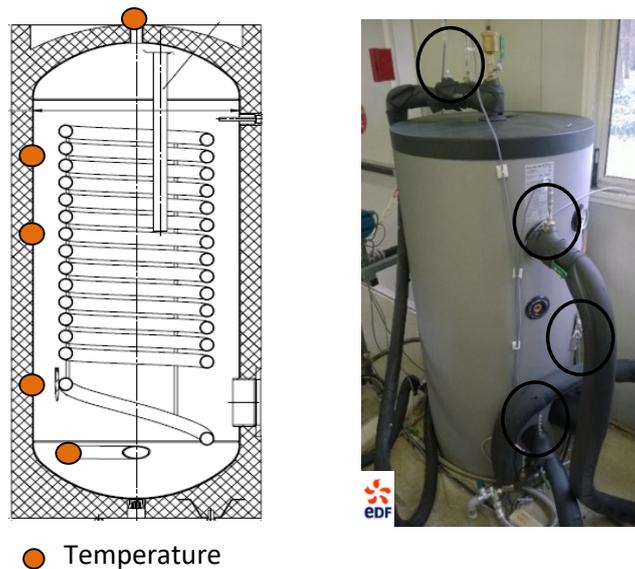


Figure 0-21: Domestic Hot Water Tank instrumentation

B. 2. 3 Hot tap water bench

The purpose of the hot tap water bench is to simulate the behaviour of the occupants of the building, concerning hot water consumption. The bench is equipped with a water mass flow rate sensor, an energy sensor and electronic valves.

The energy and the mass flow rate information are received in real time from the DHW tapping scenario. The hot water tapping profile is obtained from yearly data of a field test of a detached house equipped with a 200 l tank. The scenario is synchronized with the actual date and time of the year.

B. 2. 4 Cooling water bench

As it has been detailed in section 2, the purpose of the cooling water bench is to receive the space heating hot water from the heat pump and to return it at a temperature calculated by the real time simulation of the building and heating circuit. The inlet water temperature – condenser outlet temperature - and its mass flow rate are measured in the AWHP. They are used as inputs in the simulated hydraulics heating system. The calculated outlet water temperature from the building simulation is sent as the set point to the cooling water bench.

This cooling water bench is connected to a 50 litres tank which is used to mix the hot water stream coming from the AWHP and the cold stream coming from the cooling water unit. A schematic representation of the cooling water bench is given in Figure 0-22. This bench keeps the AWHP inlet water temperature to the set value calculated by the building model, i.e. the outlet water temperature of the radiators heating circuit.

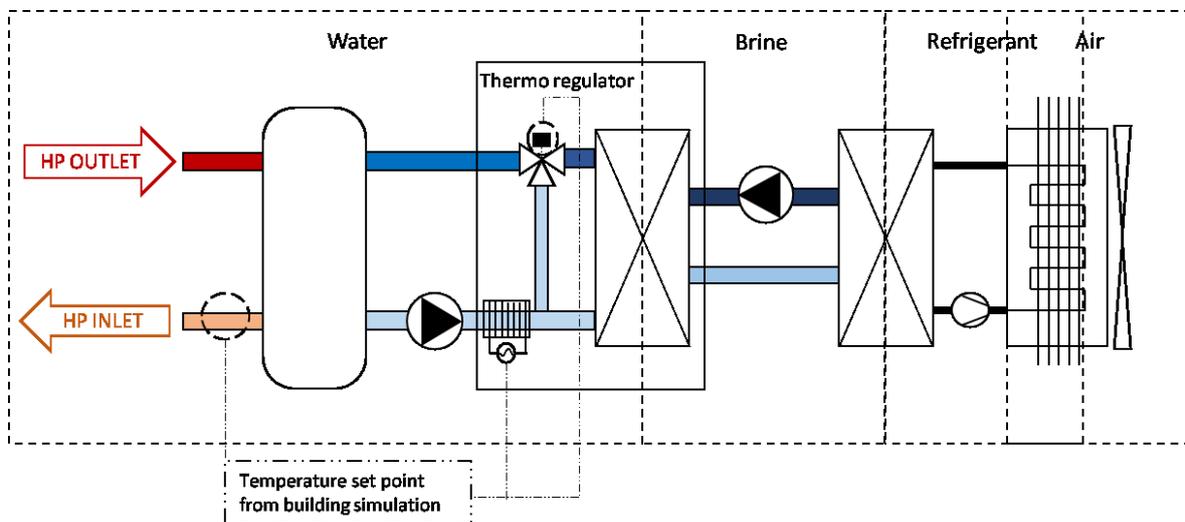


Figure 0-22: Cooling water bench scheme



Figure 0-23: Cooling water unit platform

B. 2. 5 Acquisition, actuators and HP communication interface

The acquisition interface purpose is to monitor the AWHP, the DHW tank and the outdoor conditions and send the data as input to the models.

The actuators interface receives the following information from simulations: feedback about the indoor air temperature in the building, which is sent to the AWHP controller; and the energy to be withdrawn from the DHW tank which is sent to the hot tap water bench.

Thanks to a TCP/IP connection, communication can be established between the simulated control interface and the AWHP controller. This kind of interface allows the monitoring of heat pump parameters as well as their on-line modification.

B. 2. 6 Air indoor thermostat emulator

Indoor air temperature is calculated by the building model. In order to take into account this temperature, a thermostat emulator has been developed. This emulator follows a classical dead band behaviour sending a Boolean signal to the heat pump controller through a relay (cf. Figure 0-24). Two indoor air temperature set point profiles have been established: one for the weekdays (“comfort” set point of 19°C from 6 p.m. till 10 a.m. and “eco” set point of 16°C from 10 a.m. to 6 p.m.) and another one for the weekends (constant comfort set point of 19°C). For both cases, the thermostat dead band is 1°C.

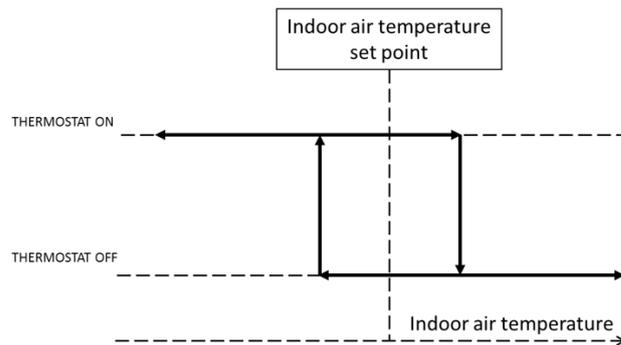


Figure 0-24 : Thermostat configuration

B. 2. 7 Simulated Modelica environment model

Modelling is done using the open source Modelica object-oriented language and the EDF R&D BuildSysPro library (17). These models are further detailed in section 3 of this article. The simulations are carried out thanks to the Dymola software (133).

As the test bench uses real weather, the outdoor air temperature and the solar radiation (which act as input to the virtual model) are measured by the sensors placed outside the laboratory facilities. Therefore the weather corresponds to Moret-sur-Loing, close to Paris, France.

B. 2. 8 Control management interface

This interface allows the test bench to assess different control parameters settings of the AWHP. Several parameters can be modified online. Using a TCP/IP connection and a Modbus RTU connection, heat pump parameters can be monitored in real time.

The heat pump controller acts as a Modbus RTU slave, and so the Modbus holding registers can be read and written (134). The acquisition and actuator interface, controlled by a LabView code, plays the role of a Modbus RTU master, asking for information and writing on the holding registers.

The main information given by the heat pump is performance parameters: temperature values (inlet/outlet water, water tank and outdoor air), power consumption, compressor frequency, operating mode (heating or DHW), electric back-up heaters status, and defrost status.

As stated in (111) and (113), the main control parameters of AWHP are the heating curve, the operating mode, the water tank set point temperature, the electric backup heater activation, and the defrost starting time. These will be the parameters modified by the control management interface.

B. 3 Building and heating circuit model for virtual simulation

The building model is a typical detached house with a surface of 100 m². The building model is a medium-size detached house from a typological study of the French housing stock (123). The heating volume is 250 m³. The house is composed by only one thermal zone, despite internal walls being modelled and therefore they contribute to the thermal inertia. As a consequence, the water heating network is also simplified; a single radiator model is sized to match the maximal heat losses of the dwelling according to the European radiator standard (135). The model of the pipes has the size and length equivalent to the total heating distribution network of a typical 100 m² dwelling.

House insulation materials and width fulfil the requirements of the 1974 French building regulation (136). In agreement between the French Agency for the Environment and Energy Management guidelines (137), the maximal thermal losses are computed for an indoor air temperature of 19 °C and for the outdoor air temperature of the region design (-7 °C). The thermal losses of the dwelling are of 7 kW in these conditions.

Real time simulation is done with the Modelica models described above. The simulation environment is Dymola, using an OPC (OLE - Object Linking and Embedding - for Process Control) server. Modelica is a modelling-object oriented language widely used in a variety of industries. OPC is a series of standards and specifications for industrial telecommunication. An OPC server allows exchanging data in real time between different platforms. Therefore, the compiled Modelica model exchanges real-time information through floating variables allocated to the OPC server. Another type of software, (LabView for this application) is able to both read and write these variables on the OPC server and to exchange information with the real part of the test bench thanks to the interface of the acquisition and the actuators.

The building model uses the following variables as inputs (measured by the different sensors on the test bench): global horizontal irradiance; outdoor air temperature; inlet water temperature in the radiator (corresponding to the temperature at the outlet of the AWHP condenser); water mass flow rate.

The model calculates the following variables as outputs: indoor air temperature; outlet water temperature from the radiator (temperature of the water returning to the AWHP).

Concerning the solar irradiance, the building model inputs are the diffuse horizontal irradiance, the direct normal and horizontal irradiances, and the global horizontal irradiance. However, only the latter is measured by the sensor used. Therefore, both direct irradiance and diffuse irradiance have been estimated by a model that calculates the components resulting from the decomposition of global irradiance. This model is based on the correlation of Erbs et al. (138); it depends on the geographic coordinates of the facility, on the hour of the day and on the day of the year.

B. 4 Evaluation of default heat pump control using the test bench

Thanks to the test bench configuration, it is possible to evaluate the AWHP dynamics and to analyse how control parameters settings impact performances and indoor comfort. In this part, the results obtained thanks to the test bench are described. Issues for which the control could be improved are analysed. Two winter days (January 16th and March 3rd 2016) at Moret sur Loing (Paris region, France) are considered.

B. 4. 1 Heat pump controls description

Indoor air temperature is kept to the set point thanks to two control layers: the heating curve and the indoor air thermostat. As a first layer, the heating curve establishes a relationship between the outdoor air temperature and the water outlet temperature. This relationship is specific to each building (as it depends on insulation and on the hydraulic heating network characteristics). This heating curve is set as a control parameter. The heat pump uses the set point calculated thanks to the heating curve to modulate the compressor frequency in order to meet the outlet water temperature set point. As a second control layer, the thermostat sends an *on/off* signal (as explained in section 2.6) to the heat pump in order to give feedback on indoor air temperature. Therefore, the heat pump will be only authorized to operate following the heating curve when the thermostat allows it. The heating curve (which works as an open loop) is complementary to the thermostat (which works as a close loop).

Concerning DHW, controls are typically a hot water priority, i.e. the heat pump will start its generation whenever the tank temperature falls below a given set point (set as a control parameter). Heat pump produces hot water temperature at its maximum capacity in order to reduce the tank heat up time. During this process the space heating generation is interrupted (non-simultaneous generation of heating and DHW).

Concerning the defrost operation, heat pump controls start a de-icing process every time the evaporator is full of frost. This is detected by a temperature or pressure drop of the refrigerant in the evaporator. The de-icing process is automatically triggered by heat pump controls. However, control parameters allow the user to force a de-icing process if needed.

