



HAL
open science

Conception globale d'une pompe à chaleur air/eau inversible à puissance variable pour le secteur résidentiel

Nicolas Flach-Malaspina

► To cite this version:

Nicolas Flach-Malaspina. Conception globale d'une pompe à chaleur air/eau inversable à puissance variable pour le secteur résidentiel. Engineering Sciences [physics]. École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2004. English. NNT: . pastel-00001200

HAL Id: pastel-00001200

<https://pastel.hal.science/pastel-00001200>

Submitted on 13 Apr 2005

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.



Collège doctoral

N° attribué par la bibliothèque

_____|_____|_____|_____|_____|_____|_____|_____|_____|_____|

T H E S E

pour obtenir le grade de
Docteur de l'Ecole des Mines de Paris
Spécialité "Energétique"

présentée et soutenue publiquement par
Nicolas FLACH-MALASPINA

le 13 Octobre 2004

<p>CONCEPTION GLOBALE D'UNE POMPE A CHALEUR AIR/EAU INVERSABLE A PUISSANCE VARIABLE POUR LE SECTEUR RESIDENTIEL</p>
--

Directeur de thèse : Denis CLODIC

Jury :

M. M. FEIDT – LEMTA Université de Nancy.....Rapporteur
M. F-E. MEUNIER – CNAM Paris.....Rapporteur
M. D. MARCHIO – Ecole des Mines de Paris.....Examinateur
M. J-M. LEBRETON – EDF R&D Les Renardières.....Examinateur
M. D. CLODIC – Ecole des Mines de Paris.....Examinateur

REMERCIEMENTS

Cette étude a été menée au sein de l'école des Mines de Paris sous la Direction de Monsieur Denis Clodic, Responsable du Centre d'Energétique, qui a bien voulu m'y accueillir et qui m'a permis d'accomplir ce travail. Je tiens à lui témoigner toute ma gratitude et le remercie pour cette collaboration fructueuse.

Je suis très honoré par la présence, dans mon jury, des professeurs Michel Feidt et Francis-Emile Meunier. Je les remercie d'avoir accepté la charge de rapporteur.

Je remercie Monsieur Dominique Marchio, professeur à l'école des Mines de Paris, d'avoir accepté d'être membre du jury. Je le remercie également, pour ses remarques constructives durant ces trois années.

Je remercie Monsieur Jean-Marc Lebreton, Ingénieur de recherche à EDF, d'avoir suivi ce travail et de faire partie du jury.

Je remercie EDF R&D les Renardières pour m'avoir soutenu financièrement et moralement durant toute la durée de ce travail.

Je tiens particulièrement à remercier, Christine, Bernard, Bruno, Florian, Franck, Frédéric, Jean-Marc, Pascal, Philippe, ainsi que tous les membres du groupe Systèmes Thermiques pour leurs conseils avisés tant au niveau technique qu'humain.

Je tiens également à remercier les membres du Centre d'Energétique qui ont participé à l'élaboration de ce travail. En particulier Anne-Marie, pour sa gentillesse et sa disponibilité, et Christophe pour son aide précieuse à la réalisation du prototype.

Enfin, ce travail n'aurait pu être mené à son terme sans ma future femme, Patricia, ma famille et mes amis. Je les remercie donc chaleureusement pour leurs soutiens, leurs conseils, ainsi que pour les relectures fastidieuses.

SOMMAIRE GENERAL

NOMENCLATURE	1
INDEX DES FIGURES ET SCHEMAS	5
INDEX DES TABLEAUX	9
INTRODUCTION GENERALE	11
CHAPITRE 1. LA VARIATION DE PUISSANCE POUR L'AMELIORATION DES SYSTEMES DE CHAUFFAGE PAR POMPE A CHALEUR	13
1.1 INTRODUCTION	17
1.2 LE FONCTIONNEMENT GLOBAL D'UN SYSTEME THERMODYNAMIQUE	19
1.3 ETUDE DE DEUX TECHNOLOGIES DE VARIATION DE PUISSANCE	23
1.4 ESSAIS DE CARACTERISATION DE TROIS TECHNOLOGIES DE VARIATION DE PUISSANCE	29
1.5 CONCLUSIONS	47
CHAPITRE 2. ESSAIS A PLEINE CHARGE ET A CHARGE PARTIELLE SUR LA PAC DE REFERENCE	49
2.1 OBJECTIFS	53
2.2 BANC D'ESSAIS	54
2.3 RESULTATS D'ESSAIS A PLEINE CHARGE	61
2.4 RESULTATS D'ESSAIS A CHARGE PARTIELLE	66
2.5 CONCLUSION	84
CHAPITRE 3. ETUDE D'UNE PAC AIR/EAU A PUISSANCE VARIABLE	85
3.1 OBJECTIFS	89
3.2 CONCEPTION D'UNE PAC AIR/EAU BI COMPRESSEURS	90
3.3 ESSAIS DE LA PAC EN MODE CHAUFFAGE	99
3.4 COMPARAISON A LA PAC DE REFERENCE	111
3.5 CONCLUSIONS	119
CHAPITRE 4. MODELISATION ET SIMULATION SAISONNIERE D'UNE PAC AIR/EAU BI COMPRESSEURS	121
4.1 OBJECTIFS	125
4.2 DESCRIPTION DU SYSTEME	126
4.3 MODELISATION DU BATIMENT	127
4.4 MODELISATION DU PLANCHER CHAUFFANT	134
4.5 MODELISATION DE LA PAC	158
4.6 LE COUPLAGE DES DIFFERENTS ELEMENTS DU SYSTEME	158
4.7 SIMULATIONS SUR TROIS ZONES CLIMATIQUES DE TROIS TECHNOLOGIES DE VARIATION DE PUISSANCE	160

4.8 CONCLUSION	174
CONCLUSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES	175
BIBLIOGRAPHIE	179
ANNEXES	185
ANNEXE 1 : PERFORMANCES D'UN COMPRESSEUR A VITESSE VARIABLE	189
ANNEXE 2 : RENDEMENTS DE COMPRESSEURS	193
ANNEXE 3 : LES PARAMETRES DU MODULE PLANCHER (2D FINAL)	199
ANNEXE 4 : SCHEMA DU BANC D'ESSAIS POUR LA CALORIMETRIE DES COMPRESSEURS	201
ANNEXE 5 : QUELQUES ELEMENTS SUR LES FLUIDES FRIGORIGENES	203
ANNEXE 6 : PERFORMANCES EN REGIME STATIONNAIRE EN MODE RAFRAICHISSEMENT DE LA PAC DE REFERENCE [RIV04]	207
ANNEXE 7 : SCHEMA ELECTRIQUE DE LA PAC DE REFERENCE	211
ANNEXE 8 : RESULTATS D'ESSAIS DE LA PAC BI COMPRESSEURS	213
ANNEXE 9 : ALGORITHMES DETAILLES ET RESOLUTION DES EQUATIONS DES MODELES DYNAMIQUES SOUS MATLAB	223

NOMENCLATURE

A, B, C, D	Matrices réelles respectivement composées d'éléments a_{ij} , b_{ij} , c_{ij} , d_{ij} . Avec $\{i, j\} \in N^2$	
Bv	Besoin thermique	W
CLF	Taux de charge	%
Cp	Chaleur massique	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
C _{ph}	Le nombre de cycles marche/arrêt par heure	h ⁻¹
DB	Dépassement bas	K
DH	Dépassement haut	K
e	Epaisseur	m
E	Energie	J
F _x , F _y , F _z	Projection du flux de chaleur par conduction sur les axes du repère $O(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$	W.m ⁻²
F _{on}	Rapport ton/(ton+toff) c'est-à-dire la fraction de temps où la PAC est en marche	h
GV	Coefficient de déperdition	W.K ⁻¹
h	Coefficient d'échange thermique surfacique	W.m ⁻² .K ⁻¹
h _m	Enthalpie massique	J.kg ⁻¹
n	Nombre de mailles d'une représentation volumes finis	
\vec{n}	Vecteur normal	
\dot{m}	Débit massique	kg.s ⁻¹
P	Pression	Pa
P	Puissance	W
N	Vitesse de rotation	tours.s ⁻¹
$O(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$	Repère orthonormal direct	
R	Niveau de puissance	%
R	Résistance thermique	K.W ⁻¹
R	Rayon	m
ren	Renouvellement d'air	Volume.h ⁻¹
S	Surface	m ²
SC	Surchauffe	K
SR	Sous refroidissement	K
t	Temps	s
T	Température	K ou °C
u(t)	Vecteur d'entrée composé d'éléments u_{ij} . Avec $\{i, j\} \in N^2$	
v''	Volume massique	m ³ .kg ⁻¹
V	Volume ou volume de contrôle dans le cas d'un maillage aux volumes finis	m ³
\dot{V}	Débit volumique	m ³ .s ⁻¹
W	Puissance électrique	W
y(t)	Vecteur de sortie composé d'éléments y_{ij} . Avec $\{i, j\} \in N^2$	

Lettres grecques

ε	Emissivité	
φ	Flux thermique	W.m^{-2}
ρ	Masse volumique	kg.m^{-3}
λ	Conductivité thermique	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
σ	Constante de Stefan-Boltzman ($5,67.10^{-8}$)	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$
τ	Taux de compression	
η	Rendement énergétique	
Δ	Variation, différence	

Indices

a	Aspiré
air	Air
abs	Absorbée
b	Balayé
bet	Béton de la dalle flottante
BP	Basse pression
c	Chaud
calo	Calorifique
cond	Condenseur
cpr	Compresseur
dr	Sec
E	Est
e	Entrée
enrob	Enrobage
ext	Extérieure
eau	Eau
evap	Évaporateur
f	Froid
g	Global
HP	Haute pression
i	Numéro de nœud dans le cas d'un maillage (éléments finis ou volume finis)
inf	Relatif aux couches du plancher situées en dessous du réseau d'eau
int	Intérieur
isol	Isolant thermique
is	Isentropique
moy	Moyen
mr	Moyenne radiante
N	Nord
O	Ouest
rev	Revêtement
r	Réel
ref	Refoulement
s	Sortie
S	Sud
sol	Solaire
sup	Relatif aux couches du plancher situées au dessus du réseau d'eau
tube	Circuit d'eau
v	Volumique
w	Radiant

Sigles

COP	Coefficient de Performance
EER	Efficacité du cycle en mode rafraîchissement
GPEG	Groupe de production d'eau glacée
PAC	Pompe A Chaleur
TOR	Tout Ou Rien
V4V	Vanne 4 voies
VEV	Variation Electronique de Vitesse
2D	Bidimensionnel
3D	Tridimensionnel

INDEX DES FIGURES ET SCHEMAS

Figure 1-1 : Fonctionnement normal de la PAC	19
Figure 1-2 : Cycle thermodynamique d'une PAC	19
Figure 1-3 : Echanges thermiques au niveau du bâtiment	22
Figure 1-4 : Besoin et fonctionnement du système mono compresseur en fonction de l'occurrence des températures extérieures pour la ville de Trappes pendant la saison de chauffage	22
Figure 1-5 : Vue 3D du Twin Single	24
Figure 1-6 : Mode un cylindre	24
Figure 1-7 : Phase transitoire	24
Figure 1-8 : Mode deux cylindres	25
Figure 1-9 : Logique de régulation du compresseur Twin Single	25
Figure 1-10 : Diagramme de variation de composition du R-407C	26
Figure 1-11 : Le système de rectification/séparation	27
Figure 1-12 : Schéma du système complet	27
Figure 1-13 : Comparaison avec un système classique (contrôle on/off)	28
Photo 1-14 : Vue du banc d'essais	29
Photo 1-15 : Vue du banc d'essais	29
Figure 1-16 : Régulation d'un système VEV	32
Figure 1-17 : Scénario thermique n°1	32
Figure 1-18 : Scénario thermique n°2	32
Figure 1-19 : Rendement de 2 systèmes chacun équipé d'un compresseur inverser	34
Figure 1-20 : Rendement volumétrique en fonction de la vitesse de rotation et du taux de compression	35
Figure 1-21 : Rendement global en fonction de la vitesse de rotation et du taux de compression (modèle Benamer)	35
Figure 1-22 : Rendements volumétriques et isentropiques en fonction de la vitesse de rotation	35
Figure 1-23 : Rendements isentropiques en fonction du taux de compression	35
Figure 1-24 : Photo du Digital Scroll	37
Figure 1-25 : Coupes longitudinales du Digital Scroll	37
Figure 1-26 : Contrôle du Digital Scroll	38
Figure 1-27 : Contrôle du Digital Scroll	38
Figure 1-28 : Régulation du Digital Scroll	38
Figure 1-29 : Rendement volumétrique du Digital Scroll en fonction du taux de compression	40
Figure 1-30 : Evolution des pressions BP et HP pour un fonctionnement à 50 %	40
Figure 1-31 : Variation de la HP par rapport à la BP	40
Figure 1-32 : Vue 2D du rendement effectif en fonction du niveau de puissance et du taux de compression	41
Figure 1-33 : Evolution de la puissance absorbée en fonction de la HP	41
Figure 1-34 : Rendements pour 2 couples (HP, BP) en fonction du % de puissance	41
Figure 1-35 : Rendement isentropique du Scroll à spirale débrayable en fonction du niveau de puissance et du taux de compression	42
Figure 1-36 : Schéma simplifié d'un système bi compresseurs	43
Figure 1-37 : Régulation d'un système bi compresseurs	44
Figure 1-38 : COP saisonnier du système équipé de différents compresseurs	45
Figure 1-39 : Rendement volumétrique du tandem scroll 1 en fonction du taux de compression	46
Figure 1-40 : Rendement volumétrique du tandem scroll 2 en fonction du taux de compression	46
Figure 1-41 : Exemples de rendement effectifs pour les trois technologies testées avec des taux de compressions (de gauche à droite) de 4,53 et 2,8	47
Figure 2-1 : Plan des cellules climatiques et de la salle de contrôle de l'enceinte du Climatron	54
Figure 2-2 : Vue globale du banc d'essai à pleine charge	55
Figure 2-3 : Schéma de principe du banc d'essais à charge partielle	56
Figure 2-4 : Installation du régulateur Vulcatherm®	57
Figure 2-5 : Câblage électrique du régulateur 2408	58
Figure 2-6 : Câblage électrique du régulateur 2604	58
Figure 2-7 : Schéma de principe du montage à charge partielle	59
Figure 2-8 : Schéma du circuit frigorifique, mode chauffage	60
Figure 2-9 : Puissance calorifique fournie, puissance électrique absorbée et COP de la PAC de référence en fonction de la température extérieure avec et sans dégivrage	63
Figure 2-10 : Puissance calorifique perdue par dégivrage en fonction de la température d'entrée d'air pour une température de sortie d'eau de 35°C	63

Figure 2-11 : Performance de la PAC de référence pour une température extérieure de 8°C en fonction de la température d'entrée d'eau	64
Figure 2-12 : Performance de la PAC de référence pour une température extérieure de -7°C en fonction de la température d'entrée d'eau avec prise en compte du dégivrage	64
Figure 2-13 : Pcalo en fct° de Tair et Teau.....	65
Figure 2-14 : Wabs en fct° de Tair et Teau.....	65
Figure 2-15 : Evolution des températures d'entrée et de sortie d'eau à l'évaporateur en mode refroidissement ; cas d'une régulation sur le retour d'eau pour une consigne T_m	66
Figure 2-16 : Evolution des températures d'entrée et de sortie d'eau au condenseur en mode chauffage ; cas d'une régulation sur le retour d'eau pour une consigne T_m	67
Figure 2-17 : Circuitage du réseau d'eau des essais à charge partielle	68
Figure 2-18 : Efficacité moyenne en fonction de la charge thermique pour les essais à charge partielle en mode rafraîchissement	68
Figure 2-19 : Efficacité moyenne, puissance électrique de veille déduite, en fonction de la charge thermique pour les essais à charge partielle en mode rafraîchissement.....	68
Figure 2-20 : Lois de thermostat pour les essais à charge partielle (cf. annexe).....	69
Figure 2-21 : EER sans cyclage pour l'ensemble des essais à charge partielle en mode froid	71
Figure 2-22 : Comparaison de 2 montées en puissance frigorifique relative pour la série d'essais d'inertie forte et de différentiel 1K en fonction du temps, à faible et forte charge.....	72
Figure 2-23 : Rapport de l'efficacité réelle à l'efficacité en régime stationnaire calculée pour la température d'entrée d'eau de l'essai sur le dernier quart temps des cycles des séries d'inertie faible et de différentiel 1, à gauche, et d'inertie forte et de différentiel 3K, à droite	72
Figure 2-24 : Tracé de la puissance électrique moyenne en fonction de charge thermique par série d'essais.....	73
Figure 2-25 : Démarrages et arrêts de la puissance frigorifique et de la puissance électrique pour l'ensemble des cycles de la série d'essais d'inertie faible et de différentiel égal à 3K, pas de temps d'acquisition de 2s	74
Figure 2-26 : Comparaison des courbes de dégradation de l'efficacité relative en fonction du taux de charge, obtenues expérimentalement (croix) et de 2 modèles de dégradation en cyclage avec thermostat idéal, prise en compte de la puissance électrique de veille seule (en rouge), de la puissance électrique de veille et des arrêts et démarrages de la puissance frigorifique (en bleu)	76
Figure 2-27 : Comparaison entre le thermostat idéal (* noté TI sur la figure) et le thermostat expérimental pour les séries d'inertie faible et de différentiel 1K et d'inertie forte et de différentiel 3K.....	76
Figure 2-28 : Evolution des températures d'entrée et de sortie d'eau, inertie faible, différentiel 1K, charge thermique 2.22 kW	77
Figure 2-29 : Efficacité moyenne en fonction de la charge thermique pour les essais à charge partielle en mode chauffage	78
Figure 2-30 : Lois de thermostat pour les essais à charge partielle pour une température d'air de 12°C avec une inertie de 225L.....	79
Figure 2-31 : Evolution des température d'entrée et de sortie d'eau en fonction du temps pour un essai à 12°C de température d'air, une inertie de 225L, une consigne sur l'eau à 28°C et une charge thermique de 1,92 kW chaud.....	80
Figure 2-32 : Evolution des dépassements haut et bas en mode chauffage et rafraîchissement en fonction de la charge thermique délivrée par la PAC	80
Figure 2-33 : Evolution des rapports des dépassements haut et bas en mode chauffage et rafraîchissement en fonction de la charge thermique délivrée par la PAC	81
Figure 2-34 : Efficacité moyenne en fonction de la charge thermique pour les essais à charge partielle en mode chauffage à 7°C de température d'air avec dégivrage	82
Figure 2-35 : Evolution des température d'entrée et de sortie d'eau en fonction du temps pour quatre essais à 7°C de température d'air, une inertie de 225L, une consigne sur l'eau à 28°C et des charges thermiques de 0,71 kW, 1,79 kW, 3,45 kW et 5,07 kW respectivement de gauche à droite et de haut en bas.....	83
Figure 3-1 : La PAC ouverte avant modifications	91
Figure 3-2 : La PAC ouverte après modifications	91
Figure 3-3 : Nouveau schéma fluide avec détail des capteurs de prise de pression.....	92
Figure 3-4 : Schéma électrique de l'alimentation déportée	93
Figure 3-5 : Schéma électrique de la PAC à puissance variable.....	93
Figure 3-6 : Tableau électrique de la PAC avant modifications	94
Figure 3-7 : Schéma de gestion de la PAC de référence.....	95
Figure 3-8 : Carte de contrôle de la PAC d'origine	95
Figure 3-9 : Schéma de contrôle de la PAC bi compresseurs	96

Figures 3-10 : Evolution de la BP, puissance calorifique, puissance absorbée et COP de la PAC bi compresseurs, pour une température extérieure de $-5,7^{\circ}\text{C}$ et une température de sortie d'eau de 33°C , en fonction de la charge en fluide frigorigène R407C	100
Figure 3-11 : Puissance totale perdue en fonction de la température extérieure et du mode de fonctionnement durant les phases de dégivrage.....	103
Figure 3-12 : Temps de dégivrage en fonction de la température d'air et du mode de fonctionnement.....	104
Figure 3-13 : COP moyens des cycles de dégivrage en fonction de la température extérieure et du mode de fonctionnement.....	104
Figure 3-14 : Delta T entrée/sortie d'eau en fonction du débit pour les trois séries de mesures.....	105
Figure 3-15 : Basse pression en fonction du débit d'eau	106
Figure 3-16 : Haute pression en fonction du débit d'eau.....	106
Figure 3-17 : Puissance calorifique en fonction du débit d'eau.....	106
Figure 3-18 : Puissance absorbée en fonction du débit d'eau.....	106
Figure 3-19 : COP en fonction du débit d'eau.....	106
Figures 3-20 : Puissance calorifique en fonction de la température d'air et de retour d'eau pour un fonctionnement à pleine puissance.....	109
Figures 3-21 : Puissance absorbée en fonction de la température d'air et de retour d'eau pour un fonctionnement à pleine puissance.....	109
Figures 3-22 : Puissance calorifique en fonction de la température d'air et de retour d'eau pour un fonctionnement sur le ZR18	109
Figures 3-23 : Puissance absorbée en fonction de la température d'air et de retour d'eau pour un fonctionnement sur le ZR18	109
Figures 3-24 : Puissance calorifique en fonction de la température d'air et de retour d'eau pour un fonctionnement sur le ZR22	110
Figures 3-25 : Puissance absorbée en fonction de la température d'air et de retour d'eau pour un fonctionnement sur le ZR22	110
Figures 3-26 : Puissance calorifique en fonction de la température d'air	111
Figures 3-27 : Puissance absorbée en fonction de la température d'air	111
Figures 3-28 : COP des deux PAC en fonction de la température d'air	111
Figures 3-29 : Evolution des performances de la PAC à puissance variable en fonction de la température d'air et du mode de fonctionnement.....	112
Figures 3-30 : Améliorations ou pertes dues au dimensionnement des échangeurs	113
Figures 3-31 : Amélioration obtenue grâce à la gestion du dégivrage par rapport à la gestion d'origine.....	114
Figure 3-32 : Besoin et puissance calorifique en fonction de la température extérieure	115
Figure 3-33 : Impact de l'appoint électrique sur le rendement du système en fonction de la température extérieure	115
Figure 3-34 : Puissance calorifique délivrée par les deux systèmes et besoin énergétique du bâtiment.....	117
Figure 3-35 : gain énergétique en % pour la régulation proposée en fonction de la température extérieure	117
Figure 3-36 : Occurrence des températures extérieure pour la ville de Trappes.....	118
Figure 4-1 : système de chauffage/rafraîchissement à puissance variable.....	126
Figure 4-2 : Les échanges sur l'enveloppe du bâtiment.....	127
Figure 4-3 : Modèle de réduction R3C2 du bâtiment	129
Figure 4-4 : Algorithme de résolution du modèle bâtiment.....	130
Figure 4-5 : Modèle de bâtiment Matlab/Simulink.....	130
Figure 4-6 : Réponse de la maison à un échelon de température.....	131
Figure 4-7 : Température de la maison pour la ville de Nice.....	132
Figure 4-8 : Température de la maison pour la ville de Trappes	132
Figure 4-9 : Température de la maison pour la ville de Nancy.....	132
Figure 4-10 : Températures de la maison et extérieure pour la ville de Nice	133
Figure 4-11 : Températures de la maison et extérieure pour la ville de Trappes	133
Figure 4-12 : Températures de la maison et extérieure pour la ville de Nancy	134
Figure 4-13 : Constitution d'un plancher chauffant / rafraîchissant	134
Figure 4-14 : Mise en œuvre d'un plancher chauffant / rafraîchissant	135
Figure 4-15 : Les différentes dispositions de tubes dans la dalle.....	135
Figure 4-16 : Les phénomènes physiques intervenant dans le fonctionnement des planchers chauffants/rafraîchissants	136
Figure 4-17: Le schéma simplifié du plancher	137
Figure 4-18 : Modèle final des couches du plancher	137
Figure 4-19 : Schéma de la simplification des tubes du plancher.....	138
Figure 4-20 : Coupe transversale d'une portion de tube.....	138

Figure 4-21 : Coupe longitudinale d'une portion de tube	139
Figure 4-22 : Les flux conductif d'une maille	140
Figure 4-23 : Schéma du maillage	143
Figure 4-24 : Réponse de deux modèles à un échelon de température	147
Figure 4-25 : Une maille de la couche eau avec les flux mis en jeux	148
Figure 4-26 : Température de sortie d'eau en fonction du temps et suivant le nombre de mailles.....	151
Figure 4-27 : Géométrie du plancher	152
Figure 4-28 : Coupe transversale du plancher et maillage utilisé	153
Figure 4-29 : Evolution de la température de sortie d'eau en fonction du temps	153
Figure 4-30 : Evolution de la température de surface en fonction du temps pour les deux codes	154
Figure 4-31 : Evolution de la température d'entrée d'eau en fonction du temps.....	154
Figure 4-32 : Evolution des températures de sortie d'eau et de surface en fonction du temps	155
Figure 4-33 : Représentation sous Thermette du système	155
Figure 4-34 : Température de sortie d'eau pour une entrée constante	156
Figure 4-35 : Température de sortie d'eau pour une entrée sinusoïdale	157
Figure 4-36 : Le module <i>système de chauffage</i> sous Simulink.....	158
Figure 4-37 : Description du couplage des différents éléments du modèle dynamique.....	159
Figure 4-38 : Résultat de simulation sur le système de référence pour la ville de Nancy.....	160
Figure 4-39 : Les trois premières heures de chauffage pour la ville de Nancy	161
Figure 4-40 : Fonctionnement de la PAC pendant une période froide.....	161
Figure 4-41 : Action du thermostat d'ambiance et du capteur de température extérieure en fonction du temps	164
Figure 4-42 : Exemple d'évolution des températures avec une régulation sur loi d'eau pour la ville de Nice.....	165
Figure 4-43 : Exemple de logique d'enclenchement ou de déclenchement des compresseurs pour une température d'air croissante.....	169
Figure 4-44 : Réponse du système pour un fonctionnement sur le ZR18 seul à faible température	169
Figure 4-45 : Exemple de simulation avec régulation des trois étages de puissance.	170
Figure 4-46 : Régulation sur deux étages de puissance	171
Figure 4-47 : Gain énergétique du système bi compresseurs par rapport au système mono compresseur.....	172
Figure 4-48 : Gain énergétique du système bi compresseurs par rapport au système mono compresseur sans le gain dû à la régulation sur loi d'eau.....	173

INDEX DES TABLEAUX

Tableau 1-1 : répartition géographique des PAC exploitation en 2000.....	18
Tableau 1-2 : Evolution des performances avant et après séparation.....	27
Tableau 1-3 : Comparaison entre les consommations des 2 compresseurs en fonction de la charge thermique.....	33
Tableau 2-1 : La plage des conditions climatiques.....	55
Tableau 2-2 : Mesure sur l'eau.....	57
Tableau 2-3 : Essais de performance à pleine charge en mode chauffage	61
Tableau 2-4 : Essais en régime stationnaire en mode chauffage	62
Tableau 2-5 : Résultats à charge partielle pour l'inertie moyenne	69
Tableau 2-6 : Résultats à charge partielle pour l'inertie faible.....	70
Tableau 2-7 : Résultats à charge partielle pour l'inertie forte	70
Tableau 2-8 : Résultats de la régression de la charge thermique sur la puissance électrique pour les 6 séries d'essais à charge partielle.....	73
Tableau 2-9 : Résultats d'essais à charge partielle pour une inertie forte à 12°C de température d'air et avec un différentiel de régulation de 3K	79
Tableau 2-10 : Résultats d'essais à charge partielle pour une inertie forte à 7°C de température d'air et avec un différentiel de régulation de 3K	82
Tableau 3-1 : Répartition des pertes par dégivrage en fonction de la température d'air extérieur et du mode de fonctionnement	102
Tableau 3-2 : Point d'essais réalisés sur la PAC bi compresseurs	107
Tableau 4-1 : Influence de la prise compte de la veille sur les performances saisonnières pour trois zones climatiques	162
Tableau 4-2 : Influence de thermostats d'ambiances sur les performances saisonnières des trois zones climatiques	164
Tableau 4-3 : Influence d'une régulation sur loi d'eau sur les performances saisonnières des trois zones climatiques	166
Tableau 4-4 : COP saisonnier d'une PAC bi compresseurs (régulation sur consigne fixe).....	171
Tableau 4-5 : COP saisonnier d'une PAC bi compresseurs réglée selon une température de consigne évoluant selon une loi d'eau.....	172

INTRODUCTION GENERALE

La performance des systèmes de chauffage par pompe à chaleur est un enjeu fort. Les performances énergétiques saisonnières doivent être continûment améliorées. La variation de puissance est une des voies d'amélioration.

La variation de puissance n'est pas encore utilisée dans le parc des pompes à chaleur de petite puissance pour le marché résidentiel européen. Sur ce secteur, la quasi-totalité des installations sont mises en œuvre avec comme mode d'émission, le plancher chauffant / rafraîchissant.

L'objectif de la thèse est de concevoir une pompe à chaleur air/eau à puissance variable, ainsi que sa logique de régulation.

Les objectifs étant fixés, l'étude qui va suivre est articulée ainsi :

- Le chapitre 1 est un état de l'art des technologies de variation de puissance existantes, ou en cours d'élaboration pour les systèmes thermodynamiques pour le chauffage ou le rafraîchissement. Deux des technologies ont été étudiées à partir des publications disponibles. Trois autres ont été testées sur banc d'essais calorimétrique. Ce chapitre a permis de s'orienter vers la technologie bi compresseurs.
- Afin de comparer une PAC bi compresseurs à une PAC mono compresseur représentative du marché français, des essais ont été réalisés et sont décrits au chapitre 2. Ils ont un objectif double :
 - Caractériser la PAC mono compresseur afin d'en connaître les performances quelle que soit la température extérieure et la température de retour d'eau.
 - Caractériser la PAC mono compresseur à charge partielle afin de déterminer quelles sont les pertes supplémentaires qui peuvent intervenir dans le cas d'un fonctionnement réel en cyclage. Ces essais ont tout d'abord été réalisés en mode rafraîchissement afin de s'affranchir du dégivrage. Les paramètres tels que l'inertie de la boucle d'eau et le différentiel de régulation ont été étudiés. Ensuite, les essais à charge partielle en mode chauffage ont permis d'étudier l'impact du dégivrage sur un fonctionnement à charge partielle.