B. 4. 2 Space heating - Observations

The space heating behaviour is analysed using the measurements of indoor and outdoor air temperatures, water temperature, space heating set point and heat pump operation mode (space

heating or DHW generation periods). The heating curve analyzed in Figure 0-25 (January 16th) is a constant outlet water temperature for every outdoor air temperature; that of Figure 0-26 (March 3rd) establishes an inverse relationship between the outdoor air temperature and the water outlet temperature.

The behaviour concerning the indoor air temperature can be observed in Figure 0-25.a. Two indoor set points have been set (19°C for comfort and 16°C for eco mode). The indoor temperature follows the set point except for some periods. These deviations to the set point are a consequence of the DHW generation. Indeed, the heating generation is interrupted when the DHW generation is required. Therefore, the indoor air temperature drops, as observed in Figure 0-25.a. During this period, there is no water flow in the radiators and consequently the water temperature measured and presented on Figure 0-25.b ("HP Outlet") is not representative of the temperature in the heat exchanger.

In Figure 0-25.a, the thermostat operation can be interpreted by comparing the indoor temperature and the set point. Overheating is avoided thanks to this thermostat operation: as soon as the indoor air temperature exceeds the set point plus half the dead band (0.5 K), the heat pump stops heating. The machine starts heating again when the indoor air temperature falls under the set point minus half the dead band.

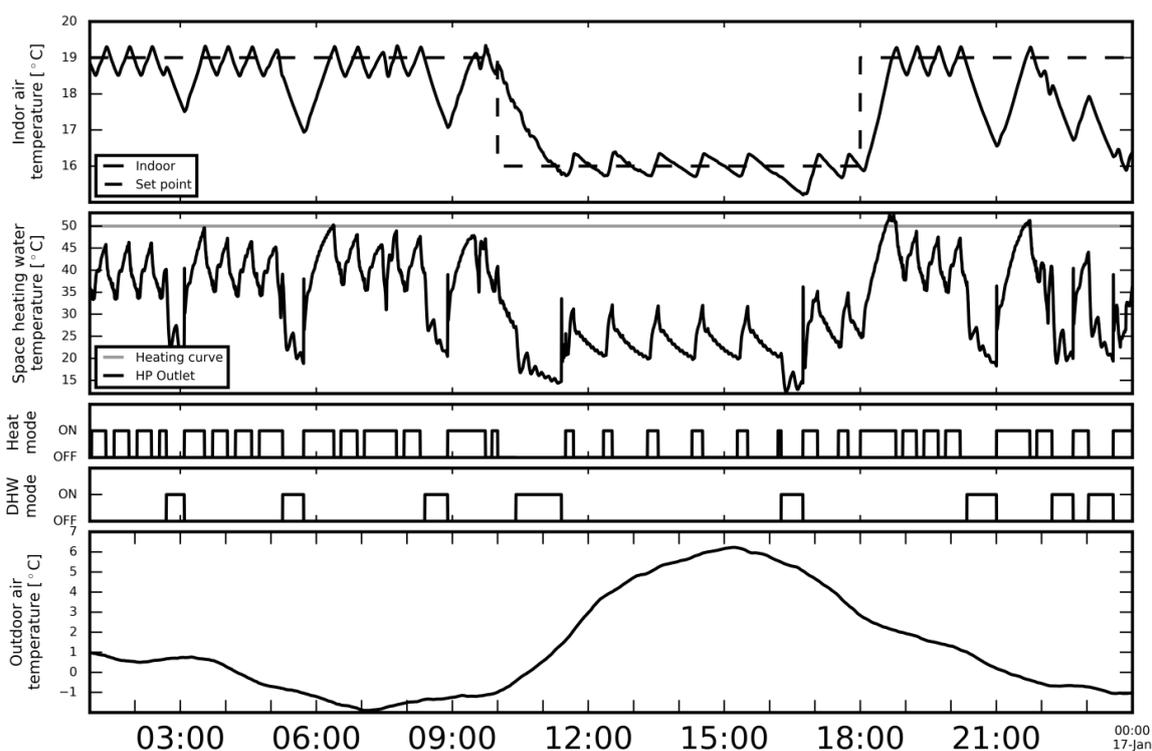


Figure 0-25: Test bench results for Jan 16th: a) indoor air temperature, b) space heating water temperatures, c) DHW mode, d) heat mode, e) outdoor air temperature.

For a given indoor air temperature and water flow rate, the radiator's heating capacity increases as the average water temperature in the radiator increases. As heat pumps are very sensitive to the water temperature level required by the radiator (the heat pump coefficient of performance and capacity sharply drop when water temperature increases), the water temperature level in the radiator is varied with the outdoor temperature following the "heating curve" of the radiator (139). This allows satisfying the heat requirements while minimizing the water temperature level in the radiators.

If the heating curve is higher than required (as observed from 0:00 until 18:00 in Figure 0-25.b), the indoor air temperature will rise quickly over the set point threshold and the thermostat will rapidly stop the AHP (as it can be observed in Figure 0-25.c). Therefore, the heat pump controls will not have time to start the compressor frequency modulation, and hence to adapt the outlet water temperature to keep the indoor air temperature to the set point. This configuration may produce frequent *on/off* cycles which may degrade performances and reduce the lifetime duration of the system.

On the contrary, when the heating curve is lower than needed (as seen on Figure 0-26.b) the heat pump controls will stop the compressor operation when the outlet water temperature exceeds the heating curve. Consequently, the heat pump will not provide enough energy to heat up the building, and the indoor air temperature will not rise to the set point (as seen in Figure 0-26.a), thus degrading the comfort of the occupants. Adjusting the heating curve to the system is therefore primary for both performance and comfort.

As described above, space heating and DHW cannot be produced simultaneously in the thermodynamic mode. In Figure 0-25.a and 4-2.a, it can be seen how indoor air temperature drops during the DHW generation periods.

These performances highlight the importance of adapting heat pump controls to the behaviour of the occupants and to the building thermal response. The HP may not provide the desired performances and comfort requirements if these are commissioned with the default control parameters and not adapted to the dwelling. This test bench opens the possibility of analysing these behaviours before any commissioning phase so that adapted control parameters can be found beforehand to meet rated performances and expectations for the comfort of the clients.

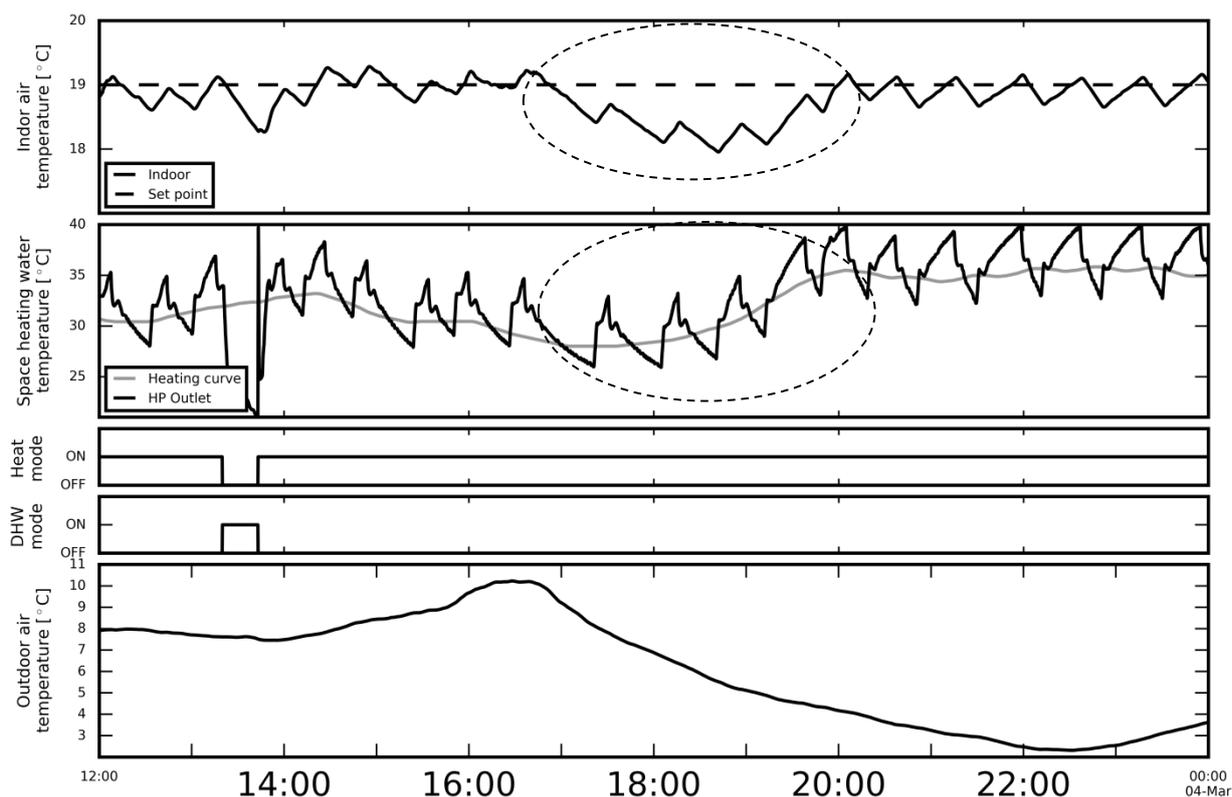


Figure 0-26: Test bench result when a non-adapted heating curve is set, March 3rd: a) indoor air temperature, b) space heating water temperatures, c) space heating needs, d) DHW generation, e) outdoor air temperature

B. 4. 3 Compatibility between Domestic Hot Water and space heating - Observations

Concerning the DHW generation, on Figure 0-27.a, the water temperature evolution inside the storage tank is characterized by three temperature sensors. On Figure 0-27.b, the heat pump inlet and outlet water temperatures are represented during DHW generation. HP control uses the DHW middle sensor to keep the tank temperature at the set point (50 °C during the tests).

It can be observed that several DHW generation periods have occurred within few hours during the selected day, affecting indoor comfort repeatedly. As commented above, if control parameters are not adapted to the behaviours of the users and to the indoor set point modifications, energy consumption, indoor comfort and DHW availability can be seriously affected.

It can also be observed on Figure 0-27.a that the DHW generation at around 8:30 could have been postponed until the change of indoor air temperature set point occurring at 10:00. This would not have affected the availability of DHW and it could have avoided the indoor temperature to drop to 17°C (Figure 0-25.a).

Three DHW generation periods have occurred from 20:00 till midnight. This behaviour degraded indoor comfort making the indoor air temperature drop to 16°C when the set point was 19 °C. A better management of DHW generation could have consisted of setting a higher DHW tank set point at 16:30, for instance 65 °C, in order to avoid further DHW operation during the space heating period starting at 18:00.