L'élément essentiel qui ressort de cette campagne d'essai, est un modèle en régime permanent glissant qui donne les performances réelles de la PAC en fonction des conditions de fonctionnement.

- Le chapitre 3 présente la conception du prototype de la PAC air/eau inversable équipée de 2 compresseurs. Pour se faire, la PAC de référence a été modifiée afin de pouvoir fonctionner avec les deux compresseurs testés dans le chapitre 1. Les détails de la conception sont présentés. Les éléments relatifs au pilotage des compresseurs, au remplissage de la machine en fluide frigorigène, à la gestion des débits d'eau ainsi qu'à la gestion du dégivrage sont abordés. Les objectifs de ce chapitre sont :
 - La comparaison des performances, en régime stabilisé, de la PAC de référence par rapport à la PAC bi compresseurs : en isolant les différents phénomènes, causes de pertes ou de gains énergétiques.

- La réalisation d'un modèle en régime permanent glissant qui calcule rapidement les performances du système en fonction de la température extérieure, de la température de retour d'eau et du mode de fonctionnement (1 ou 2 compresseurs).
- Le chapitre 4 permet d'atteindre deux objectifs : la création d'une logique de régulation améliorée de la PAC bi compresseurs pour l'optimisation du COP saisonnier et la création d'un outil de calcul complet de calcul du COP saisonnier réel de n'importe quel système de chauffage sur plancher chauffant/rafraîchissant. Le chapitre est articulé comme suit :
 - Dans un premier temps, le développement de l'outil de calcul du COP saisonnier est détaillé. Il est développé sous Matlab/Simulink et est composé de modules de calcul qui ont été couplés :
 - Un module, en régime dynamique, de calcul *Bâtiment* qui donne la température d'air dans le bâtiment en fonction des flux thermiques.
 - Un module, en régime dynamique, de calcul *Plancher* qui donne la température de sortie d'eau du plancher, ainsi que le flux thermique émis vers la pièce en fonction du flux solaire incident, de la température et du débit d'entrée d'eau dans le plancher.
 - Un module *météo* qui transmet la température extérieure et le flux solaire à chaque pas de temps.
 - Un module *PAC* qui calcule la température de sortie d'eau PAC, la puissance calorifique et la puissance électrique appelée en fonction des paramètres extérieurs. Les corrélations utilisées par ce module sont directement issues des résultats d'essais réalisés dans les chapitres 2 et 3.
 - Un module *régulation* qui permet de piloter la PAC. Des capteurs de température peuvent être fixés, les différentiels de régulation ou les consignes de mise en marche/arrêt des compresseurs peuvent être modifiées (exemple : consigne fixe ou régulation sur « loi d'eau »).

Chacun de ces modules de calcul a été programmé puis validé avec des résultats d'essais ou d'autres outils de calcul. Les modules ont ensuite été couplés pour simuler le système complet (PAC+Bâtiment+Plancher+Météo).

- Dans un second temps, l'outil développé a permis de calculer les performances saisonnières du système de référence mono compresseur, ainsi que celles du système bi compresseurs développé dans le chapitre 3. Pour chaque zone climatique (Nice, Trappes, Nancy), les COP saisonniers sont comparés. Différentes régulations ont été étudiées ainsi que les capteurs à mettre en place pour la bonne marche du système.
- Une logique de gestion des compresseurs de la PAC prototype est proposée. Les performances saisonnières sont comparées à celles de la PAC de référence.
- Enfin, des voies d'amélioration sont proposées dans les conclusions et perspectives.

La démonstration de l'intérêt de cette technologie de variation de puissance par rapport à l'existant est réalisée.

Les gains sont quantifiés en fonction de la logique de régulation choisie et de la zone d'installation de la pompe à chaleur.

**CHAPITRE 1. LA VARIATION DE
PUISSANCE POUR L'AMELIORATION
DES SYSTEMES DE CHAUFFAGE PAR
POMPE A CHALEUR**

SOMMAIRE DU CHAPITRE 1

1.1	INTRODUCTION	17
1.1.1	Contexte	17
1.1.2	Les objectifs	17
1.1.3	Le marché	18
1.2	LE FONCTIONNEMENT GLOBAL D'UN SYSTEME THERMODYNAMIQUE	19
1.2.1	Les principes de base d'un système thermodynamique	19
1.2.1.1	Principes généraux	19
1.2.1.2	Le compresseur	20
1.2.2	Intérêt de la puissance variable pour le conditionnement d'ambiance pour une maison individuelle	21
1.2.2.1	La puissance variable pour l'amélioration des performances saisonnières	21
1.2.2.2	La puissance variable pour un meilleur confort	23
1.3	ETUDE DE DEUX TECHNOLOGIES DE VARIATION DE PUISSANCE	23
1.3.1	Le compresseur bi pistons débrayable	24
1.3.1.1	Technologie et mode de fonctionnement	24
1.3.1.2	Essai du compresseur	25
1.3.1.3	Avantages et inconvénients de la technologie Twin Single	26
1.3.2	La variation de composition du R-407C par distillation contrôlée	26
1.3.2.1	Principe de la variation de puissance	26
1.3.2.2	Technologie et mode de fonctionnement	27
1.3.2.3	Performances du système réel	27
1.3.2.4	Avantages et inconvénients de la variation de composition	28
1.4	ESSAIS DE CARACTERISATION DE TROIS TECHNOLOGIES DE VARIATION DE PUISSANCE	29
1.4.1	Introduction	29
1.4.2	Présentation des essais	29
1.4.2.1	Le banc de mesures	29
1.4.2.2	La méthode d'essais	30
1.4.2.3	La méthode de calcul	30
1.4.2.4	Définition d'une méthode de modélisation des compresseurs	30
1.4.3	Les compresseurs à vitesse variable	30
1.4.3.1	Technologie du compresseur à vitesse variable	30
1.4.3.2	Logique de régulation du compresseur à vitesse variable	32
1.4.3.3	Essais de systèmes eau/eau à charges partielles	32
1.4.3.4	Conséquence de la technologie VEV sur la conception globale du système	33
1.4.3.5	Rendement d'un compresseur adapté à la variation de fréquence	34
1.4.3.6	Résultat et modélisation d'un compresseur VEV	34
1.4.3.7	Avantages et inconvénients de la technologie VEV	36
1.4.4	Le compresseur à spirale débrayable	37
1.4.4.1	Technologie et caractéristiques techniques	37
1.4.4.2	La modulation de puissance	38
1.4.4.3	Redéfinition des rendements pour un fonctionnement instable	39
1.4.4.4	Résultat et modélisation du compresseur à spirale débrayable sur banc d'essais	39
1.4.4.5	Avantages et inconvénients du compresseur débrayable	42
1.4.5	Les systèmes multi compresseurs	43
1.4.5.1	Description des systèmes bi compresseurs	43
1.4.5.2	La variation de puissance sur un système bi compresseurs	44
1.4.5.3	Résultats et modélisation d'un système bi compresseurs sur banc d'essais	46
1.4.6	Comparaison des trois technologies testées	46
1.5	CONCLUSIONS	47

1.1 INTRODUCTION

1.1.1 Contexte

Le développement de machines thermodynamiques électriques pour l'habitat est un enjeu commercial majeur pour l'entreprise EDF. Ces produits peuvent faire de l'électricité une énergie particulièrement compétitive pour assurer le confort thermique des habitations.

Les systèmes thermodynamiques remplissent habituellement la fonction de rafraîchissement. En France, EDF cherche surtout à promouvoir la fonction de chauffage car elle permet de répondre à un besoin essentiel pour les habitants tout en puisant « gratuitement » une certaine quantité d'énergie à l'environnement extérieur. La performance énergétique résultante est caractérisée par le COP, rapport entre la quantité d'énergie thermique restituée et la quantité d'énergie électrique consommée.

Il importe de chercher à améliorer sans cesse les performances énergétiques de ces systèmes afin d'accroître leur pénétration sur le terrain et de contribuer au développement durable de l'industrie électrique.

L'une des solutions d'amélioration des performances énergétiques des systèmes thermodynamiques est la variation de puissance. Celle-ci permet d'adapter le fonctionnement de la machine au plus près des besoins thermiques des locaux à traiter et de réduire les consommations énergétiques. Différentes options technologiques avec leurs avantages et leurs inconvénients sont disponibles : certaines sont de nature purement mécanique (la plus simple étant l'utilisation de plusieurs compresseurs en série), mais la principale reste la variation de fréquence électrique (plus communément appelée « vitesse variable »).

Cette dernière est très largement utilisée par le marché japonais qui dispose dans ce domaine d'une avance technologique significative. Néanmoins, sur ce marché, seules les machines air/air sont concernées par la vitesse variable. Or, sur les secteurs résidentiel et tertiaire, la culture européenne est plus orientée vers les systèmes air/eau pour lesquels la vitesse fixe reste aujourd'hui, le seul mode de fonctionnement communément employé.

1.1.2 Les objectifs

Les objectifs de ce chapitre sont de :

- Rappeler les principes de base d'un système thermodynamique et l'intérêt de la puissance variable.
- Constituer un état de l'art des technologies existantes de la variation de puissance adaptées aux particularités des systèmes thermodynamiques de chauffage et de climatisation des bâtiments résidentiels individuels.
- Comparer chacune de ces technologies existantes **en fonction** des critères : coût, performances énergétiques, disponibilité sur le marché. Un effort particulier a été effectué pour la description technologique des systèmes. Les avantages/inconvénients de chacune des cinq méthodes de modulation de puissance sont présentés.
- La caractérisation détaillée de trois technologies de variation de puissance a été effectuée pour les systèmes multi compresseurs, la technologie de variation de fréquence, la variation de débit par un compresseur spiro orbital débrayable.

1.1.3 Le marché

Afin de mieux comprendre les enjeux, cette section dresse le tableau de la demande en pompes à chaleur en Europe. Il s'appuie sur le rapport d'Hervé Rivoalen [RIV99] : « *Heat pump market overview Europe* ».

Dans les années 70, le marché des pompes à chaleur est en pleine croissance. Ceci est dû à la compétitivité de l'électricité par rapport au prix élevé des énergies fossiles.

Cette croissance est rapidement arrêtée par un manque de connaissances des installateurs, un manque de qualité des installations et une rapide dépréciation des prix du pétrole. Au début des années 90, les pressions pour la protection de l'environnement commencent à ce faire sentir.

Dans ce cadre, est signé le protocole de Kyoto pour la réduction des émissions de CO₂, la promotion des énergies renouvelables ainsi que des systèmes à haute efficacité énergétique.

Quelques pays comme la France, la Suède et la Suisse commencent alors de nouveaux programmes sur les pompes à chaleur.

En 2000 le nombre de pompes à chaleur en Europe peut être réparti comme suit :

Tableau 1-1 : répartition géographique des PAC exploitation en 2000

Classement	Pays	Nombre d'installations
1	<i>Suède</i>	370 000
2	<i>Autriche</i>	149 000
3	<i>Suisse</i>	67 000
4	<i>Allemagne</i>	63 000
5	<i>Norvège</i>	30 000
6	<i>France</i>	30 000
7	<i>Hollande</i>	29 500
8	<i>Finlande</i>	15 000
9	<i>Belgique</i>	6 500
10	<i>Grande Bretagne</i>	3 000

90 % de ces installations se trouvent dans les bâtiments résidentiels. Le nombre total des unités à eau est d'environ 550 000. Jusqu'en 2000, le marché européen des pompes à chaleur pour le secteur résidentiel augmentait chaque année en moyenne de 15 %. Il est difficile de connaître l'évolution actuelle du marché.

Cependant, il existe de grosses différences entre les pays à cause d'une part de la maturité du marché et l'existence ou non d'une politique nationale de promotion des pompes à chaleur, et d'autre part de la sensibilisation par les pouvoirs publics aux problèmes environnementaux.

On distingue, en Europe trois groupes distincts :

- les pays où le marché est à maturité tel que la Suède ou la Suisse.
- les pays où le marché est en expansion tel que l'Allemagne, l'Autriche, la Hollande et la France.
- les pays dans lesquels le marché n'existe pas : la Grande Bretagne, l'Espagne et l'Italie.

En suède, 60 % des ventes sont pour le résidentiel neuf contre 86 % en Suisse.

En France en 1999, il s'est vendu environ 7 000 pompes à chaleur sur le secteur résidentiel. La totalité a été commercialisée pour le secteur neuf. Aujourd'hui, en 2002, le flux de PAC sur le résidentiel est de 15000 unités/an. De plus, les systèmes air/eau sont inexistantes ailleurs qu'en Europe.

Les trois plus gros marchés mondiaux sont, par ordre décroissant : la Chine, le Japon et les USA pour lesquels les systèmes tout air sont quasi-exclusifs et sans commune mesure avec la taille des marchés européens. Pour la Chine et les USA, la quasi-totalité des systèmes thermodynamiques sont utilisés pour la climatisation ou le conditionnement d'air d'été (systèmes non inversable).

1.2 LE FONCTIONNEMENT GLOBAL D'UN SYSTEME THERMODYNAMIQUE

1.2.1 Les principes de base d'un système thermodynamique

1.2.1.1 Principes généraux

Le fluide frigorigène absorbe de la chaleur au milieu extérieur à la température T_0 , et la restitue, additionnée au travail de compression, au milieu intérieur par exemple une habitation. Les éléments de base constituant une PAC sont : l'évaporateur, le condenseur, le compresseur et le détendeur. La Figure 1-1 présente le schéma de principe, ainsi que les principaux organes d'un système thermodynamique.

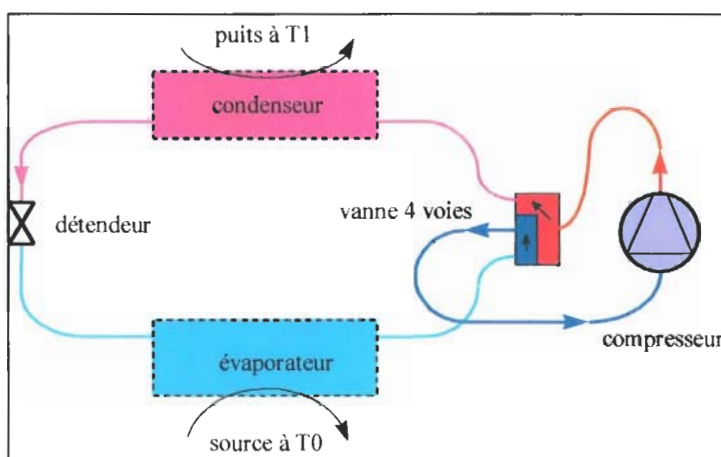


Figure 1-1 : Fonctionnement normal de la PAC

A l'entrée du compresseur, le fluide frigorigène est gazeux, sa pression est égale à sa pression d'évaporation (si on néglige les pertes de charges dans la tuyauterie). A la sortie du compresseur, ce dernier a fourni au fluide de l'énergie pour son transfert vers le circuit haute pression du système. Une désurchauffe du fluide d'environ 10K s'effectue dans la tuyauterie entre le compresseur et le condenseur. La température de condensation T_{cond} du fluide frigorigène à haute pression étant de 35°C (exemple de température pour un plancher chauffant / rafraîchissant), le fluide entre dans le détendeur à l'état liquide en ayant fourni de la chaleur à la boucle d'eau externe (par exemple un plancher chauffant).