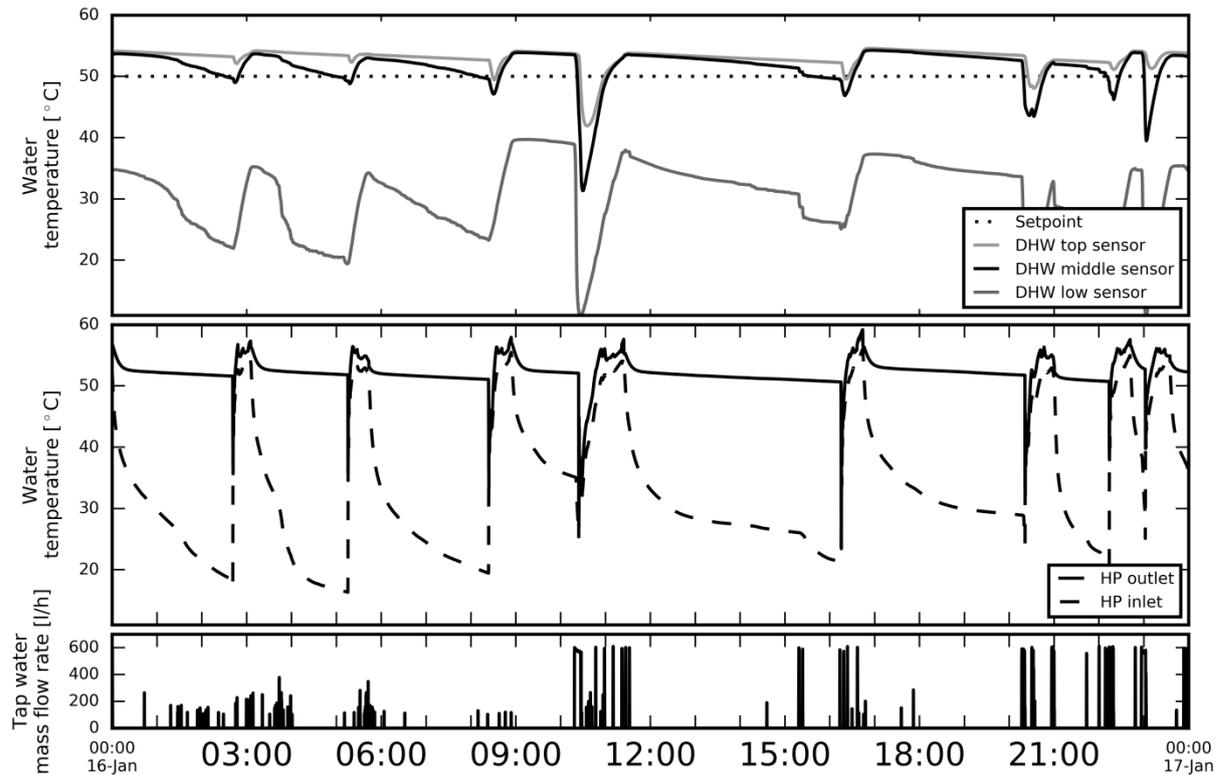


Figure 0-27: Domestic Hot Water behaviour, a) domestic hot water temperature in the tank and set point, b) HP condenser inlet and outlet water temperatures, c) tap water mass flow rate

B. 4. 4 AWHP de-icing process - Observations

At cold outdoor air temperatures (below typically 5°C) and high humidity conditions, frost accumulates on the HP's evaporator. This phenomenon tends to block the air stream through the evaporator fins, reducing heat pump performances or even forcing the system to stop. Therefore, the AWHP launches a defrost process by the inversion cycle technique (140). During the defrost process, the heat pump takes energy from the heating circuit or the DHW tank and “pumps” it to the evaporator, hence melting and eliminating the frost. During defrost, the condenser outlet water temperature of the heat pump is lower than the inlet temperature (as shown in Figure 0-28.b).

Thanks to the proposed test bench, it becomes possible to evaluate the impact on performances and thermal comfort of the defrost process. The inversion cycle technique produces a decrease in indoor air temperature as observed in Figure 0-28.a and 4-4.d, which show the periods when the defrost process is active. The difference between the outlet and inlet water temperature in the heat pump condenser can be observed in Figure 0-28.b. As it has already been mentioned, this difference is negative when the defrost process is active.

Figure 4-5 shows a zoom of this behaviour between 7:00 and 8:00. Figure 4-5.b shows the negative difference between the outlet and inlet water temperature in the condenser. This situation forces the heat pump to compensate the energy lost during defrost in order for the indoor air temperature to reach the indoor temperature set point. As a consequence, the heat pump activates the electrical back up heater to heat up the water stream (as we can see in Figure 0-29.b and 4-5.e), causing an increase in the electric power consumed.

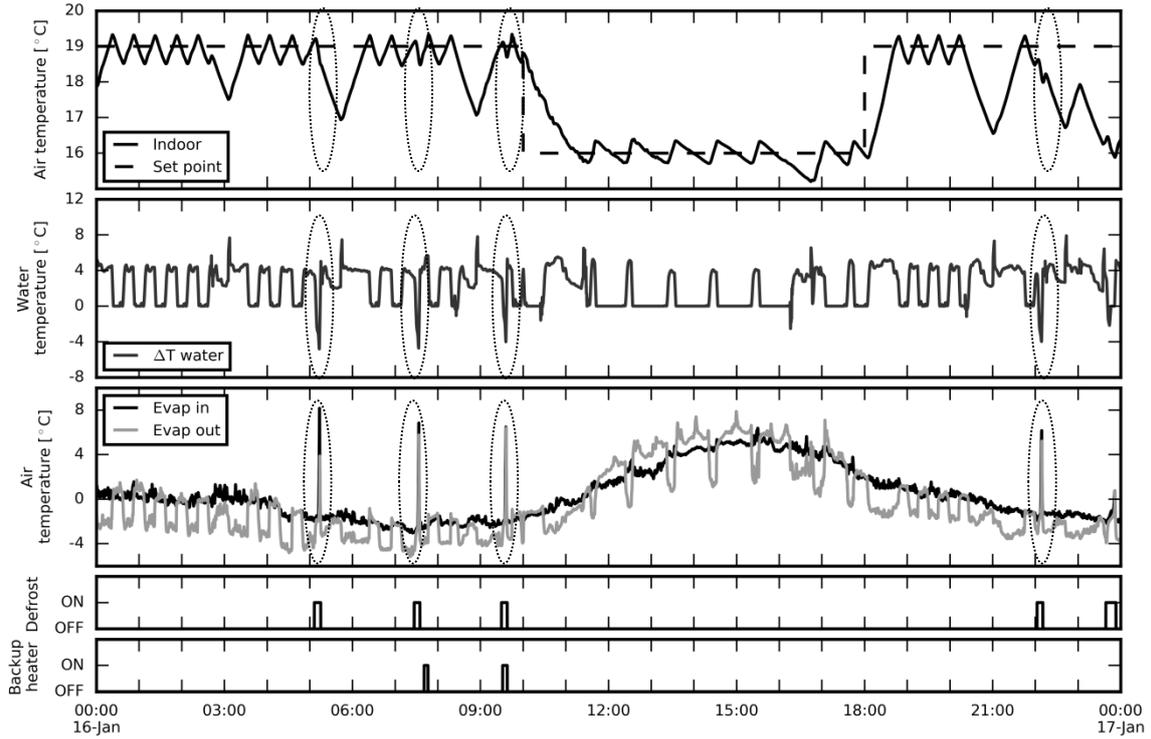


Figure 0-28: Heat pump condenser and evaporator behaviour over a full day, a) space heating set point and indoor air temperature, b) water temperature difference across the HP condenser, c) evaporator inlet and outlet air temperatures, d) defrost status, e) backup heater status

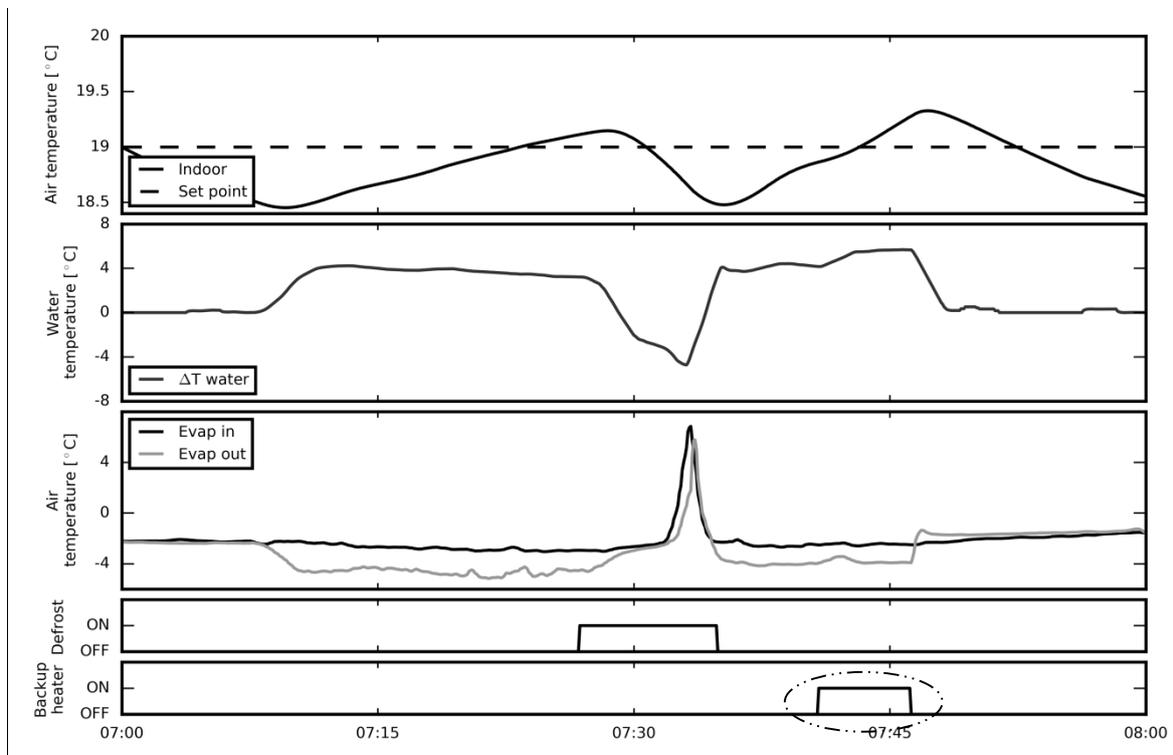


Figure 0-29: Detail of the HP defrost process from 7 to 8 am, a) space heating set point and indoor air temperature, b) water temperature difference across the HP condenser, c) evaporator inlet and outlet air temperatures, d) defrost status, e) backup heater status

B. 5 Improved control strategies

The objective of this test bench is to offer a platform for development and testing of the control for heating systems. Based on the observations of the heat pump tested, we propose control adaptations in order to improve performances and comfort. The following sections present different options to be tested for the problems identified with the tested heat pump control in section 4.

B. 5. 1 Space heating control strategies

As seen in section 4, the AWHP must deliver the correct flow temperature level in order to meet the heat demand. As explained above, this temperature level varies according to the heating curve. The heating curve is used as a weather compensation control and it is a characteristic parameter of the building and radiator system. It also varies with the indoor air temperature set point. Therefore, when the indoor set point varies during the day, the heating curve has to be fine-tuned. This modification is done by adjusting the offset of the curve (higher/lower offsets for higher/lower air indoor set points).

In the figure below we can observe the comparison of two different heating curves for the same building, one as the default parameter of the manufacturer (Figure 0-30 and Figure 0-31) and the other one as the adapted heating curve for the building and radiator assembly (Figure 0-30 and Figure 0-31.). We can observe that the default parameter of the manufacturer is quite conservative. As studied in (141), heat pump installers prefer to set a conservative heating curve in order to satisfy comfort despite the possibility of a high energy consumption. This situation has been analysed in the test bench.

In Figure 5-1, results with similar outdoor conditions from two different days are presented, as the comparison cannot be done under the same outdoor conditions (outdoor weather cannot be emulated). The energy consumed for heating is reduced by 10% for the 18th of February, despite slightly lower outdoor air temperatures. A decrease in peak power loads can be observed of Figure 0-30.

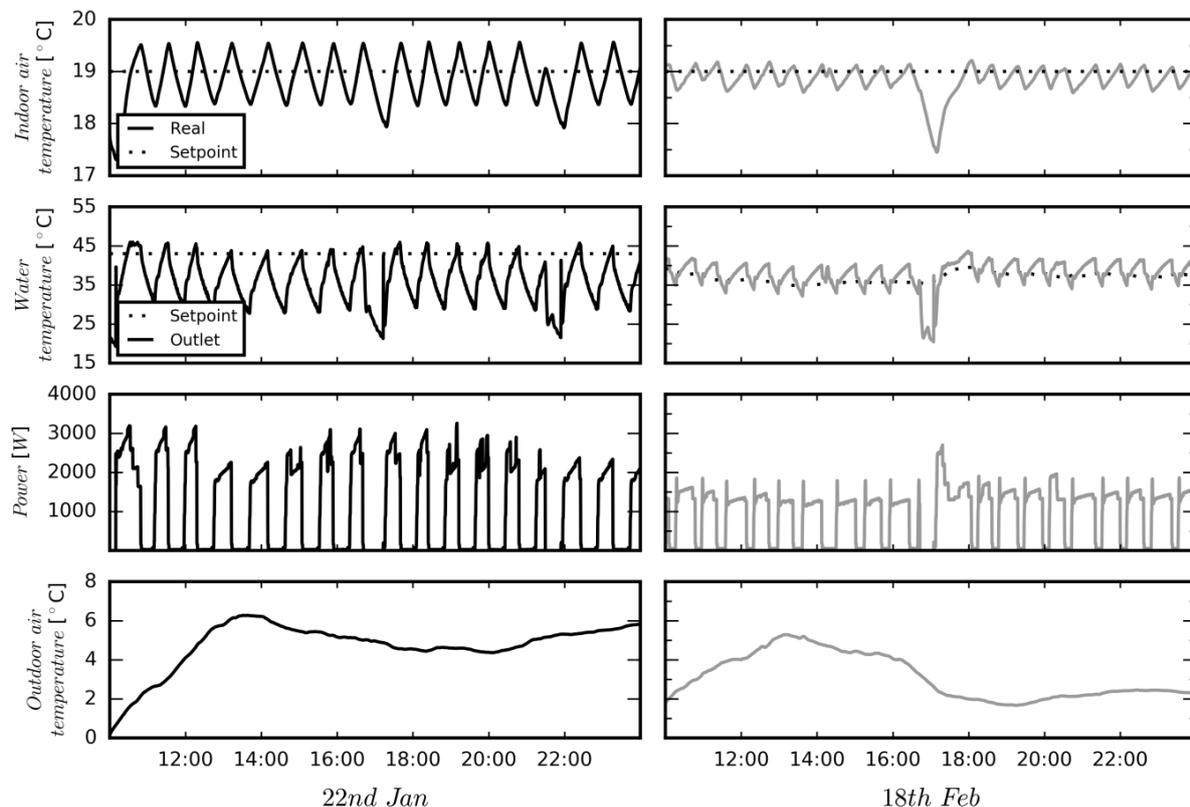


Figure 0-30: Comparison of indoor air temperature, outdoor air temperature and power consumption between a default heating curve and an adapted heating curve

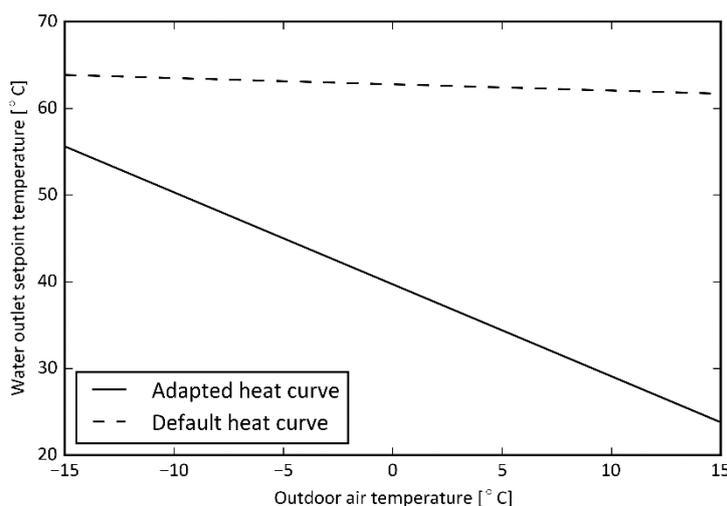


Figure 0-31: Heating curves used for the comparison of heat pump performances

In order to adapt the heating control parameters throughout the day, the predictive control could be used in order to adapt and learn the heating curve for different indoor set points. The heating curve is used as a feed-forward control with the outdoor air temperature as input (139); this requires identifying a relationship between outdoor and indoor air temperatures. The predictive control could anticipate changes on the set point (if it is pre-programmed) in order to rise or decrease the heating curve during transition periods; or even take into account solar forecasts in order to reduce the outlet water temperature during high irradiation periods.

B. 5. 2 Domestic Hot Water Tank parameters

AHP heats up the DHW tank by circulating hot water through an immersed coil into the tank. The tank can also be heated up by an electric resistance. The heat pump controller will start the DHW generation whenever the tank measured temperature is below the set point minus a dead band. However, when heat pump generates domestic hot water, space heating is interrupted. At low outdoor air temperatures, space heating interruption may affect indoor comfort, as previously seen in section 5.1.

When there are simultaneous space heating and DHW demands, HP controller can activate the electric resistance in the tank in order to satisfy both needs, increasing the energy consumption of the system. However, the space heating and DHW control parameters could be optimized, in order to attempt to limit the backup use while maintaining an acceptable comfort. Possible ways forward include:

- To force DHW generation by the HP when indoor air temperature set point changes from “comfort” to “eco” mode. This was implemented and results are presented in Figure 0-32. Thermal comfort can be maintained and this prevents it from using the electric backup heater (as it was the case for standard control operation, see Figure 0-28 and 4-5).
- To modify the tank water temperature set point during the day. Before users’ hot water largest demands (e.g. shower, bath) or when electricity price is cheaper, the tank water temperature can be increased in order to limit the following DHW generation needs.

- To use different tank water temperature set points depending on average outdoor air temperature, as the hot water consumption might be higher during cold weather periods.
- To increase the indoor air temperature before a DHW load, in order to thermally charge the building and to avoid the indoor air temperature to fall below the set point.

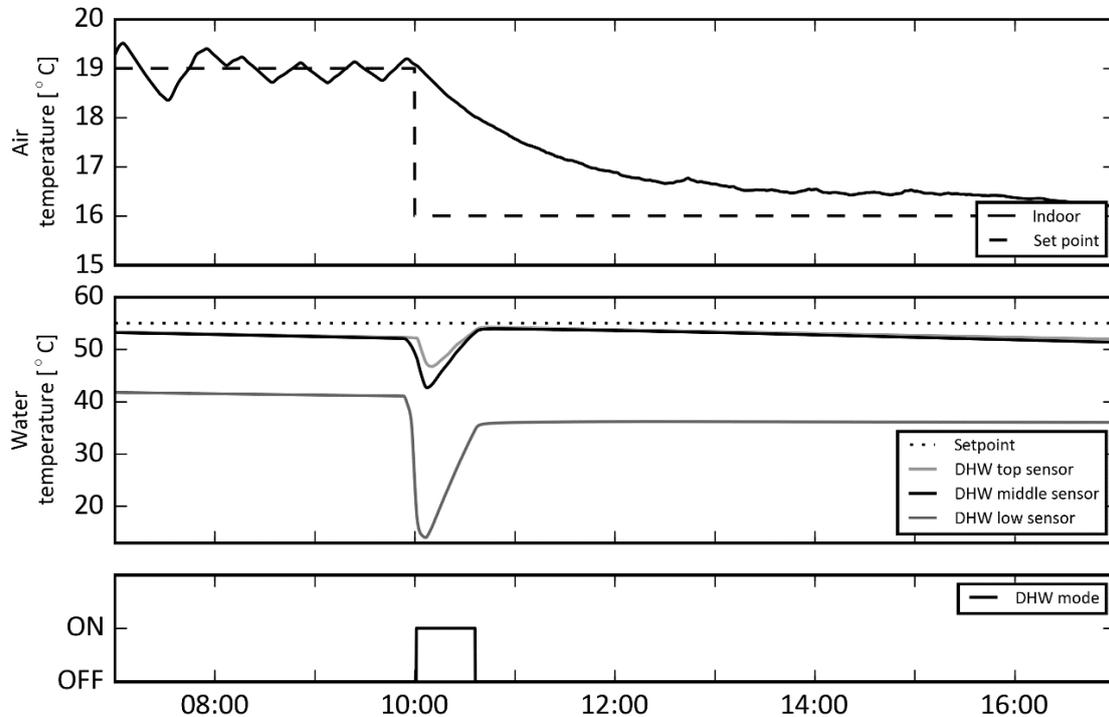


Figure 0-32: Test results from the 2nd Apr: optimized DHW production during indoor set point change a) indoor air temperature, b) DHW tank temperature, c) DHW operation mode

B. 5. 3 Setback periods

When the indoor air set point temperature changes, indoor air temperature takes time to be modified due to the building inertia. This situation may affect the comfort of the occupants. In some situations in order to reduce discomfort, occupants may increase the set point in attempt to decrease the rising time. This produces an increase in energy consumption, either by increasing the compressor frequency or by the activation of the electrical back up heater. To avoid these situations it is important to identify the building inertia so that the heat pump can start to heat up the dwelling earlier.

In order to reduce energy consumption whilst satisfying comfort, anticipation to these changes is recommended. Two situations can be considered:

- When the set point changes from “comfort” to “eco” mode, the heat pump shuts down after the change. By identifying the building’s inertia it becomes possible to anticipate the shutdown of the heat pump (switching it off earlier) in order to save energy without affecting comfort.
- When the set point changes from “eco” to “comfort” mode, the heat pump starts heating up the building just after the change, which decreases comfort until the temperature reaches the set point again. By anticipating this change, if the time needed for it can be identified, the heat pump can be switched on before the change occurs.

In case of variable electricity prices, anticipating changes on indoor set points may reduce the energy bill by:

- Preventing the activation of the electrical heater when electricity prices are high.
- Heating up the building before a decrease of the set point in order to increase the descending time of the indoor air temperature (the heat pump will work when the electricity is cheaper).
- Anticipating the increase of the set point and adapting the compressor frequency in order to reduce the energy bill for setback recovery.

B. 5. 4 Defrost periods

Detecting defrost phenomena and anticipating it can avoid comfort degradation. For instance, it is advisable to force defrost after having thermally charged the building or just after indoor air temperature set point changes from comfort to eco mode. This would reduce the impact of the defrost process on indoor air temperature.

This test bench also offers the possibility of testing different defrost strategies in order to reduce the negative consequences of this process (regarding both comfort and energy consumption). Depending on the thermal response of the building and on the outdoor air temperature, the activation of the electrical backup heater after the defrost process may not be necessary (observed on Figure 0-31 and 5-3). Indeed, if comfort is not significantly improved with its operation, it is highly recommended not to activate it.

B. 6 Conclusions and perspectives

This paper presents the implementation of a HIL real time simulation test bench for heat pumps.

The test bench uses real weather conditions and simulates the response of both the building and the occupants due to a virtual model. This kind of test bench allows R&D departments and manufacturers to test several heating systems products in parallel as well as testing different control parameters settings. This optimizes the development-to-market process as improvement and error corrections are quite straightforward to implement.

In comparison to current platforms, thanks to this test bench it becomes much more economic to evaluate performances and different control parameters settings for heating and domestic hot water systems in buildings, taking into account real weather conditions. It is also especially suitable for seasonal performance tests in comparison to the existing test benches that need climatic chambers with high operational costs.

The heating system tested in this paper is commercial double service air to water heat pump, representative of the heat pump French market, which generates domestic hot water and space heating. The building thermal load and the sanitary hot water setting are simulated by computer models.

Dynamic conditions inside the building are simulated in real time thanks to a Modelica building model. Outdoor weather conditions are measured and used as inputs into the virtual building. Using virtual models makes the test bench particularly versatile for the evaluation of different building's insulations and configurations.