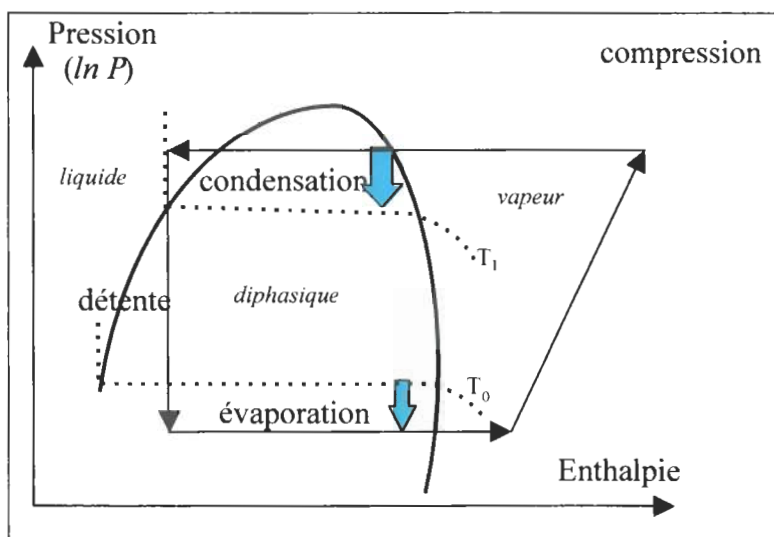


Figure 1-2 : Cycle thermodynamique d'une PAC

Une détente isenthalpique ramène le fluide frigorigène à la basse pression du système.

Du fait que la température de l'air extérieur est supérieure à la température du fluide frigorigène, le fluide frigorigène va absorber une certaine quantité de chaleur et passer de l'état liquide à l'état gazeux à pression constante ; le fluide a donc capté de l'énergie gratuite dans l'air extérieur par l'intermédiaire de l'évaporateur et a ainsi bouclé le cycle thermodynamique décrit ci-dessus (Figure 1-2).

Lorsque la chaleur utile est celle de la source froide, on parle alors d'une machine frigorifique, et son coefficient de performance frigorifique EER est défini comme le rapport de la puissance frigorifique à la puissance électrique fournie. On obtient la relation

$$COP_f = \frac{P_{evap}}{W_{abs}} \quad (1)$$

Par contre, si la quantité de chaleur fournie au puits chaud est considérée comme la chaleur utile du système, la machine est une pompe à chaleur et le coefficient de performance calorifique COP est défini comme :

$$COP_c = \frac{P_{cond}}{W_{abs}} \quad (2)$$

1.2.1.2 Le compresseur

Le compresseur, composant essentiel d'un système frigorifique permet de transférer le fluide frigorigène de la basse pression vers la haute pression. Les mécanismes des compresseurs peuvent être extrêmement variés mais dans tous les cas, plusieurs grandeurs permettent de représenter les évolutions du fluide frigorigène au cours de la compression. Pour rendre compte de la dégradation d'énergie par rapport à une compression idéale, différents rendements sont introduits en partant du moteur électrique jusqu'à la puissance mécanique transférée au fluide.

- Le rendement volumétrique caractérise les pertes internes du compresseur dues aux débits de fuite et aux pertes de charges. Le rendement volumétrique caractérise le compresseur en fonction de la viscosité du fluide, des caractéristiques géométriques du compresseur, des clapets (pour les compresseurs à piston), du volume mort, du lubrifiant...

Il est défini par : $\eta_v = \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_b}$ avec le débit volume balayé : $\dot{V}_b = \frac{V_b \cdot N}{60}$ (3)

et le débit volume aspiré : $\dot{V}_a = \dot{m} \cdot v''$ (4)

- Le rendement isentropique caractérise les irréversibilités engendrées par la compression d'un fluide réel.

Il est défini par : $\eta_{is} = \frac{\Delta h_{e,b}^s}{\Delta h_{e,r}^s}$ (5)

Ce rapport définit l'écart d'enthalpie aux frontières du compresseur pour une compression isentropique par rapport à l'écart d'enthalpie sur les mêmes frontières, mais pour une compression réelle.

- Le rendement global caractérise les pertes d'énergie entre la puissance électrique transmise au compresseur et la puissance transférée au fluide. Ce rendement globalise les pertes du moteur électrique et les pertes mécaniques du compresseur.

$$\text{Il est défini par : } \eta_g = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h_r}{W_{abs}} \quad (6)$$

Le rendement mécanique est une fonction décroissante de la vitesse de rotation. Par contre, le rendement électrique est une fonction croissante de la vitesse de rotation du moteur.

On distingue deux grandes familles de compresseurs : les compresseurs dit « Centrifuges » dans lesquels l'énergie cinétique est transformée en énergie de pression, et les compresseurs volumétriques dans lesquels l'augmentation de pression est due uniquement à la variation de volume. Parmi cette seconde catégorie de machines, on trouve : les compresseurs à vis, les compresseurs scroll, les compresseurs à pistons. Chacune de ces technologies présente des caractéristiques qui lui sont propres, notamment la répartition des puissances par type de compresseurs.

Le domaine d'application de l'étude est le secteur résidentiel, pour lequel les puissances calorifiques sont inférieures à 15 kW. Les technologies des compresseurs à vis et des compresseurs centrifuges réservés aux applications industrielles sont donc exclues.

1.2.2 Intérêt de la puissance variable pour le conditionnement d'ambiance pour une maison individuelle

Les sections précédentes décrivent le fonctionnement global d'une pompe à chaleur air / eau pour le domaine résidentiel. Cette section montre l'intérêt potentiel des systèmes à puissance variable :

- une augmentation du coefficient de performance saisonnier,
- une température intérieure plus stable,
- un fort intérêt pour la réduction des pics d'intensité de courant de démarrage et donc une diminution des perturbations sur réseau électrique.

1.2.2.1 La puissance variable pour l'amélioration des performances saisonnières

Le bâtiment à chauffer est une résidence individuelle. La Figure 1-3 montre les différents apports internes et externes au bâtiment. Ces apports doivent compenser les déperditions thermiques.

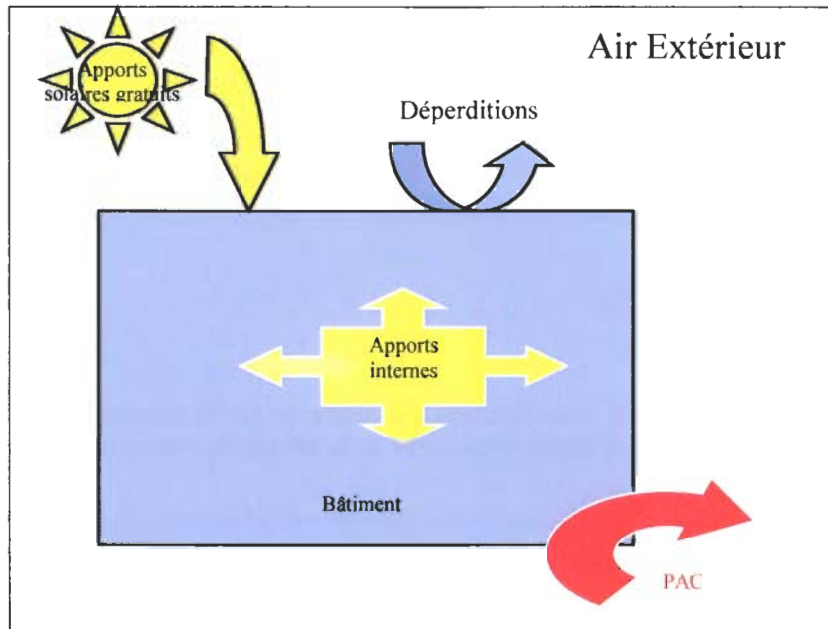


Figure 1-3 : Echanges thermiques au niveau du bâtiment

Ces déperditions peuvent s'exprimer par une simple fonction de l'écart des températures intérieure et extérieure. L'énergie thermique maximum (car il y a toujours des apports gratuits) que doit fournir la PAC au bâtiment est proportionnelle à un écart de températures :

$$\text{Déperditions} = GV (T_{int} - T_{ext}) \quad (7)$$

Inversement, la puissance calorifique instantanée fournie par la PAC au bâtiment augmente avec la température extérieure. Ainsi il a pu être établi un exemple de fonctionnement sur la Figure 1-4.

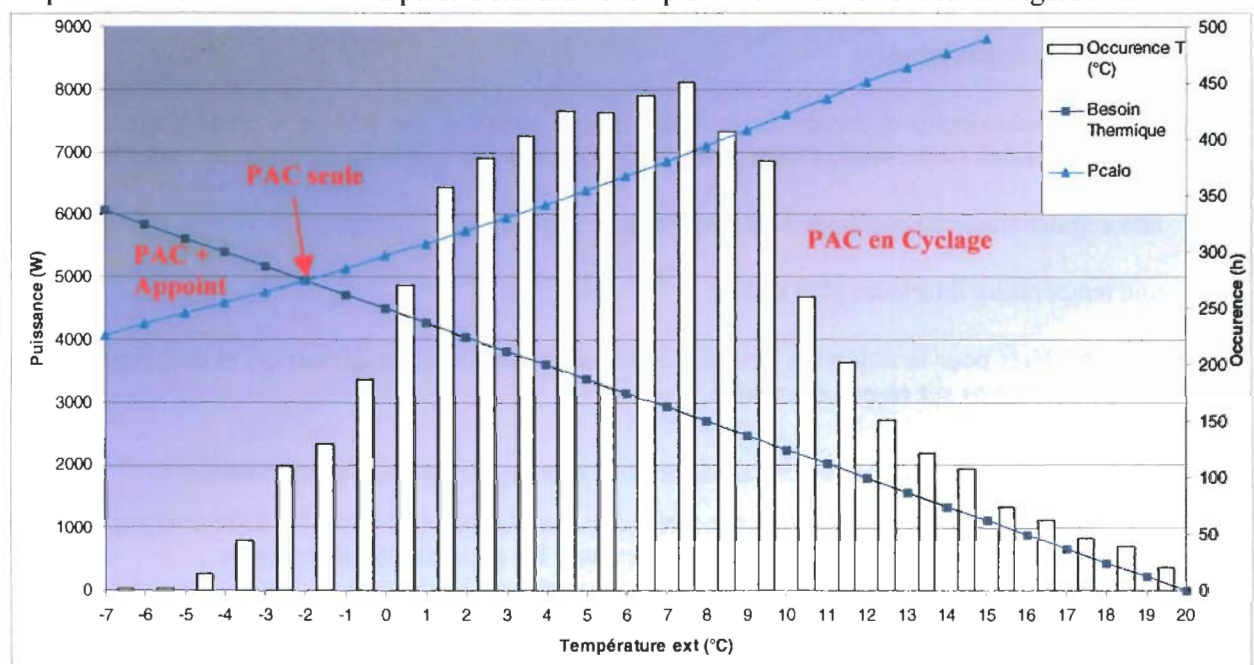


Figure 1-4 : Besoin et fonctionnement du système mono compresseur en fonction de l'occurrence des températures extérieures pour la ville de Trappes pendant la saison de chauffage

Le conditionnement d'ambiance se fait pour une maison de 140 m² neuve. La température de confort à l'intérieur du bâtiment a été fixée à 20°C. A l'aide de fichiers météorologiques donnant la température extérieure heure par heure sur l'année dans les différentes villes Nice (zone H3), Trappes (zone H1), Nancy (zone H2), il est possible de déterminer directement par la relation ci-dessus les déperditions du bâtiment toutes les heures durant toute la période de chauffage. En tenant compte des apports gratuits, le

besoin en chauffage est déterminé, heure par heure. La Figure 1-4 représente le besoin thermique de la maison (en W) en fonction des températures extérieures et de leur occurrence.

La Figure 1-4 montre que plus la température extérieure est élevée, moins le besoin en chauffage est important, à l'inverse, plus la température extérieure est basse, plus l'énergie à fournir par la PAC est élevée. Il y a trois modes de fonctionnement du système :

- En dessous de -1°C , l'énergie fournie par la PAC est inférieure aux déperditions. Un appoint électrique est alors nécessaire.
- A $T = -1^{\circ}\text{C}$ la PAC fonctionne sans arrêt et compense les déperditions du bâtiment. C'est le point de fonctionnement le plus efficace, car la puissance fournie par la PAC correspond exactement au besoin énergétique.
- Au-dessus de -1°C , la PAC fonctionne en alternant les modes « marche » et « arrêt ». Plus la température extérieure sera élevée, plus l'alternance entre les 2 modes sera fréquente. La machine fonctionne alors à charge partielle. Ce mode de fonctionnement sera étudié et détaillé dans le second chapitre. L'alternance des modes marche et arrêt a été observée afin de déterminer les éventuelles pertes par cyclage.

Le cas idéal serait une PAC dont la puissance délivrée serait égale aux besoins thermiques de la maison à tout instant. La puissance variable permet d'adapter la quantité d'énergie fournie aux besoins thermiques. Sur la Figure 1-4, ceci se traduirait par une superposition de la courbe de besoins et de la courbe de puissance calorifique délivrée (respectivement bleu foncé et bleu clair).

1.2.2.2 La puissance variable pour un meilleur confort

Les pompes à chaleur air/eau vendues en Europe sont équipées de compresseurs à puissance fixe. La section ci-dessus a montré qu'au dessus d'une certaine température extérieure, le système délivre plus d'énergie calorifique que nécessaire. Le compresseur va donc fonctionner en cyclage, c'est à dire en mode marche/arrêt. Pendant les phases de marche, la PAC transmet de la chaleur à la boucle d'eau, et la température d'eau augmente. Pendant les phases d'arrêt du compresseur, la boucle d'eau n'a plus de source de chaleur, sa température diminue alors jusqu'au seuil de déclenchement du compresseur. Cet écart de température dû au différentiel de régulation, entraîne des variations de la température d'air dans la maison (plus ou moins amortis par l'inertie du plancher) soit des désagréments en terme de confort pour l'utilisateur final.

Les essais présentés dans la section sur les systèmes à vitesse variable (section 1.4.3) montrent que le différentiel sur les températures varie entre 2K et 5K pour des systèmes mono compresseurs. L'utilisation de systèmes équipés des technologies VEV, scroll débrayable ou multi compresseurs diminue cet écart de température sur la boucle d'eau en adaptant constamment la puissance délivrée par le compresseur au besoin énergétique et contribuent ainsi à améliorer le confort de chauffe pour le client. Le nombre de cycle marche/arrêt est alors considérablement diminué, ce qui implique une augmentation de la durée de vie du système (notamment du compresseur).

1.3 ETUDE DE DEUX TECHNOLOGIES DE VARIATION DE PUISSANCE

A l'heure actuelle, on distingue cinq technologies différentes de variation de puissance :

- La technologie bi pistons dont un débrayable,
- La variation de composition du R-407C,
- La technologie scroll avec une spirale débrayable,
- Les systèmes multi compresseurs,
- La vitesse variable par variation de fréquence.

Une analyse des deux premières technologies, avec les avantages et les inconvénients de chacune, basée sur une étude bibliographique comprenant des résultats d'essais, sont présentés ci-après. Les trois autres technologies feront l'objet d'une étude plus approfondie à la section 1.4 et seront testées en laboratoire.