The heat pump and the simulated building are connected by a cooling water bench. The purpose of the cooling water bench is to keep the heat pump inlet water temperature to the outlet water temperature from radiators calculated by the Modelica simulation. LabView software is in charge of

managing the cooling water bench. Communication between Modelica and LabView is done through an OPC server.

The test of different control parameters is feasible thanks to the emulation of a thermostat which takes into account the indoor air temperature simulated by Modelica. The emulated thermostat sends an *on/off* signal to the heat pump control depending on heating needs. Therefore, different indoor set point temperatures can be tested, and the dynamics of the building during temperature setback periods can be analysed. Control parameters can be modified in real time thanks to a TCP/IP - Modbus RTU connection.

The test bench is used for a specific AWHP and a typical installation in France. The analysis of the impact of the HP's control on the system dynamics and on the indoor thermal comfort makes possible to highlight control issues related to the heating curve, the DHW management and the defrost process. Predictive control methods to optimize the control parameters in view of reaching lower consumption and better performances are suggested and will be evaluated in further works.

The main perspective of this kind of test bench is its application for the test of different heating systems in a parallel way with the same boundary conditions (i.e. weather, the characteristics of the building, hot water tapping settings and behaviours of the occupants). The analogous comparison opens the possibility for manufacturers to establish which of their products is best suited for a specific building configuration. It may also foster the development process of these products and particularly of the product control and default parameters. With this test bench the improvement process and the strategy control development can be done without the need to install the system into a real building. Controls modification can be done without the risk of bothering clients or degrading the installation in the building.

Annexe C : Principes théoriques des réseaux de neurones

Comme précisé précédemment, les réseaux de neurones sont des modèles statistiques non linéaires qui essaient « d'apprendre » le comportement d'un système à partir d'exemples (séries de données d'entrée et de sortie du système). Les domaines d'application des réseaux de neurones sont divers : reconnaissance de formes, classification, identification, prédiction, filtrage, commande, régulation...

Nous pouvons définir un neurone artificiel comme un processeur très simple qui calcule une somme pondérée et qui applique à cette somme une fonction de transfert non linéaire (échelon, sigmoïde, ...). Un réseau de neurones est communément représenté par un diagramme comme celui de la Figure 0-33 (dans ce cas il est de type *Multi-Layer Perceptron*). L'architecture d'un réseau de neurones est composée de :

- une couche d'entrée – *input layer* (avec un nombre de neurones égal aux données d'entrée du modèle),
- une couche de sortie – *output layer* (avec un nombre de neurones égal aux variables de sortie, normalement un seul neurone pour les problèmes de régression),
- une ou plusieurs couches cachées avec plusieurs neurones – *hidden layer* (en fonction de la complexité de la fonction non-linéaire que le réseau de neurones veut prévoir).

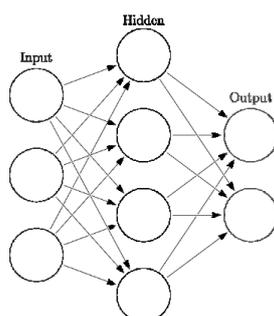


Figure 0-33 : Schéma d'un réseau de neurones (type feed-forward) avec une seule couche cachée

Les neurones sont interconnectés entre eux avec des poids associés à chaque connexion. Ainsi un réseau de neurones correspond à une fonction non-linéaire résultat des connexions et des fonctions présentes dans chaque neurone. La représentation mathématique est donnée par (84) sous la forme de l'équation (0.16).

$$a(P) = \sum_{m=1}^M f_m(w_m^T P) + b_m \quad (0.16)$$

$a(P)$: sortie
 P : entrées
 w_m^T : poids des neurones
 f_m : fonctions
 b_m : biais

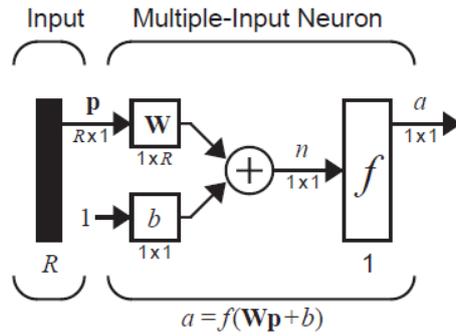


Figure 0-34 : Schéma d'un réseau de neurones (103)

Les fonctions f_m sont déterminées pour chaque neurone (ou pour tous les neurones de la même couche) en fonction du type de problème non-linéaire à traiter (régression, classification...). Nous pouvons trouver dans la littérature (103) plusieurs fonctions utilisées dans les réseaux de neurones, les plus typiques sont représentées ci-dessous :

- *hard limit transfer function* : la sortie du neurone est 0 si l'argument de la fonction est inférieur à 0, et la sortie est 1 si l'argument est supérieur ou égal à 0. Cette fonction est utilisée pour classer les entrées en deux catégories.

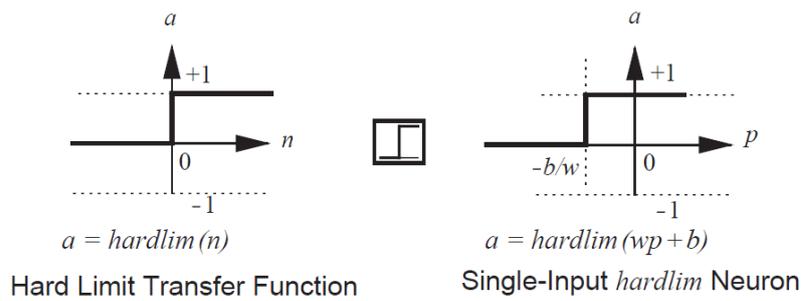


Figure 0-35 : Fonction de transfert échelon (103)

- *linear transfert function* : la sortie est égale à l'entrée. Cette fonction est utilisée pour identifier les problèmes linéairement séparables.

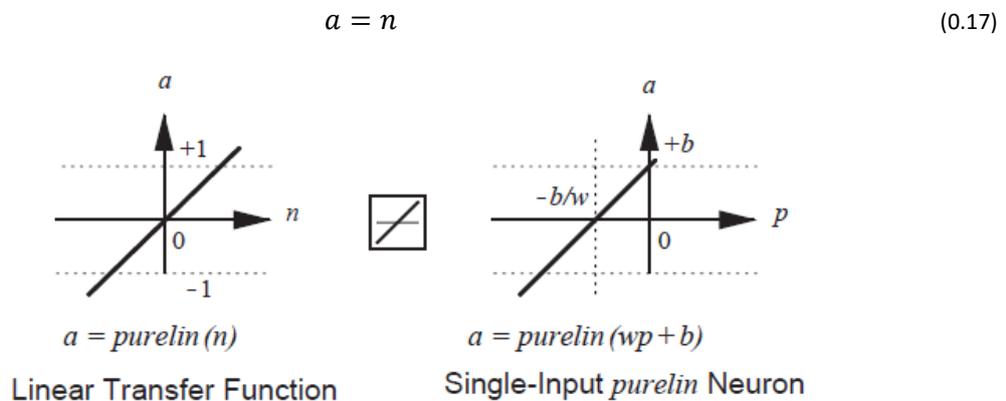


Figure 0-36 : Fonction de transfert linéaire (103)

- *log-sigmoid transfert function* : cette fonction fait une transformation de l'entrée afin que la sortie soit comprise entre 0 et 1, suivant l'équation :

$$a = \frac{1}{1 + e^{-n}} \quad (0.18)$$

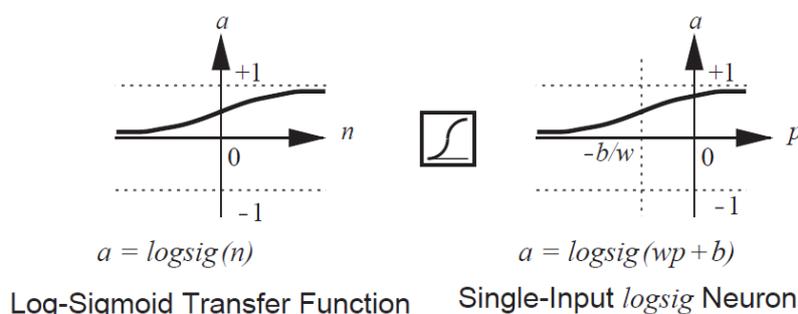


Figure 0-37 : Fonction de transfert log-sigmoid (103)

Dans toutes ces fonctions, les termes w et b sont des paramètres ajustables et donc à identifier par des règles d'apprentissage. Les connexions entre les neurones varient également en fonction du comportement non-linéaire à identifier. Le but de l'apprentissage est donc de trouver les connexions et les valeurs de w et b afin que le réseau de neurones reproduise le comportement non linéaire.

L'architecture du réseau (nombre de couches cachées, nombre de neurones dans chaque couche) dépend fortement de la fonction non-linéaire qu'on veut identifier. Un nombre élevé de neurones dans la couche cachée permet d'identifier des fonctions plus complexes, mais cela implique aussi un temps plus long pour l'apprentissage. Un autre problème lié à un nombre élevé de neurones dans la couche cachée est le « *overfitting* » (142), qui se produit quand le réseau de neurones apprend "trop bien" les données d'apprentissage ce qui dégrade sa capacité à généraliser le problème. Il devient alors non valide en dehors des données d'apprentissage. Dans ce sens, il est important de trouver le bon compromis entre le temps d'apprentissage et la précision de la prévision afin d'optimiser le nombre de neurones dans la couche cachée. Plusieurs méthodes pour déterminer le nombre de neurones dans la couche cachée ont été proposées dans la littérature (143), pour notre étude nous utiliserons la règle proposée par (144) et présentée dans l'équation (0.19).

$$N_{cachée} = N_{sortie} + N_{entrée} * 0.75 \quad \text{t.q. } N_{cachée} < 2 * N_{entrée} \quad (0.19)$$

Le nombre de neurones dans la couche d'entrée dépend du nombre de variables d'entrée et (pour les réseaux dynamiques) des pas de temps précédents. Ainsi, pour une variable d'entrée dont on veut prendre en compte les valeurs aux 3 derniers pas de temps ($t-1$, $t-2$, $t-3$) ainsi que la valeur actuelle (t), le nombre de neurones dans la couche d'entrée sera de 4.

Afin de trouver les connexions et les poids entre les couches de neurones, on utilise des algorithmes d'apprentissage. Ceux-ci visent à minimiser l'erreur entre la sortie du réseau et la sortie des données

d'apprentissage. Comme précisé précédemment, les réseaux de neurones peuvent être statiques ou dynamiques.

Les algorithmes d'apprentissage les plus populaires sont ceux de la rétro- propagation du gradient (back-propagation (145)), la méthode de Newton (146) et la méthode de Levenberg-Marquart (147).

Ces algorithmes divisent les jeux des données d'apprentissage en trois groupes :

- Entraînement : données utilisées par l'algorithme pour établir les connexions et les poids de neurones afin de minimiser l'erreur entre la prévision et les données de sortie.
- Validation : Ces données sont utilisées pour tester la généralisation du modèle, ainsi l'apprentissage s'arrête quand l'efficacité de généralisation commence à se réduire (pour éviter l'overfitting).
- Test : Ces sont des données utilisées par l'algorithme pour tester les performances de prévision.

Les exemples cités précédemment sont des réseaux statiques, où les sorties peuvent être calculées directement à partir des valeurs actuelles des entrées. Dans les réseaux dynamiques, la sortie dépend des valeurs actuelles des entrées mais aussi des valeurs des entrées précédentes. Les réseaux dynamiques incorporent des opérations de « retard » des données. Ainsi ces réseaux ont de la « mémoire » et peuvent être entraînés pour apprendre des séries temporelles. En conséquence ils sont capables d'identifier la donnée de sortie à partir de l'historique des données des entrées mais aussi à partir de l'historique des sorties.

La prévision des sorties est l'application la plus utilisée pour ce type de neurones. Il y a plusieurs architectures pour les réseaux de neurones dynamiques qui peuvent être utilisées pour la prédiction, la plus populaire d'entre elles est l'architecture NARX (*nonlinear autoregressive network with exogenous inputs*) (cf. Eq. (0.20)).

$$y(t) = f(x(t-1), x(t-2), \dots, x(t-d_x), y(t-1), y(t-2), \dots, y(t-d_y)) \quad (0.20)$$

y	= sortie
x	= entrée
d_x	= retard appliqué aux valeurs des entrées
d_y	= retard appliqué aux valeurs des sorties
t	= temps
f	= fonction non-linéaire identifiée par le réseau de neurones

Si on reprend l'équation (0.20) et nous voulons prédire la sortie y au moment $(t + 1)$, nous pourrions écrire l'équation (0.21).

$$y(t+1) = f(x(t), x(t-1), \dots, x(t-d_x), y(t), y(t-1), \dots, y(t-d_y)) \quad (0.21)$$

Annexe D : Architecture détaillée des modèles neuronaux de prévision

D. 1 Modèle en mode chauffage

D. 1. 1 Prédiction de la température intérieure

Le modèle détaillé utilisé pour la prédiction de la température intérieure est similaire à celui présenté dans le corps du texte (cf. IV - 1. 1. 3.), à l'exception de l'entrée « Mode fonctionnement PAC ». En effet le mode de fonctionnement de la PAC sert à filtrer les données d'entrée correspondant à la différence de température entre l'eau de départ et de retour de la PAC.

En raison de l'influence de l'historique de la température extérieure et intérieure dans la prédiction de la température intérieure, nous allons utiliser des données correspondant aux 30 minutes précédant la prédiction. Ainsi, le retard utilisé dans les données d'entrée est de 6 pas de temps (pour un pas de temps d'acquisition de 5 minutes).

Le type de réseau utilisé pour la prédiction de la température intérieure est de type NARX (*nonlinear autoregressive network with exogenous inputs*). Les fonctions d'activation des neurones de la couche cachée sont de type « tansig » où les entrées sont transformées afin que les sorties soient comprises entre -1 et 1. Les fonctions d'activation des neurones des couches d'entrée et sortie sont de type linéaire (*linear transfer function*) (la sortie est égale à l'entrée multipliée par un certain poids « w » et déphasée d'un certain biais « b »). Après avoir testé plusieurs configurations, nous avons retenu l'architecture de la Figure 0-38, dont le nombre de neurones dans la couche cachée est de 17.

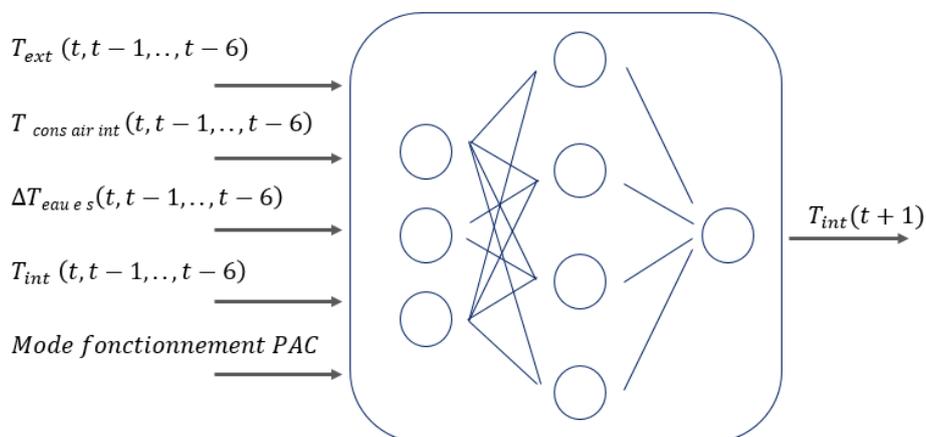


Figure 0-38 : Architecture détaillée du modèle neuronal pour la prédiction de la température intérieure du logement

D. 1. 2 Prédiction de la puissance électrique consommée par la PAC

L'architecture de ce modèle est presque la même que celle présentée dans le corps du texte (cf. IV - 1. 1. 3.), la seule différence est l'entrée « mode de fonctionnement de la PAC ». On utilise cette information (position de la vanne trois voies, état du compresseur) pour filtrer les données d'entrée. Ainsi, on utilise pour l'apprentissage seulement les données d'entrée correspondant aux moments où la PAC se trouve en mode chauffage et le compresseur en marche.

Le type de réseau utilisé est statique, c.à.d. que les sorties peuvent être calculées directement à partir des valeurs actuelles des entrées. Le réseau n’a pas besoin de l’historique des valeurs d’entrée. Les fonctions d’activation des neurones de la couche cachée sont de type « tansig ». Les fonctions d’activation des neurones des couches d’entrée et de sortie sont de type linéaire. Après avoir testé plusieurs configurations, nous avons retenu l’architecture de la Figure 0-39, dont le nombre de neurones dans la couche cachée est de 17.

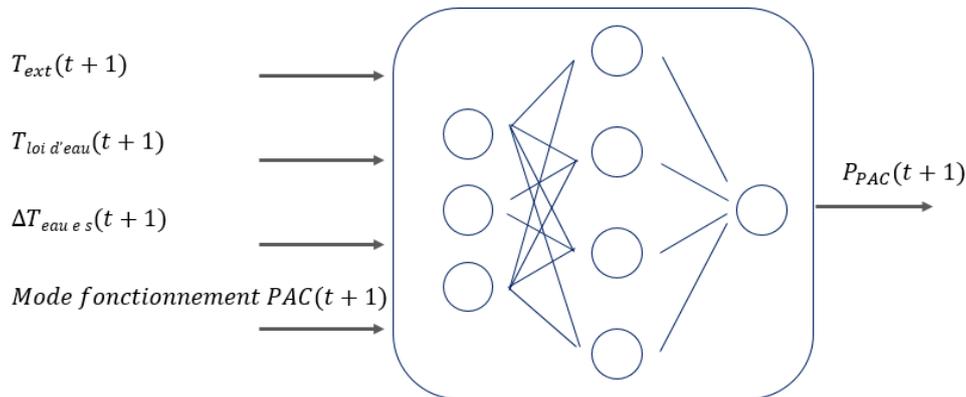


Figure 0-39 : Architecture détaillée du modèle neuronal pour la prévision de la puissance électrique de la PAC en mode chauffage

D. 1. 3 Prévision de la différence entre la température de départ et retour PAC

Le type de réseau utilisé est dynamique. La dynamique de cette variable étant beaucoup plus rapide que celle de la température intérieure, on choisit donc de prendre en compte les données correspondant aux dix dernières minutes et non celles des 30 dernières minutes. Le pas de temps d’acquisition étant de 5 minutes, on utilise un retard des données d’entrée de 2 pas de temps. Le type de réseau utilisé pour la prévision de la différence de température de la PAC est NARX (*nonlinear autoregressive network with exogenous inputs*). Les fonctions d’activation des neurones de la couche cachée sont de type « tansig ». Les fonctions d’activation des neurones des couches d’entrée et sortie sont de type linéaire. Après avoir testé plusieurs configurations, nous avons retenu l’architecture de la Figure 0-40, dont le nombre de neurones dans la couche cachée est de 7.

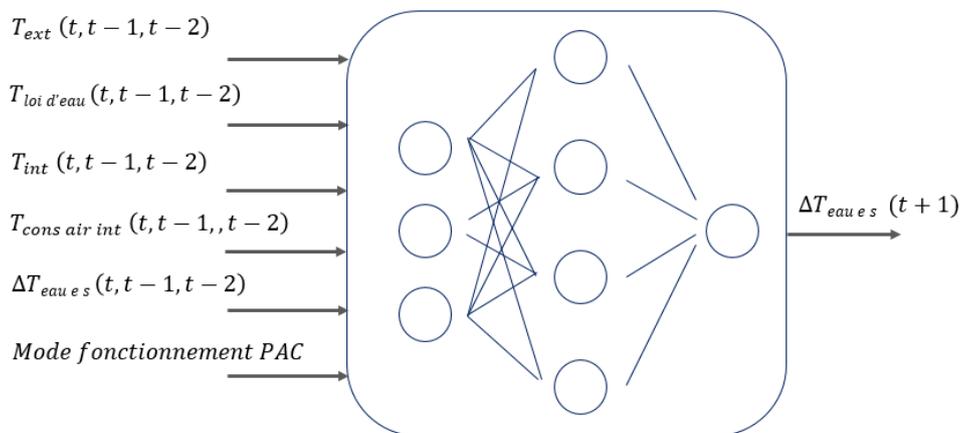


Figure 0-40 : Architecture détaillée du modèle neuronal pour la prévision de la différence de température entre l’eau de départ et de retour de la PAC en mode chauffage

D. 2 Modèle en mode ECS

D. 2. 1 Prédiction de la température d'ECS

Pour des motifs de confidentialité, le modèle de prédiction présenté dans la section IV - 1. 1. 3. est une simplification du modèle utilisé. Le modèle final utilise les entrées suivantes :

- Activation de l'appoint électrique.
- Température de consigne de l'ECS.
- Historique des températures d'ECS.
- Différence de température de l'eau de départ et retour PAC (en mode ECS).
- Profil moyen par semaine de la dérivée de température d'ECS.

La prédiction de la température d'eau à l'intérieur du ballon d'ECS dépend fortement du comportement des utilisateurs. Nous ne pouvons pas mesurer le débit de soutirage, ni les températures à différentes hauteurs du ballon, ni la température d'eau froide. Ainsi, afin d'identifier le comportement des utilisateurs, nous allons introduire comme variable d'entrée un paramètre représentant l'évolution de la température d'eau dans le ballon d'ECS tout au long de la semaine. Nous considérons que les utilisateurs ont un comportement répétitif chaque semaine. Pour la période d'apprentissage, on calcule ainsi la valeur de $\varphi_{ECS}[i]$ hebdomadaire (cf. Eq. (0.22)).

$$\varphi_{ECS}[i] = \text{abs} \left(\frac{T_{ECS}(i) - T_{ECS}(i-1)}{t(i) - t(i-1)} \right) \text{ si } T_{ECS}(i) < T_{ECS}(i-1) \quad (0.22)$$

$$\varphi_{ECS}[i] = 0 \text{ si } T_{ECS}(i) \geq T_{ECS}(i-1)$$

Ensuite, nous calculons la moyenne de ce profil pour toutes les semaines d'apprentissage, cf. Figure 0-41. On obtient une entrée qui dépend de l'heure de la journée et du jour de la semaine et qui donne un index des soutirages d'ECS du logement.