1.3.1 Le compresseur bi pistons débrayable

Depuis janvier 1999 un nouveau type de compresseur à puissance variable a été développé. Ce compresseur appelé Twin Single (Figure 1-5) permet d'obtenir deux niveaux de puissance grâce à l'utilisation d'un vilebrequin spécial et deux cylindres de compression, de volumes identiques. Le compresseur fonctionne à pleine puissance dans un sens de rotation et en modulation de puissance dans l'autre. Ce nouveau compresseur permet de moduler la puissance simplement.

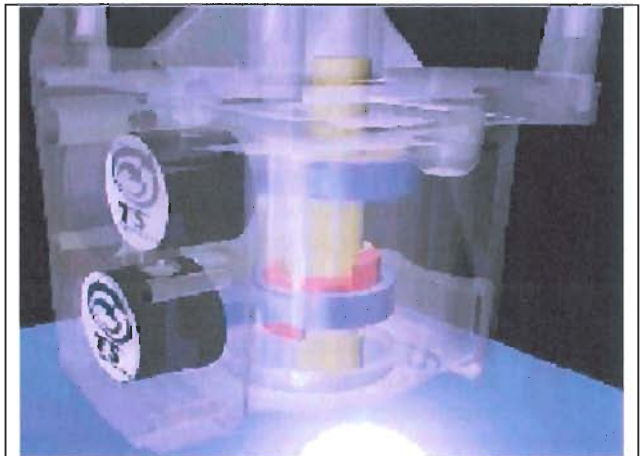


Figure 1-5 : Vue 3D du Twin Single

1.3.1.1 Technologie et mode de fonctionnement

Le Twin Single proposé par Bristol fonctionne avec les fluides R-22 et R-410A. Il est alimenté en monophasé 230 Volts en 50 Hz. Les puissances disponibles vont de 5 à 17 kW pour les modèles au R-22 et de 5,5 à 15 kW pour les modèles au R-410A.

Ce compresseur modulaire à piston fournit sa pleine puissance quand le vilebrequin tourne dans un sens. En changeant le sens du courant, le sens de rotation du moteur ainsi que celui du vilebrequin sont permutés. Le compresseur fonctionne alors à puissance partielle. Ceci est rendu possible par l'intermédiaire de l'excentrique mobile qui stoppe le mouvement du second cylindre lorsque le vilebrequin tourne dans le sens direct (sens inverse des aiguilles d'une montre). L'excentrique est dirigé par des points d'arrêts sur le vilebrequin.

La Figure 1-6 montre le mécanisme en mode « un cylindre ». La Figure 1-7 montre le vilebrequin en changement de rotation pendant la phase transitoire de changement de mode.

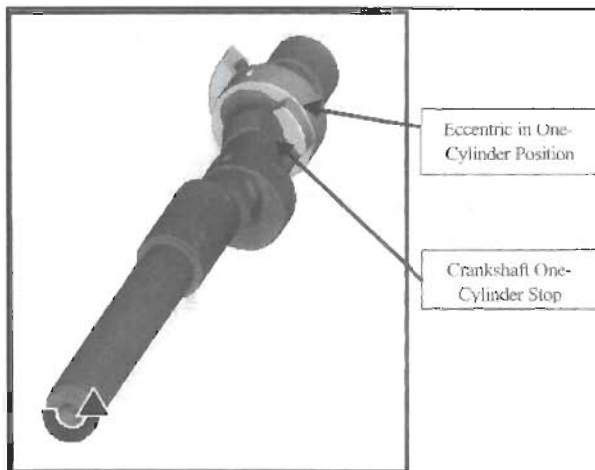


Figure 1-6 : Mode un cylindre

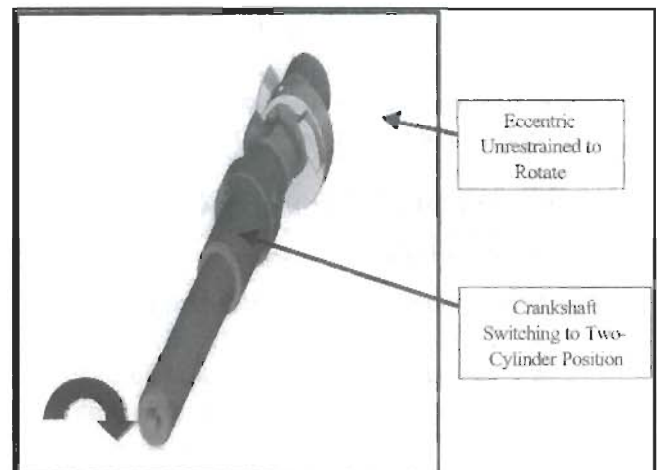
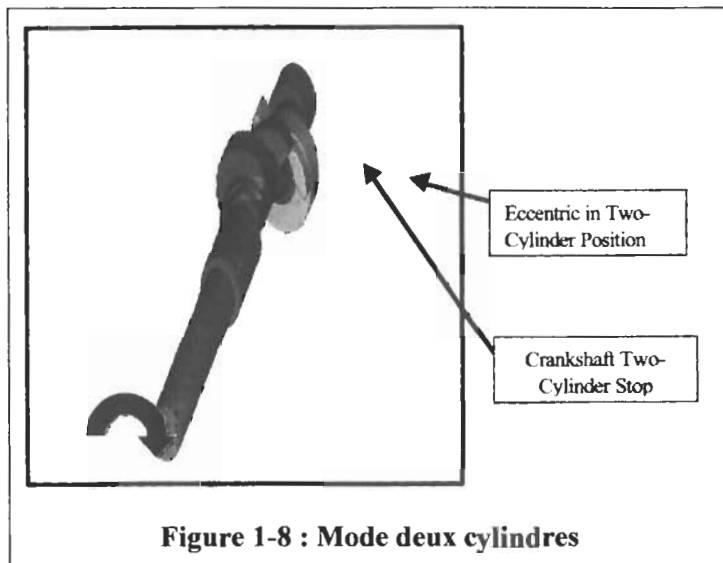


Figure 1-7 : Phase transitoire

Enfin, la Figure 1-8 montre le mode de fonctionnement « deux cylindres ». Cette technique de modulation permet de produire un seul niveau de puissance réduite (sur 1 cylindre) à 66% de la puissance totale (sur 2 cylindres).



Une autre originalité de ce type de compresseur est la conception du moteur Permanent Split Capacitor (PSC) électrique. En effet, pour optimiser l'efficacité du moteur, il est important d'adapter son régime de fonctionnement aux couples. Ceux-ci étant bien plus faibles en mode « un cylindre » par rapport au mode « deux cylindres ». Si on calibre le moteur pour un fonctionnement sur deux cylindres, le rendement du moteur est inférieur à 80 % du rendement en mode monocylindre.

En commutant la capacitance ($1/jC\omega$) dans un circuit, les fonctions de l'enroulement principal et de l'enroulement secondaire peuvent être changées complètement. Cela permet à chacun des enroulements du moteur d'être optimisés pour les deux couples demandés. L'enroulement principal servant lors du démarrage de la machine, alors que l'enroulement secondaire est utilisé en régime établi.

En mode chauffage, le système complet est régulé en fonction de la température extérieure. Le schéma suivant représente le mode de régulation (Figure 1-9) :

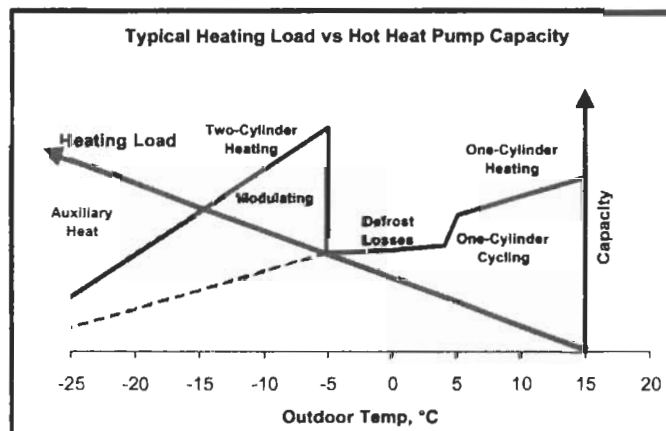


Figure 1-9 : Logique de régulation du compresseur Twin Single

Ce graphique représente le besoin en puissance en fonction de la température extérieure et la puissance calorifique fournie par la PAC en fonction des températures extérieures. Entre -25°C et -15°C le compresseur fonctionne en mode bi cylindre avec un appoint électrique. Entre -15°C et -5°C le compresseur fonctionne encore en mode bi cylindre en cyclage sans appoint électrique.

Au-dessus de -5°C , le Twin Single passe en mode mono cylindre pour fournir la faible puissance calorifique appelée. Les deux ruptures de pente entre -5°C et 5°C sont les pertes par dégivrage du système de chauffage.

1.3.1.2 Essai du compresseur

Le laboratoire CLIMATRON de EDF R&D a réalisé une série d'essais sur ce compresseur afin d'en mesurer l'intérêt [LEC00].

Pour ce faire, le compresseur a été intégré dans une pompe à chaleur air / eau de marque TECHNIBEL (modèle PMER 5). Le choix de cette machine a été déterminé par sa puissance nominale qui, parmi les

PAC disponibles, est la plus compatible avec les puissances annoncées par Bristol pour le compresseur Twin Single. La PMER 5 est néanmoins un peu sous dimensionnée par rapport à la puissance calorifique délivrable par le compresseur.

Les performances à puissance réduite pour une température extérieure de 7°C montrent que la puissance électrique consommée est de 64,7 % de la puissance consommée à pleine charge, pour une puissance calorifique délivrée égale à 50% de la puissance délivrée à pleine charge. Avec un tel niveau de puissance électrique consommée à charge partielle (les 2/3 de la puissance électrique consommée à pleine charge), les performances en puissance réduite sont dégradées.

Pour les conditions suivantes : 7°C de température extérieure et 35°C de température de sortie d'eau, le coefficient de performance passe de 2,55 à pleine charge à 2,41 sur un fonctionnement en modulation de puissance. Alors qu'à charge partielle, le surdimensionnement des échangeurs devrait faire croître le coefficient d'échange ainsi que le coefficient de performance.

De ce fait, l'utilisation d'un compresseur de ce type en remplacement d'un compresseur classique présente peu d'intérêt d'un point de vue énergétique.

1.3.1.3 Avantages et inconvénients de la technologie Twin Single

Le principal avantage du Twin Single est sa simplicité. Il ne nécessite en effet aucun système complémentaire ou spécifique de fonctionnement. Ceci n'entraîne aucun surcoût supplémentaire. Les systèmes équipés de cette technologie devraient être économiquement plus compétitifs que les systèmes à vitesse variable ou multi compresseurs.

Les inconvénients du compresseur sont multiples : d'abord d'un point de vue technique, on assiste à une baisse des performances du compresseur lorsqu'il fonctionne sur un seul cylindre. D'un point de vue économique, ce compresseur est développé uniquement par la société Bristol. Il n'est commercialisé sur aucun système de chauffage/climatisation disponible sur le marché.

1.3.2 La variation de composition du R-407C par distillation contrôlée

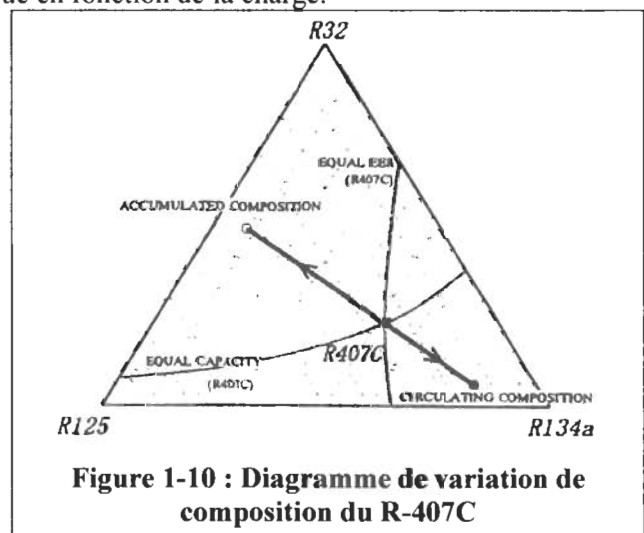
1.3.2.1 Principe de la variation de puissance

Le R-407C, mélange de fluides frigorigènes HFC (R-32/125/134a, 23/25/52% en masse), est utilisé dans les systèmes de conditionnement d'air.

L'étude a été réalisée par [KUS01], utilise une nouvelle technologie de variation de puissance par distillation contrôlée au moyen d'un compresseur à puissance fixe. Dans ce système, la régulation de la puissance se fait en tirant parti du caractère zéotrope du R-407C pour contrôler la composition du frigorigène en circulation dans le système frigorifique en fonction de la charge.

En séparant le R-407C en une fraction à bas point d'ébullition (R-32/R-125) et une fraction à haut point d'ébullition (R-134a). A charge partielle, la fraction à faible point d'ébullition (mélange de R-32 et R-125) est stockée dans un réservoir et le système fonctionne principalement avec la fraction à haut point d'ébullition (R-134a) (Figure 1-10).

Compte tenu des propriétés thermodynamiques du frigorigène, la puissance est ainsi économisée, ce qui permet d'améliorer le COP. En outre, la diminution de la pression de condensation permet d'améliorer le rendement du compresseur. Enfin, la réduction des pertes de démarrage et d'arrêt du compresseur permet d'espérer une amélioration du rendement du système réel.



1.3.2.2 Technologie et mode de fonctionnement

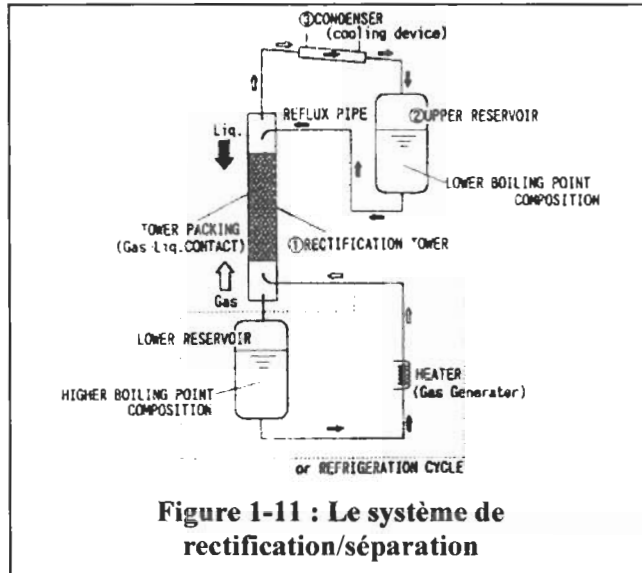


Figure 1-11 : Le système de rectification/séparation

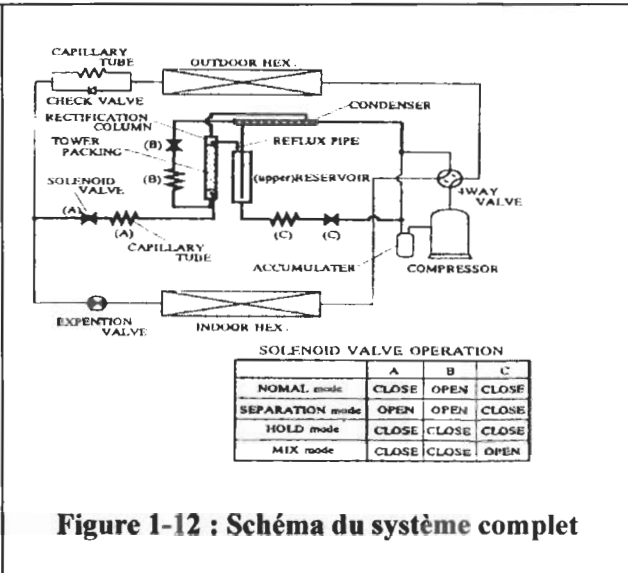


Figure 1-12 : Schéma du système complet

Pour faire varier la composition du frigorigère en circulation, un système de rectification/séparation a été retenu, pour des raisons de performances et de coût.