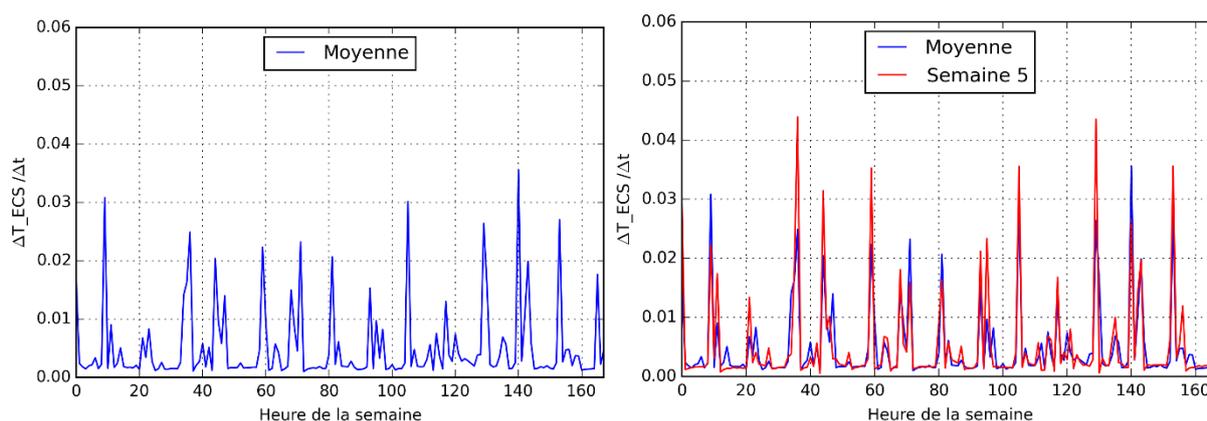


Figure 0-41 : Profils hebdomadaires du dérivé de la température mesurée par la sonde du ballon d'ECS

Le pas de temps d'acquisition étant de 5 minutes, on utilise les données d'entrée des 2 pas de temps précédant la prédiction (on prendra en compte les données correspondant aux 10 dernières minutes afin de prendre en compte l'inertie de la température intérieure du ballon). Le type de réseau dynamique utilisé pour la prédiction de la température d'ECS est NARX (*nonlinear autoregressive*

network with exogenous inputs). Les fonctions d'activation des neurones de la couche cachée sont de type « tansig ». Les fonctions d'activation des neurones des couches d'entrée et sortie sont linéaires. Après avoir testé plusieurs configurations, nous avons retenu l'architecture de la Figure 0-42, dont le nombre de neurones dans la couche cachée est de 7 suivant la règle proposée par (144).

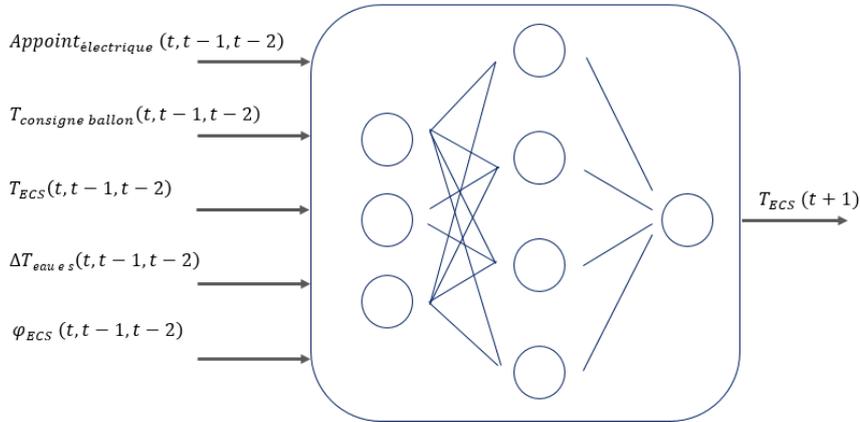


Figure 0-42 : Architecture détaillée du modèle neuronal pour la prévision de la température d'ECS

D. 2. 2 Prédiction de la puissance électrique consommée par la PAC

L'architecture de ce modèle est presque la même que celle présentée dans le corps du texte (paragraphe IV - 1. 1.), la seule différence est l'entrée « mode de fonctionnement de la PAC ». On utilisera cette information (position de la vanne trois voies, état du compresseur) pour filtrer les données d'entrée. Ainsi on utilisera pour l'apprentissage seulement les données d'entrée correspondant aux moments où la PAC se trouve en mode de production d'ECS et le compresseur en marche.

Le type de réseau utilisé est de type statique, c.à.d. que les variables de sortie peuvent être calculées directement à partir des valeurs actuelles des entrées. Ainsi le réseau n'a pas besoin de l'historique des valeurs d'entrée. Les fonctions d'activation des neurones de la couche cachée sont de type « tansig ». Les fonctions d'activation des neurones des couches d'entrée et sortie sont de type linéaire. Après avoir testé plusieurs configurations, nous avons retenu l'architecture de la Figure 0-43, dont le nombre de neurones dans la couche cachée est de 3.

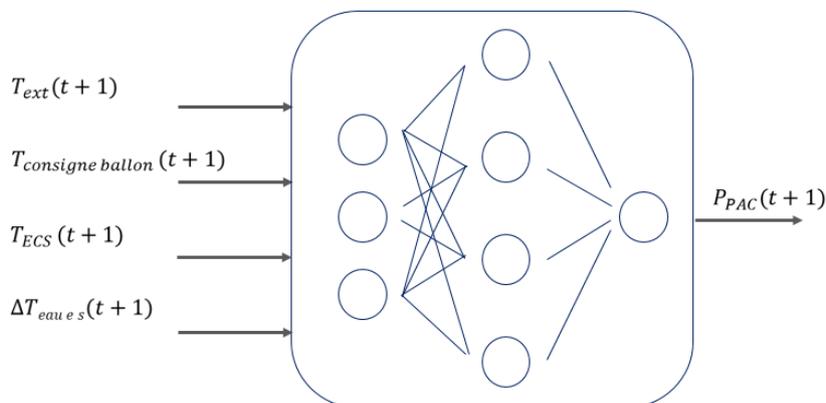


Figure 0-43 : Architecture détaillée du modèle neuronal pour la prévision de la puissance électrique de la PAC en mode ECS

D. 2. 3 Prédiction de la différence entre la température de départ et retour PAC

Comme pour le mode chauffage, le réseau de neurones est dynamique et on prend en compte les données correspondant aux dix dernières minutes. Le pas de temps d'acquisition étant de 5 minutes, on utilise un retard des données d'entrée de 2 pas de temps (on prend en compte les données correspondant aux 10 dernières minutes). Le type de réseau utilisé pour la prédiction de la différence de température de la PAC est NARX (*nonlinear autoregressive network with exogenous inputs*). Les fonctions d'activation des neurones de la couche cachée sont de type « tansig ». Les fonctions d'activation des neurones des couches d'entrée et sortie sont linéaires. Après avoir testé plusieurs configurations, nous avons retenu l'architecture de la Figure 0-44, dont le nombre de neurones dans la couche cachée est de 5.

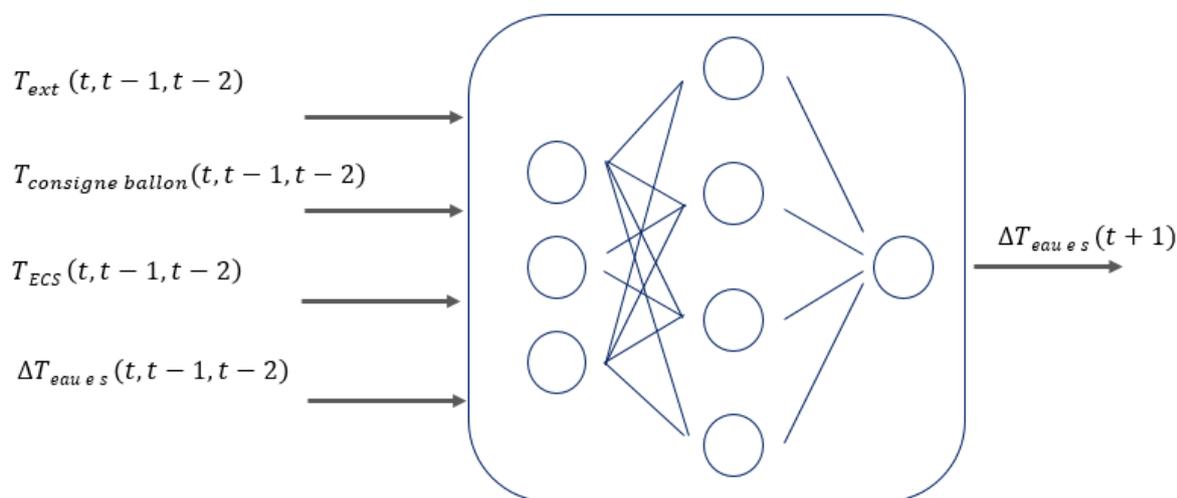


Figure 0-44 : Architecture détaillée du modèle neuronal pour la prédiction de la différence de température entre l'eau de départ et de retour de la PAC en mode ECS

Annexe E : Scénarios pour l'auto-paramétrage

À chaque instant, l'auto-paramètreur doit faire des calculs pour déterminer les commandes à envoyer à la pompe à chaleur (la valeur des paramètres). Ainsi, pour un horizon donné (3-6 h), l'auto-paramètreur calcule le confort, la disponibilité de chauffage et la consommation électrique en fonction de différents scénarios possibles.

Les scénarios peuvent être regroupés en deux catégories :

- Scénarios avec une consigne de température intérieure constante (type jour du weekend).
- Scénarios avec une consigne de température intérieure variable (type jour de la semaine).

Cette différenciation est nécessaire en raison de la gestion de la production d'ECS et des relances de chauffage.

- La production d'ECS peut impacter le confort du logement en raison de l'arrêt du chauffage. Pour une consigne de température intérieure variable, le système peut profiter de l'arrêt du chauffage après réduction de la consigne intérieure afin de produire l'ECS, un comportement qui n'est pas possible avec une température de consigne constante. La gestion de la production de chauffage sera donc différente en fonction de la température de consigne intérieure.
- La relance de chauffage lors de l'augmentation de la température de consigne est une situation qui apparaît uniquement avec une température de consigne variable. Par conséquent, nous la traiterons séparément, surtout parce qu'il s'agit d'une situation délicate à double titre : son anticipation est un élément clé pour satisfaire le confort et optimiser la consommation de la relance et c'est une période pendant laquelle la production d'ECS est fortement déconseillée (pour ne pas pénaliser le confort ni augmenter la consommation électrique du système).

E. 3 Variables à calculer pour tous les scénarios de paramétrage

Afin de déterminer le bon moment pour la production de l'ECS et pour la relance de chauffage, on se servira des modèles de prévision pour calculer les variables suivantes (Figure 0-45 pour les variables concernant le chauffage et la Figure 0-46 pour celles concernant l'ECS) :

- ***t_ch_ch*** : temps de chute de la température intérieure de la consigne de confort à celle en réduit.
- ***t_ch_ECS*** : temps de chute de la température du ballon d'ECS à 40°C.
- ***t_m_ch*** : temps de montée de la température intérieure de la consigne en réduit à celle en mode confort.
- ***t_m_ECS*** : temps de montée de la température du ballon d'ECS à la consigne.
- ***t_i_ch*** : temps de chute de la température intérieure pendant les intervalles où THERMOSTAT CHAUFFAGE = OFF
- ***t_reduit*** : temps restant pour le changement de la température de consigne intérieure au mode réduit ou *eco*.
- ***t_confort*** : temps restant pour le changement de la température de consigne intérieure au mode confort.

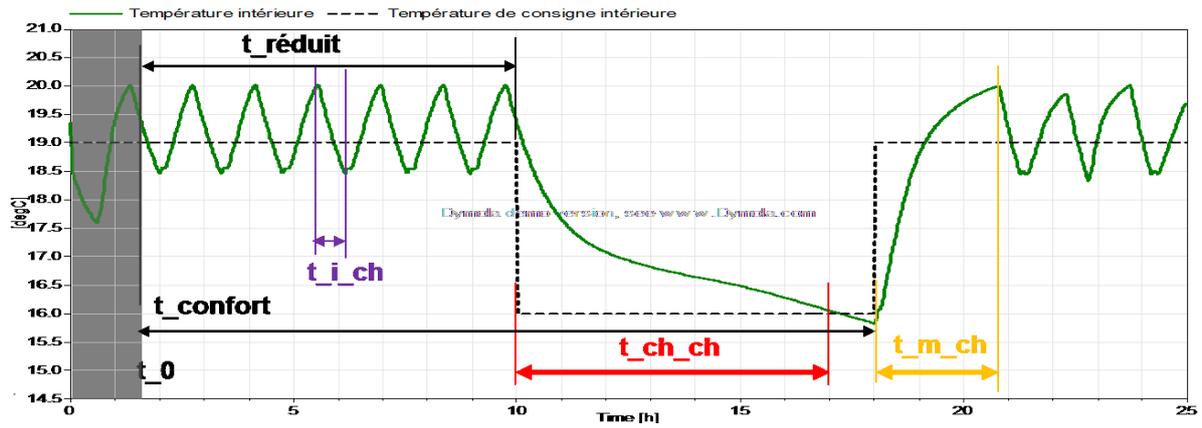


Figure 0-45 : Évolution de la température intérieure de la maison

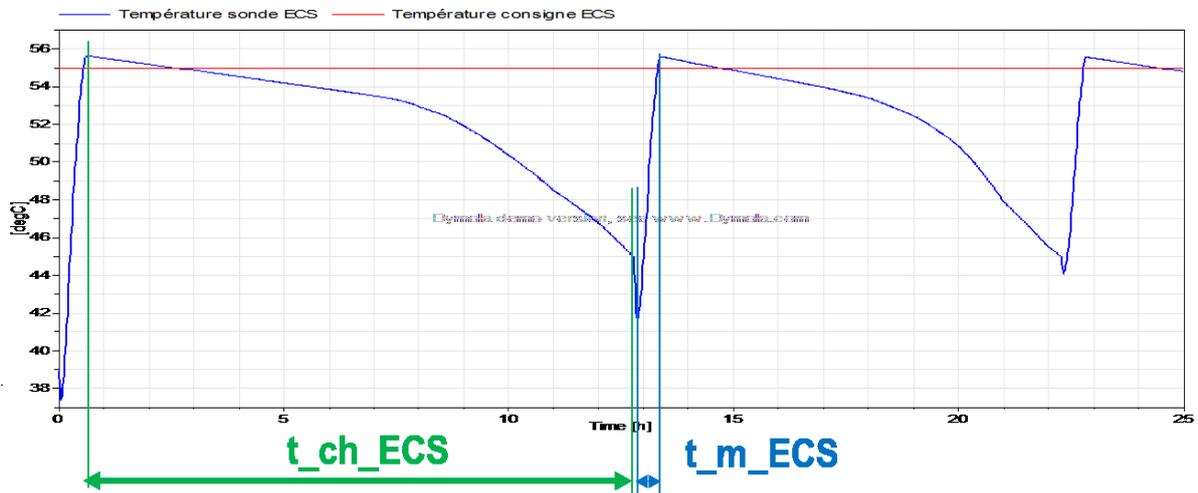


Figure 0-46 : Évolution de la température à l'intérieur du ballon d'ECS

Avec ces variables calculées pour l'horizon de prévision donné, on va déterminer plusieurs scénarios possibles pour évaluer le confort, la disponibilité d'ECS et la consommation électrique.

E. 4 Scénario avec consigne de température intérieure variable (type jour de la semaine)

E. 4. 1 Température à t_0 : confort

- I. **Les besoins d'ECS ne sont pas satisfaits avant le changement de la température de consigne à réduite ($t_{ch_ECS} > t_{réduit}$) :**
 - a. **Le temps de chute de la température intérieure jusqu'à la consigne « eco » est suffisant pour réaliser une production d'ECS ($t_{ch_ECS} > t_{réduit}$ ET $t_{m_ECS} < t_{ch_ch}$).**

Production d'ECS : dans ce cas la production d'ECS aura lieu après le changement de la consigne intérieure en mode réduit. Le début de la production dépendra de plusieurs facteurs :

- i. Le temps de chute de la température intérieure en passant à la température de consigne en mode réduit.
- ii. Le temps de chute et de montée de la température du ballon d'ECS.

Anticipation de la coupure de chauffage : afin de réduire la consommation énergétique, l'auto-paramétreur doit évaluer s'il est énergétiquement intéressant de commencer la coupure de chauffage plus tôt afin que le basculement en mode réduit (fin de **$t_{réduit}$**) corresponde au minimum de température intérieure lors d'un cycle marche/arrêt (fin de **t_{i_ch}**).

Parmi les scénarios possibles, on choisira le meilleur en termes de confort et de consommation énergétique.

- b. **Le temps de chute de la température intérieure jusqu'à la consigne de température réduite n'est pas suffisant pour réaliser une production d'ECS ($t_{ch_ECS} > t_{réduit}$ ET $t_{m_ECS} > t_{ch_ch}$).**

Production d'ECS : On ne pourra pas chauffer le ballon complètement pendant la chute de la température intérieure du confort à réduit. Ainsi, plusieurs scénarios de paramétrage se présentent dans ce cas :

- i. Augmenter la température intérieure avant le passage en mode réduit afin que **$t_{m_ECS} = t_{ch_ch}$** .
- ii. Préchauffer le ballon d'ECS avec l'appoint électrique afin que **$t_{m_ECS} = t_{ch_ch}$** .
- iii. Préchauffer le ballon d'ECS avec la PAC pendant **t_{i_ch}** .

Anticipation de la coupure de chauffage : afin de réduire la consommation énergétique, l'auto-paramétreur doit évaluer s'il est énergétiquement intéressant de commencer la coupure de chauffage plus tôt afin que le basculement en mode réduit (fin de **$t_{réduit}$**) corresponde au minimum de température intérieure lors d'un cycle marche/arrêt (fin de **t_{i_ch}**).

Comme dans le cas précédent, le choix du scénario sera fait grâce à l'évaluation du confort et de la consommation énergétique.

II. **Les besoins d'ECS sont satisfaits avant le changement de la température de consigne à réduite ($t_{ch_ECS} < t_{réduit}$).**

Dans ce cas on va gérer uniquement la production d'ECS. Celle-ci doit se faire avant le passage en mode réduit. Plusieurs possibilités se présentent :

- a. Activation de l'appoint électrique du ballon d'ECS.
- b. Production d'ECS avec la PAC pendant t_{i_ch} .
- c. Production d'ECS avec la PAC pendant t_{i_ch} + appoint électrique ballon d'ECS.

Comme dans le cas précédent, le choix du scénario sera fait grâce à l'évaluation du confort et de la consommation énergétique.

E. 4. 2 Température à t_0 : réduit

I. **Les besoins d'ECS ne sont pas affectés avant le changement de la température de consigne à confort ($t_{ch_ECS} > t_{confort}$).**

a. **La PAC peut anticiper la relance de chauffage ($t_{m_ch} < t_{confort}$).**

Production d'ECS : Le système déclenchera la production d'ECS après le changement de consigne.

Anticipation de la relance de chauffage : La relance de chauffage est programmée au moment où $t_{m_ch} = t_{confort}$. Ainsi le système anticipe le changement de consigne et il n'y a pas d'inconfort.

b. **La PAC ne peut pas anticiper la relance de chauffage ($t_{m_ch} > t_{confort}$).**

Production d'ECS : Le système déclenchera la production d'ECS après le changement de consigne.

Anticipation de la relance de chauffage : le système doit évaluer en termes de confort et de consommation électrique s'il est intéressant de déclencher l'activation de l'appoint électrique afin de minimiser le temps de relance.

- Si la puissance de la PAC est insuffisante pour réaliser la relance ($t_{m_ch} \gg t_{confort}$), le système activera l'appoint électrique.
- Si la relance provoque un retard négligeable ($t_{m_ch} < t_{confort} + 30 \text{ minutes}$), les appoints ne seront pas activés.

II. **Les besoins d'ECS sont affectés avant le changement de la température de consigne à confort ($t_{ch_ECS} < t_{confort}$).**

La production d'ECS est prioritaire sur l'anticipation de la relance. Le système doit évaluer en termes de confort et de consommation énergétique plusieurs possibilités :

- a. Production de l'ECS avec l'appoint électrique du ballon. En conséquence le confort n'est pas affecté mais les performances sont fortement dégradées.
- b. Production de l'ECS avec la PAC. Le confort peut être affecté en fonction de la température extérieure mais à une température « eco » la chute de température est en général très faible.
- c. Production de l'ECS avec la PAC et l'appoint électrique. Le temps de coupure de chauffage est moindre que dans le cas « b », mais les performances se dégradent fortement.

Une fois le réchauffage du ballon d'ECS terminé, le système se trouve dans le cas I.

E. 4. 3 Scénario avec consigne de température intérieure constante (type jour du weekend)

Dans ce scénario on doit gérer uniquement la production d'ECS. Dans ce cas on se trouve dans la même situation que si les besoins d'ECS devaient être satisfaits avant le changement de la température de consigne en mode réduit, correspondant au scénario i)- II (car ***t_réduit*** n'existe pas)

Résumé

Lors de l'installation d'une pompe à chaleur (PAC) double service (chauffage et eau chaude sanitaire (ECS)) dans le secteur résidentiel, la phase de mise en service est délicate : les paramètres à renseigner sont nombreux et non triviaux. Or, le bon fonctionnement de la PAC est très sensible à la qualité de cette étape. Quelques mauvais réglages peuvent entraîner un fonctionnement non optimal, voire un dysfonctionnement important (confort mal assuré). L'objectif de la thèse est de mettre au point une méthode de paramétrage auto-adaptatif modifiant les valeurs de « sortie d'usine » des paramètres pour les adapter au réseau d'émetteurs, à la réponse thermique du bâtiment et aux habitudes chauffage et de consommation d'ECS des occupants. Les paramètres doivent être adaptés à partir des capteurs déjà en place sur la PAC.

Le travail de thèse porte d'abord sur l'identification des paramètres clés de la PAC, ceux qui influencent le plus la consommation. On en déduit quelques fonctions à optimiser : ajustement de la loi d'eau, méthode de choix des meilleures séquences de production d'ECS, anticipation de la relance du chauffage. L'objectif est de maximiser le coefficient de performance et de minimiser le recours aux appoints électriques tout en garantissant le confort. Ces objectifs sont atteints en développant des algorithmes de contrôle optimisés. Des modèles neuronaux de prévision de la réponse thermique du bâtiment, du stock d'ECS et des performances de la PAC ont été développés pour ce contrôle optimisé. Les modèles et algorithmes développés ont été validés numériquement et les performances de la PAC comparées à celles avec contrôle classique sans auto-paramétrage. Les solutions proposées ont été appliquées et testées durant une saison sur une PAC réelle sur un banc d'essai semi-virtuel (climat réel et bâtiment virtuel).

Mots Clés

Pompe à chaleur, chauffage, eau chaude sanitaire, auto-adaptatif, prévision, réseaux de neurones, banc de test semi virtuel, commande prédictive

Abstract

Setting control parameters of residential double service heat pumps at the time of installation and commissioning is a delicate matter. Indeed, some parameters are not trivial, there are many to be adjusted and the heat pump operations are quite sensitive to the parameters' values. Poor parameterization can lead to suboptimal heat pump operation or even to important dysfunction (harming thermal comfort).

Hence, this thesis aims to develop a method for the heat pump to self-adapt the value of its control parameters. The heat pump should modify if required the "default" settings in order to adapt them to the heat emitters, to the building thermal response and to the occupancy (in terms of thermal comfort and DHW needs). For industrial reasons, this method should use on-board sensors.

First, the thesis focuses on identifying the key parameters of the heat pump control, i.e. those with greatest influence on the consumption. This leads to the functions which have to be optimized: heating curve adjustment, time of DHW generation, heating setback anticipation. The objective is to maximize the coefficient of performance and minimize the use of electrical back-ups while ensuring comfort. This is achieved by developing optimized control algorithms. Thanks to forecasts models, based on neural networks, we are able to predict on a short term horizon the building thermal response, the DHW availability and the heat pump performances. The developed models and algorithms have been validated through numerical simulations, and we have evaluated the heat pump performances in comparison to a classic control. The proposed solutions were applied and tested during a heating season on a real heat pump installed in a semi-virtual test bench (real weather and virtual building).

Keywords

Heat pump, heating, domestic hot water, auto-adaptive, forecast, neural networks, HIL test bench, predictive control