La rectification/séparation, en utilisant les différences de points d'ébullition entre les trois composants, sépare les fractions à bas et à hauts points d'ébullition par contact à contre-courant entre le liquide et le gaz. La colonne de rectification est remplie d'un matériau destiné à augmenter la surface de contact entre le liquide et le gaz.

La Figure 1-11 présente la structure de base de ce système. La colonne de rectification, en particulier, est un élément fondamental dont dépendent les performances de séparation. L'optimisation de sa hauteur et de son diamètre ainsi que la mise au point du matériau de remplissage sont les conditions indispensables à l'obtention d'une colonne compacte et à hautes performances.

La Figure 1-12 présente la façon dont le système de rectification/séparation développé, est intégré au cycle frigorifique ainsi que les positions de la vanne électromagnétique dans les différents modes de fonctionnement.

1.3.2.3 Performances du système réel

Le système rectification / séparation a été testé sur une PAC air/air à puissance fixe délivrant 8 kW en mode climatisation.

Une fois la séparation terminée (au bout de 2 heures), la puissance diminue légèrement lorsque le circuit de séparation est coupé pour se stabiliser à 83%. De la même façon, le COP augmente légèrement et se stabilise à 126%.

Le Tableau 1-2 compare les performances obtenues avant et après la séparation :

Tableau 1-2 : Evolution des performances avant et après séparation

	Mode Normal	Mode Séparation
Puissance frigorifique (%)	100	83
EER du système (%)	100	126
Pression de refoulement (kPa)	2440	1620
Pression d'aspiration (kPa)	580	420
Taux de compression	4,12	3,83
Composition {R-32/125/134a}	28/28/44	6/14/80

Les causes physiques de cette augmentation du COP sont :

- augmentation du COP théorique dans le diagramme P-h due à la variation de la pression (en particulier, baisse de la pression de refoulement)
- augmentation du rendement du compresseur due à la réduction du taux de compression
- amélioration du transfert thermique due à la diminution de la concentration du R-125 en circulation (viscosité différente).

La Figure 1-13 compare les performances des systèmes classiques (contrôle ON/OFF uniquement) et des systèmes à contrôle de la composition en mode rafraîchissement d'air.

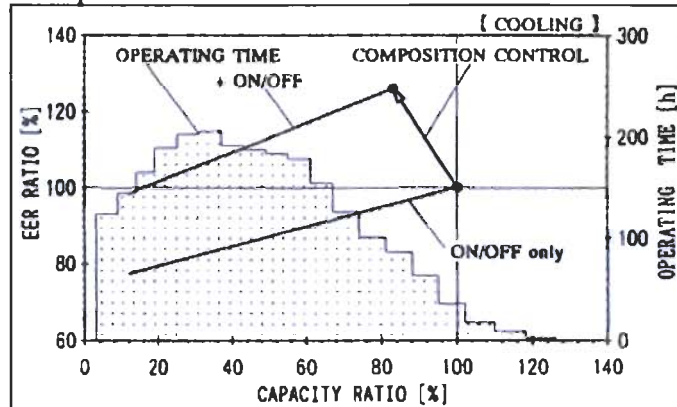


Figure 1-13 : Comparaison avec un système classique (contrôle on/off)

L'économie de puissance apportée par le contrôle de la composition est d'environ 17%. Pour atteindre un taux plus élevé, il faut y adjoindre le contrôle par marche/arrêt du compresseur, comme sur les systèmes actuels. Le COP saisonnier à la fois sur la saison de chauffage et de rafraîchissement augmente chacun de 25%. Le rendement total sur l'année augmente lui aussi de 25%.

1.3.2.4 Avantages et inconvénients de la variation de composition

Le développement de ce système de contrôle de la composition d'un mélange de fluide frigorigène, qui utilise une rectification/séparation et permet de faire varier la composition de recirculation du R-407C, a permis de tirer les conclusions suivantes :

- sur un système fonctionnant au R-407C, il est possible de faire varier la fraction de R-134a en circulation entre 52 et 80 % de la composition initiale de remplissage.
- Les performances énergétiques du système augmentent de 26 % en mode économique et le COP saisonnier de 25% par rapport aux systèmes classiques (fonctionnant en régulation TOR).
- Le système de contrôle de la composition du mélange de fluide frigorigène développé peut être utilisé sur des machines de réfrigération fonctionnant au R-407C, mais aussi avec d'autres mélanges zéotropes.
- Il permet également d'augmenter la puissance en adoptant comme composition de circulation un mélange riche en fluide frigorigène à bas point d'ébullition.

Le principal inconvénient de ce système est sa disponibilité : c'est une technique mise au point dans le laboratoire d'un industriel (Matsushita) et qui n'est pas encore industrialisée.

Cette technologie de variation de puissance permet une variation continue de la puissance calorifique.

Le temps pour passer du niveau de fonctionnement à pleine puissance vers le niveau de puissance réduite est de l'ordre de l'heure. Ceci entraîne un manque de souplesse, quant à la mise en place d'une régulation dynamique fine optimale pour l'optimisation saisonnière du système.

1.4 ESSAIS DE CARACTERISATION DE TROIS TECHNOLOGIES DE VARIATION DE PUISSANCE

1.4.1 Introduction

Trois autres technologies de compresseurs à puissances variables méritent une étude plus approfondie :

- La variation de vitesse
- Les compresseurs à spirale débrayable
- Les systèmes bi compresseurs

Le banc d'essais compresseurs est présenté dans un premier temps, ainsi que le protocole d'essai sur ces trois technologies. Après une étude bibliographique, concernant la description ainsi que le mode de fonctionnement de chacune de ces technologies, les résultats d'essais sont présentés. La totalité des essais a permis de développer des modèles de rendements des différents compresseurs afin de les intégrer dans un code de calcul développé par le Centre d'Energétique de l'Ecole des Mines de Paris, CONSOPAC. Celui-ci a permis de simuler le fonctionnement d'une machine air/eau équipée de la variation de puissance (cf. quatrième chapitre).

1.4.2 Présentation des essais

1.4.2.1 Le banc de mesures

Le banc de mesures du Centre d'Energétique permet :

- d'effectuer une mesure de performances des compresseurs par mesure des puissances calorifique, frigorifique et électrique;
- une stabilisation rapide et précise des points de mesure.

Les puissances frigorifiques typiques varient de 2 à 8 kW. Les échangeurs sont refroidis par une boucle à eau perdue pour le condenseur et à eau glycolée pour l'évaporateur, dont la température d'évaporation peut descendre jusqu'à -20°C .

Les températures sont mesurées avec des thermocouples intrusifs, ce qui donne des valeurs plus fiables que les mesures par contact. L'incertitude de mesure des thermocouples utilisés est de $\pm 0,5\text{K}$.

Le débit de fluide frigorigène est mesuré avec un débitmètre Coriolis de marque Rheonik RHM08 d'une incertitude de mesure de $\pm 0,15\%$ (pleine échelle) étalonné récemment.

Les pressions sont mesurées avec des capteurs de la marque Druck précision $\pm 0,1\%$ de l'échelle de mesure.

La mesure de la puissance est effectuée avec un wattmètre JM Concept WK5200 à $\pm 0,2\%$ sur les valeurs primaires et $\pm 0,4\%$ sur la puissance. Le schéma frigorifique du banc est représenté en annexe 7.

Le banc d'essais est représenté sur les photos 1-14 et 1-15.



Photo 1-14 : Vue du banc d'essais



Photo 1-15 : Vue du banc d'essais

1.4.2.2 La méthode d'essais

Les compresseurs sur le banc fonctionnent pendant plusieurs heures afin d'obtenir des états stabilisés pour des conditions de pression définies. Une fois l'état stabilisé atteint, les valeurs des mesures sont enregistrées pendant 60 s avec une mesure toutes les 1,5 s. Les calculs sont réalisés en faisant la moyenne sur les 60 s. Une série de points de mesure est effectuée pour identifier les fonctionnements de 30 à 60 °C en température de condensation et -15 à +15 °C en évaporation. La surchauffe régulée est de 10 K. Une fois les points réalisés, les caractéristiques des compresseurs sont calculées pour chaque point de fonctionnement.

Les valeurs acquises utilisées pour les calculs sont :

- Le débit de fluide frigorigène,
- La température du fluide à l'aspiration du compresseur,
- La pression du fluide à l'aspiration du compresseur,
- La température du fluide au refoulement du compresseur,
- La pression du fluide au refoulement du compresseur,
- La puissance absorbée par le compresseur.

1.4.2.3 La méthode de calcul

Les caractéristiques thermodynamiques du R-407C sont calculées à partir de *REFPROP Version 6.01*. Les valeurs calculées sont :

- L'enthalpie à l'aspiration du compresseur,
- Le volume massique à l'aspiration du compresseur,
- L'entropie à l'aspiration du compresseur,
- L'enthalpie au refoulement du compresseur,
- L'entropie au refoulement du compresseur,
- L'enthalpie au refoulement du compresseur pour une compression isentropique,
- L'enthalpie au refoulement du compresseur pour une compression réelle.

1.4.2.4 Définition d'une méthode de modélisation des compresseurs

Les formules obtenues pour la modélisation des compresseurs doivent permettre de calculer les rendements en fonction des pressions d'évaporation et de condensation. Seule la formule du rendement volumétrique sera établie en fonction du taux de compression.

Les autres rendements sont dépendants des pressions de condensation et d'évaporation. Les fonctions sont calculées par régressions linéaires. Les logiciels utilisés pour les résolutions sont Microsoft® Excel pour les fonctions à une variable et TableCurve 3D™ pour les autres.

1.4.3 Les compresseurs à vitesse variable

La méthode de variation de puissance la plus répandue, la variation électronique de vitesse reste encore peu développée en Europe. Elle est inexistante sur les systèmes à eau qui constituent près de la moitié du marché de la pompe à chaleur pour le secteur résidentiel Français.

1.4.3.1 Technologie du compresseur à vitesse variable

Les installations de climatisation et de chauffage sont dimensionnées pour la charge thermique maximale. Le fonctionnement à ce régime est exceptionnel. Le fonctionnement à puissance réduite est le plus fréquent (85% d'après la Figure 1-4 pour la ville de Trappes). Pour les installations de petite et de moyenne puissances, les compresseurs fonctionnent selon une succession de cycles marche/arrêt. La vitesse variable permet de mieux adapter la puissance du système en fonction de la charge thermique. Pour ce faire, on associe deux composants constituant le système à vitesse variable :

- un variateur de fréquence (ou convertisseur) qui fait varier la fréquence d'alimentation du moteur électrique du compresseur
- et le compresseur inverter, qui est spécifiquement conçu pour fonctionner à des vitesses de rotation variables.

A titre d'exemple, les compresseurs scroll à vitesse variable fonctionnent à des vitesses nettement plus élevées que les scroll à vitesse fixe (6 à 7 000 tr/min contre 3 000 tr/min). Ces modifications ont des conséquences importantes pour les tolérances de fabrication et pour le système de lubrification.

Les convertisseurs possèdent en général de hauts rendements. Ces valeurs sont fonction de la charge à entraîner et de la puissance électrique du moteur. Ces variateurs sont constitués de redresseurs, d'un circuit intermédiaire et d'un onduleur.

La plupart des moteurs utilisés dans l'industrie du froid sont des moteurs à deux paires de pôles, dont la vitesse de rotation est de 3 000 tr/min. L'application de la vitesse variable à cette technologie de moteur, engendre une faible plage de régulation. Cette limite est générée par la limite haute des moteurs électriques.

De plus, la lubrification inter spirales se fait grâce à l'huile qui monte à travers des rainures par capillarité et grâce à la vitesse de rotation du moteur. Si la vitesse de rotation du moteur est trop faible, les spirales ne sont plus lubrifiées, ce qui entraîne une usure, voire la casse prématurée du compresseur. Afin de supprimer ce problème de lubrification, une pompe externe peut être adaptée au compresseur. Elle permet de faire monter l'huile aux faibles vitesses de rotation. En conclusion, il n'y a aucune contradiction à faire tourner un moteur électrique à de faibles vitesses de rotation, moyennant l'ajout d'une pompe adéquate.

Ainsi la vitesse d'un compresseur peut varier de deux façons :

- Soit on utilise un compresseur à vitesse fixe auquel on ajoute un onduleur qui permet de faire varier la fréquence d'alimentation du moteur,
- Soit on utilise un compresseur de type inverter, c'est à dire un compresseur auquel la variation électronique de vitesse a été intégrée dès sa conception.

La VEV ne permet des gains énergétiques que si elle est intégrée dès la conception du compresseur mais aussi lors de l'installation. La plage de variation va de la limite basse fixée par la lubrification du compresseur, à la limite haute fixée par la vitesse de rotation maximale du moteur électrique. Les vitesses de rotation des modèles VEV varient entre 1 000 tr/min et 7 000 tr/min.

Les systèmes à vitesse variable sont disponibles sur le marché du R-22 aux fluides de type HFC : R-134a, R-407C et R-410A. Toutefois la totalité des fabricants utilisant cette technologie développent leurs propres compresseurs. Ceci ne permet pas aux constructeurs Français d'acheter ces produits sur le marché.

Inconvénients :

- Les systèmes redresseurs/onduleurs de la technologie à vitesse variable peuvent accroître la consommation du compresseur de façon non négligeable. Si les données sur le sujet sont plus que limitées, la Société Danfoss donne néanmoins, pour ses systèmes à vitesse variable, une consommation des variateurs pouvant aller jusqu'à 10 % de la puissance absorbée, pour de petits compresseurs.
- Les systèmes à vitesse variable génèrent des perturbations sur le réseau électrique dues aux harmoniques générées par le redresseur. Ce dernier prélève un signal non sinusoïdal qui cause des perturbations. Des filtres actifs, présents sur tous les systèmes récents, corrigent ce problème.

1.4.3.2 Logique de régulation du compresseur à vitesse variable

Le graphe ci-contre présente la puissance fournie par le système à vitesse variable en fonction de la température d'évaporation et de la fréquence de rotation du moteur du compresseur. Au fur et à mesure que la température d'évaporation augmente, la fréquence de rotation du moteur, c'est à dire le niveau de puissance délivré par le compresseur, est diminué. Ceci permet d'adapter la puissance fournie aux besoins.

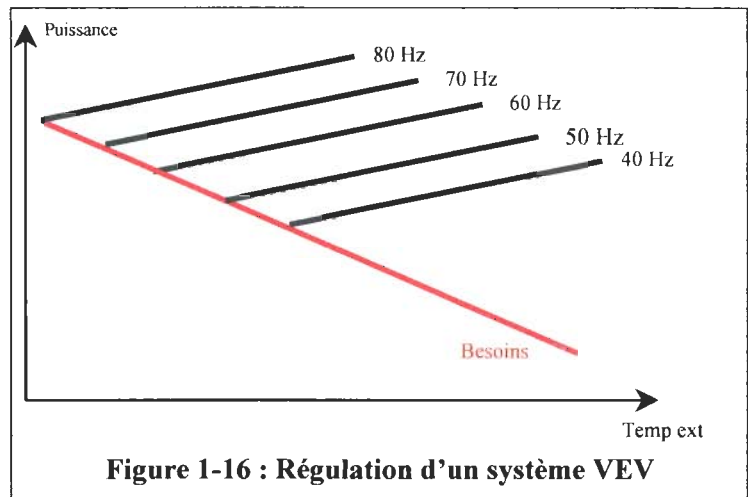


Figure 1-16 : Régulation d'un système VEV

1.4.3.3 Essais de systèmes eau/eau à charges partielles

Les essais « *Analyse et simulation de systèmes frigorifiques à vitesse variable* » ont été effectués en 1999 au Centre d'Énergétique de l'École des Mines de Paris sur une installation frigorifique eau/eau. Le but de ces essais est de comparer un système muni d'un compresseur scroll à vitesse fixe et d'un compresseur scroll à vitesse variable.

Pour les systèmes à vitesse fixe, on constate que la consommation d'énergie n'est pas proportionnelle à la charge thermique. Plus la charge thermique est faible, plus le gain sur la consommation énergétique est élevé. Ces résultats ont été obtenus en réalisant des scénarios thermiques où les charges sont variables de 10 à 100 % par pas de 10 %. Ces scénarios thermiques discrétisés permettent la comparaison des consommations d'énergie des deux types de compresseurs : à vitesse fixe et à vitesse variable. La régulation associée au compresseur à vitesse fixe est de type Tout Ou Rien (TOR).

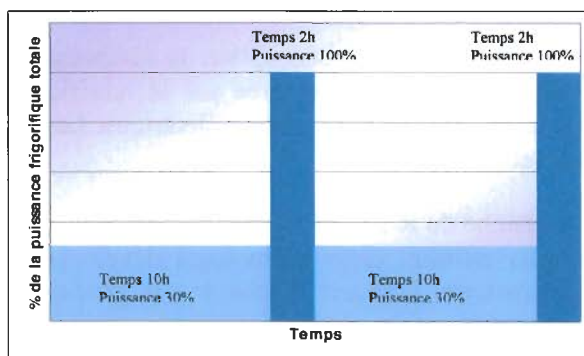


Figure 1-17 : Scénario thermique n°1

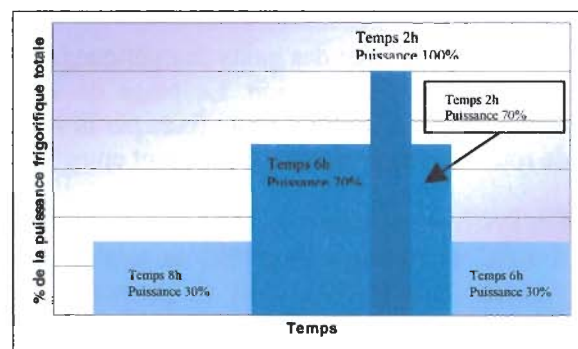


Figure 1-18 : Scénario thermique n°2

Que ce soit sur un système mono compresseur ou multi compresseurs, lorsque la régulation est de type marche/arrêt on constate que la sortie d'eau à l'évaporateur oscille de part et d'autre de la température de consigne en fonction du différentiel de consigne (hystérésis de mise en marche/arrêt du compresseur). Avec un compresseur à puissance fixe, il est de +/- 2 K. Avec la vitesse variable, la température d'eau est maintenue avec des variations extrêmement fines (proche de 0 K) ce qui constitue un avantage potentiel significatif des systèmes à vitesse variable, en ce qui concerne le confort.

Les mesures ont été effectuées suivant deux scénarios thermiques différents (figures 1-17 et 1-18). Les résultats des mesures (tableau 1-3) montrent que la réduction de consommation électrique en mode froid sur une journée est de 18 %. Les mesures mettent en évidence un accroissement des gains énergétiques lorsqu'il y a accroissement des temps de fonctionnement à faible charge thermique.

Tableau 1-3 : Comparaison entre les consommations des 2 compresseurs en fonction de la charge thermique

	Charge thermique %	Consommation des compresseurs (Wh)		Ecart de consommation %
		Vitesse variable	Vitesse fixe	
	20	327,7	522,14	42,51
	30	507,7	686,69	27,84
	50	881,3	1 015,79	12,77
	70	1 267,3	1 344,89	5,06
	80	1 463,9	1 509,44	2,47
	100	1 862,7	1 862,70	0
Scénarios sur 24 h	1	20 971,6	29 098,2	13,37
	2	17 604,8	21 184,6	18,05

L'étude sera approfondie au chapitre 2, lors d'essais à charge partielle sur une machine mono compresseur. Nous montrerons qu'un système, fonctionnant en cyclage, subit des pertes importantes inversement proportionnelles aux temps de fonctionnement du compresseur. Ainsi, il sera possible de dissocier :

- les pertes à charge partielle dues au cyclage de la machine,
- le gain en terme de performance énergétique, d'un système VEV grâce au surdimensionnement des échangeurs à débit de fluide frigorigène réduit.

1.4.3.4 Conséquence de la technologie VEV sur la conception globale du système

Les essais ci-dessus ont mis en évidence des contraintes quant à la conception du système, notamment sur le détendeur. En effet, pour réguler le débit de fluide frigorigène avec un système à vitesse variable, il est recommandé d'utiliser un détendeur électronique ou un détendeur multi orifices. Ils permettent une gestion globale du débit à la charge thermique par le compresseur.

Une comparaison des trois types de détendeurs, thermostatique, électronique et multi orifices aboutit aux conclusions suivantes : les détendeurs thermostatiques sont mal adaptés à la VEV car ils créent des oscillations de débit dès que la charge thermique est inférieure à 70 % de la charge nominale. Ceci est dû à l'inertie mécanique du détendeur : à faible vitesse, les variations de débit sont plus importantes. Si le temps de réponse du détendeur est inférieur à la fréquence des variations de débit, un phénomène de pompage se crée ; le détendeur électronique permet une régulation du débit, sans pompage, de 30 à 100 % de la charge nominale ; enfin, le détendeur multi orifices, d'environ 40 à 100 % de la charge nominale.

Afin d'apprécier tous les avantages de la technologie VEV, il convient également d'adapter les débits d'air et d'eau en fonction de la vitesse de rotation du compresseur, ceci afin d'optimiser les échanges thermiques au niveau de l'évaporateur et du condenseur.

1.4.3.5 Rendement d'un compresseur adapté à la variation de fréquence

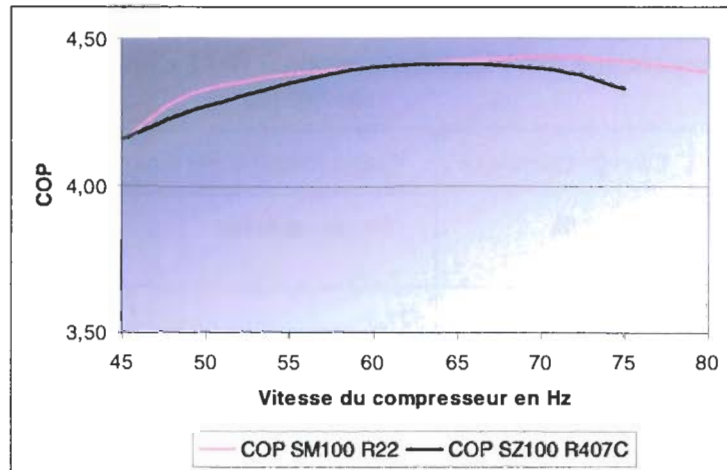


Figure 1-19 : Rendement de 2 systèmes chacun équipé d'un compresseur inverter

La figure 1-19 représente la courbe des COP des compresseurs Danfoss SM 100 qui fonctionne au R-22 et SZ 100 qui fonctionne au R-407C. Elles ont été établies en divisant la puissance fournie par la puissance absorbée au compresseur, ceci pour une température d'évaporation de 0°C et une température de condensation de 35°C.

Ces deux courbes en cloche sont caractéristiques des compresseurs VEV. Le COP passe par une valeur maximale à 65 Hz dans le cas du SZ 100.

Les courbes qui donnent ces caractéristiques en fonction de toutes les températures (condensation et évaporation) sont difficiles à trouver et pourtant indispensables pour la simulation et la modélisation des systèmes thermodynamiques.

1.4.3.6 Résultat et modélisation d'un compresseur VEV

1.4.3.6.1 Le modèle de Benamer [BEN99]

Le compresseur utilisé est de type Scroll, modèle Daikin JT100BATYE.

Le moteur électrique est alimenté en courant monophasé.

L'étude [BEN99] présente les résultats d'essais calorimétriques effectués sur le banc d'essais compresseur du Centre d'Energétique de l'école des Mines de Paris.

Par rapport aux autres technologies étudiées précédemment les rendements dépendent à la fois du taux de compression et de la vitesse de rotation du compresseur.

Des corrélations pour les rendements, volumétrique et isentropique total ont pu être déterminées à partir de ces courbes.

$$\bullet \quad \eta_v = -0,02974.\tau + 0,00004.N + 0,74283 \quad (8)$$

$$\bullet \quad \eta_{is} = 0,03235.\tau + \frac{69,52249}{N} + 0,39690 \quad (9)$$

$$\bullet \quad \eta_g = -0,00592.\tau + \frac{94,0408}{N} + 0,7222 \quad (10)$$

Ceci $\forall \tau \in [1,7;3]$ et $\forall N \in [1700tr / mn;6750tr / mn]$

Les courbes ainsi déduites dans la plage de variation donnée :

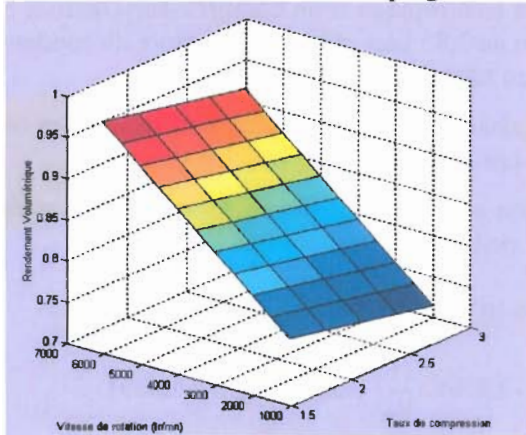


Figure 1-20 : Rendement volumétrique en fonction de la vitesse de rotation et du taux de compression

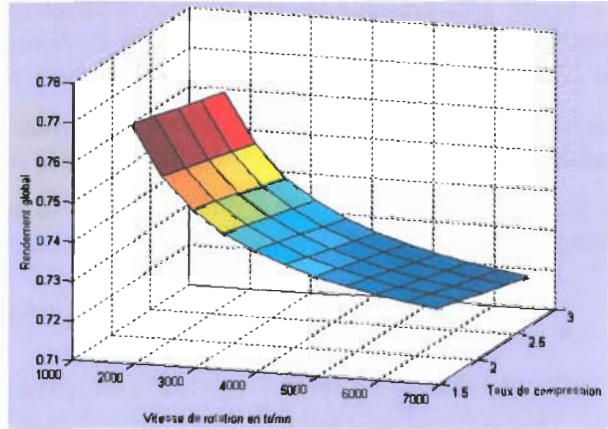


Figure 1-21 : Rendement global en fonction de la vitesse de rotation et du taux de compression (modèle Benamer)

1.4.3.6.2 Autre modèle de compresseur à vitesse variable

Les corrélations retenues pour la suite de l'étude se doivent d'être suffisamment simple pour être inversées rapidement. De plus, et ce afin d'être appliquées à des fluides zéotrope tel que le R-407C, le glissement de température ne doit pas devenir un facteur d'erreur sur le calcul des températures. Pour ce faire les corrélations de rendements seront exprimées en fonction du taux de compression ou des pressions d'évaporation et de condensation.

Pour les compresseurs à vitesse variable, le rendement global dépend à la fois du taux de compression, mais aussi de la vitesse de rotation du moteur électrique. Le rendement mécanique est une fonction décroissante de la vitesse de rotation. Par contre, le rendement électrique est une fonction croissante de la vitesse de rotation du moteur.

Ceci devrait entraîner une évolution en cloche des rendements globaux des compresseurs à vitesse variable. La figure 1-19 montre cette évolution en cloche pour un système complet (avec les échangeurs). A partir des données constructeurs (en annexe 1) et des équations fournies dans la section 1.2.1.2, il a pu être établie les figures 1-22 et 1-23.

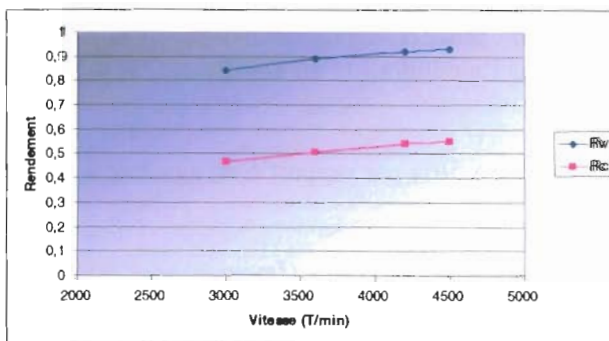


Figure 1-22 : Rendements volumétriques et isentropiques en fonction de la vitesse de rotation

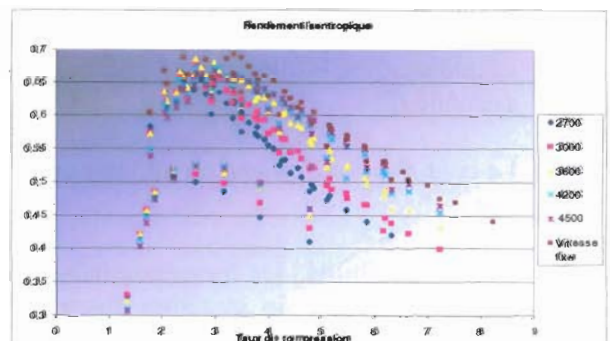


Figure 1-23 : Rendements isentropiques en fonction du taux de compression

La figure 1-22 présente les rendements volumétrique et isentropique d'un compresseur Danfoss SZ100 fonctionnant au R-407C pour une pression d'évaporation de 3,85 bars et une température de condensation de 22,43 bars en fonction de la vitesse de rotation. Soit un taux de compression de 5,81.

La figure 1-23 donne le même type de résultat mais en faisant varier le taux de compression. Ces courbes valident le modèle de représentation des systèmes de compression à vitesse variable en cloche.

A partir de ces courbes, il a pu être établi la relation suivante qui donne le rendement global du compresseur en fonction des pressions haute et basse, et de la vitesse de rotation.

$$\bullet \quad \eta_{is} = 7,84743 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{N}{P_{BP}} + 9,39303 \cdot 10^{-6} \cdot N \cdot P_{BP} + 5,00216 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{N^2}{\tau^2} - 4,82913 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{N}{\tau} - 1,43792 \cdot 10^5 \cdot \frac{1}{N^2} - 1,19802 \cdot \frac{1}{\tau^2} + 0,58938 \cdot \frac{1}{\tau} + 0,01505 \cdot \tau + 3,12314 \cdot \frac{1}{P_{BP}^2} - 3,97040 \cdot \frac{1}{P_{BP}} - 0,03045 \cdot P_{HP} + 2,054331 \quad (11)$$

$$\bullet \quad \eta_{vol} = -7,96149 \cdot 10^{-6} \cdot P_{HP} + \frac{5,22002 \cdot 10^{-5}}{P_{BP}} + 0,8601 \quad (12)$$

Ceci $\forall \tau \in [1,1;7,4]$ et $\forall N \in [2700tr / mn; 4500tr / mn]$, avec $R^2 = 0,9775$.

L'erreur absolue maximale sur les rendements calculés par rapport au rendement constructeur est de 0,01.

1.4.3.7 Avantages et inconvénients de la technologie VEV

Des études montrent que la technologie VEV permet de réaliser des gains énergétiques non négligeables sur certains systèmes thermodynamiques dont les systèmes de conditionnement d'ambiance. Mais aucune étude n'a été identifiée sur l'application de la puissance variable aux systèmes air/eau de petite puissance.

La variation de vitesse entraîne des précautions particulières notamment en ce qui concerne la régulation du débit au niveau du détendeur.

Cette variation de vitesse, associée à la variation des débits d'air au niveau de l'évaporateur et d'eau au niveau de la pompe de recirculation du plancher chauffant rafraîchissant devrait permettre un gain sur le rendement saisonnier des installations actuelles à puissance fixe. Ce gain potentiel est estimé par rapport aux différents résultats d'essais sur des machines air/air et eau/eau.

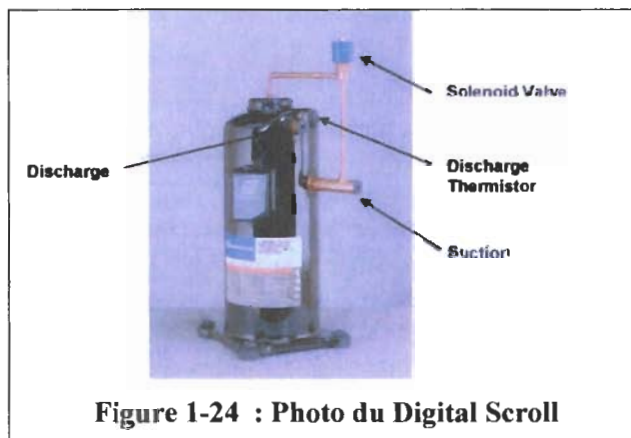
La technologie VEV a toutefois deux inconvénients :

- la surconsommation électrique due au système redresseur/onduleur/filtre. Cette dépense supplémentaire est néanmoins plus que compensée par l'amélioration du coefficient de performance saisonnier.
- Le coût d'investissement du système est supérieur de 20 à 50% par rapport à un système à puissance fixe.
- Leur disponibilité : les compresseurs adaptés à la variation de fréquence (Inverter) sont fabriqués par les constructeurs de systèmes thermodynamique. Aussi, ils ne sont pas disponibles pour les constructeurs Européens de pompes à chaleur.

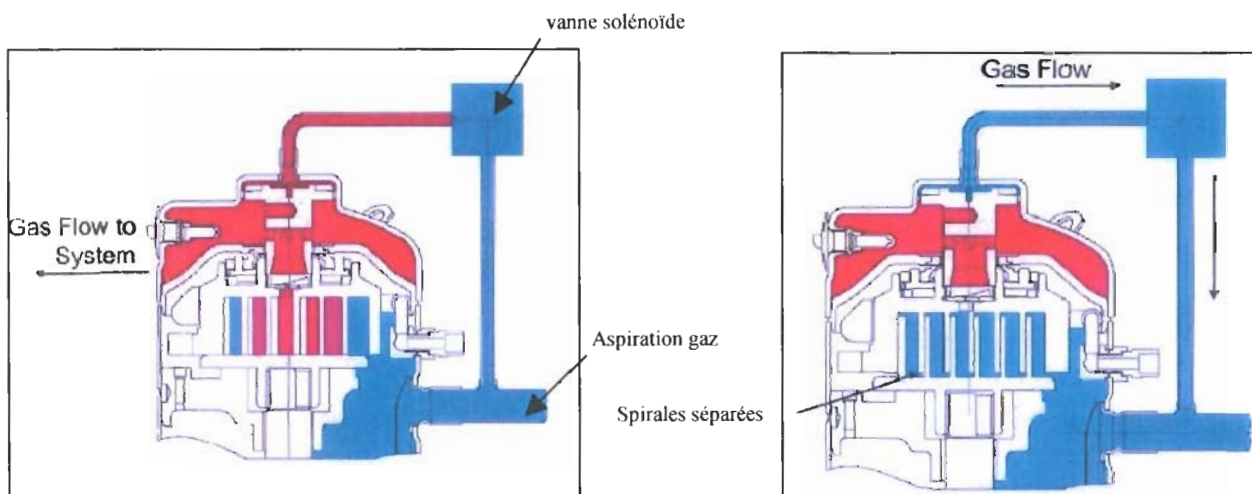
Ainsi, le développement des technologies de variation de puissance sur le marché européen peut être réalisé, d'une part par les constructeurs Japonais qui fabriquent eux même leurs compresseurs en adaptant la variation électronique de vitesse aux systèmes de chauffage air/eau ; et d'autre part par les ensembleurs européens en utilisant une technologie de variation de puissance alternative, disponible sur le marché européen.

1.4.4 Le compresseur à spirale débrayable

La société Copeland a développé une nouvelle technologie pour l'industrie de la climatisation. Le Copeland « Digital Scroll » est un nouveau type de compresseur à puissance variable (Figure 1-24). La technologie brevetée par Copeland présente plusieurs avantages par rapport à la technologie standard de variation de puissance : la variation de fréquence qui induit un gradient de la vitesse de rotation du compresseur. Ce compresseur fonctionne au R-407C et au R-22. Une version au R-410A est en cours de commercialisation.



1.4.4.1 Technologie et caractéristiques techniques



Le « Digital Scroll » utilise une vanne solénoïde externe qui contrôle l'enclenchement (ou embrayage) ou le désenclenchement (ou désembrayage) des deux spirales. L'état par défaut de la vanne de contrôle est Normalement Fermé (NC), ce qui induit un fonctionnement du compresseur à pleine puissance.

Quand la vanne est ouverte, les deux spirales (la fixe et celle en rotation) se séparent et le compresseur n'aspire plus de fluide frigorigène. Le compresseur fonctionne selon deux états différents : à pleine puissance (1) ou à puissance nulle (0). Les deux modes de fonctionnement sont présentés sur la Figure 1-25.

Lorsque les deux spirales sont séparées (vanne ouverte), il n'y a pas de compression de gaz et la puissance absorbée par le compresseur est d'environ 10 % de la puissance absorbée à pleine charge.

- **Consignes de protection :** Le Digital est équipé de sécurités permettant la mise hors tension du système avant que celui-ci ne dépasse ses limites de fonctionnement et n'entraîne des dommages voire la destruction du système.
- **Sécurités moteur :** Ouverte à 155 °C +/- 5K, fermée 61 °C +/- 9 K

Ouverte à 70 A, entre 3 et 10 secondes (courant de démarrage)

1.4.4.2 La modulation de puissance

En moyennant dans le temps les deux états de fonctionnement, la variation de puissance est activée. Une combinaison des 2 états (0 et 1) permet de balayer une large plage de puissances (de 10 % à 100 % de la puissance maximale) (Figure 1-26). Cette méthode de variation ne requiert pas de circuit by-pass dans le système. La combinaison des 2 états par analogie avec un signal numérique a donné le nom au produit.

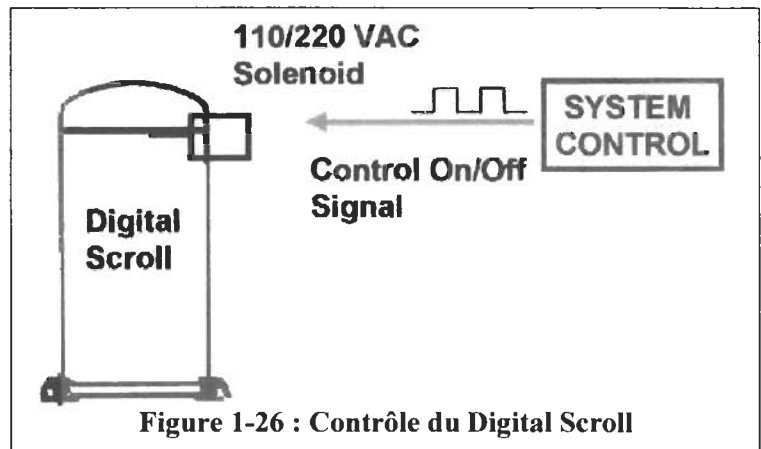


Figure 1-26 : Contrôle du Digital Scroll

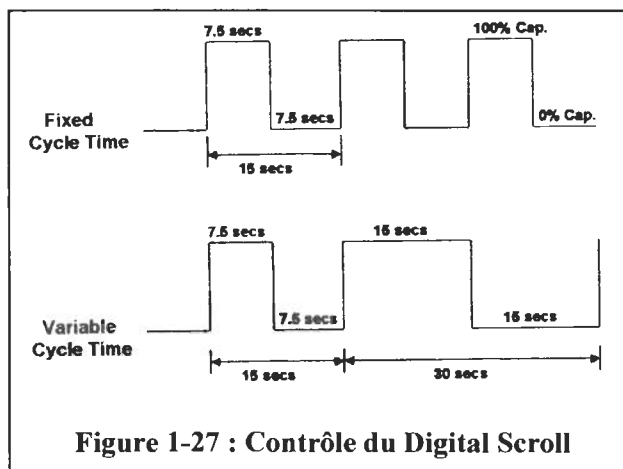


Figure 1-27 : Contrôle du Digital Scroll

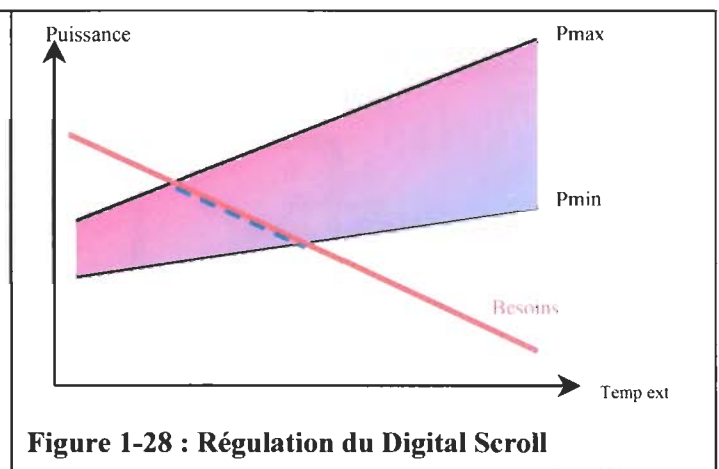


Figure 1-28 : Régulation du Digital Scroll

La Figure 1-27 montre par exemple le compresseur fonctionnant à 50 % de sa puissance nominale. Par variation du temps moyen des cycles, une variation continue de puissance peut être obtenue. Les temps de cycle vont jusqu'à 30 secondes ; cependant nous ne connaissons pas les incidences sur les performances énergétiques du système, entre un cycle de 30 secondes et un cycle de 15 secondes à un même niveau de puissance. Le temps des cycles est calculé par le microprocesseur du contrôleur. Le manque d'information sur le sujet ne permet pas de connaître l'algorithme de calcul du temps de cycle en fonction du niveau de puissance souhaité.

La technologie Digital est la seule qui permette une variation continue de la puissance délivrée avec une plage de variation de 10 à 100 % de la puissance maximale.

Le graphe 1-28 présente le besoin en puissance en fonction de la température extérieure. Il montre aussi la réponse du système avec le compresseur Digital Scroll. En faisant varier le niveau de puissance de manière continue, la courbe de besoin peut être suivie (uniquement sur la zone des pointillés bleus).

Ainsi le compresseur adapte constamment la puissance fournie à la boucle d'eau, en fonction du besoin en chauffage. Le nombre de cycles marche/arrêt est diminué, d'où une augmentation de la durée de vie du système à cause de la réduction du nombre de démarrages et arrêts du compresseur. Par analogie avec les essais effectués sur la technologie VEV (section 1.3.1), un gain devrait également être observé sur le COP saisonnier par rapport aux systèmes à puissance fixe.

Le compresseur a été testé tout d'abord par COPELAND, puis par le Centre d'Énergétique.

1.4.4.3 Redéfinition des rendements pour un fonctionnement en régime variable

Le rendement volumétrique n'a pas vraiment de sens pour fonctionnement en régime variable. Cependant quelques commentaires sont à formuler. Le rendement volumétrique permet de calculer le débit en circulation à partir de la cylindrée du compresseur. Cette valeur est très délicate pour ces essais. En effet, lorsque le compresseur est à l'arrêt, un débit subsiste jusqu'à la stabilisation des pressions. La vitesse de stabilisation dépend de la charge de frigorigène (volume des échangeurs) tandis que le niveau de pression de stabilisation dépend de la température du médium. Deux formules du rendement volumétrique sont proposées, elles sont toutes les deux calculées sur un temps de cycle (ou un multiple). La première nécessite des mesures tandis que la seconde peut être résolue directement.

$$\eta_{v_c} = \frac{\dot{m}_{100\%} \cdot v'' \cdot t_f}{\dot{V}_h \cdot t_c} \quad \text{Avec : } \dot{m}_{100\%} = \frac{\dot{V}_h \cdot \eta_{v100\%}}{v''} \Rightarrow \eta_{v_c} = \frac{t_f}{t_c} \eta_{v100\%} \quad (13)$$

Où :

- $\dot{m}_{100\%}$ débit lors du fonctionnement du compresseur à 100% [kg/s],
- t_f temps de fonctionnement du compresseur par cycle [s],
- v'' le volume massique [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$],
- t_c est le temps de cycle [s].

Le rendement volumétrique en fonctionnement cyclé η_{v_c} est calculé à partir du rendement volumétrique en fonctionnement à 100% au cours du fonctionnement cyclé et en prenant en compte le temps de marche.

Le rendement isentropique n'a pas de sens physique compte tenu des variations thermiques significatives associées aux cycles embrayage / débrayage. Il sera donc assimilé au rendement global.

Le rendement global reste la caractéristique la plus importante pour caractériser le compresseur. Il est calculé selon la formule suivante. Le rendement global en fonctionnement cyclé η_{g_c} est égal au rendement pendant le fonctionnement à 100 % durant le cycle $\eta_{g100\%}$ multiplié par le temps de marche et divisé par la puissance moyenne consommée pendant le cycle marche/arrêt. Une telle formule permet d'intégrer l'énergie consommée aussi bien en mode embrayé que débrayé.

$$\eta_{g_c} = \frac{\eta_{g100\%} \cdot t_f}{t_c \int_0^{t_c} W_{abs} \cdot dt} \quad (14)$$

1.4.4.4 Résultat et modélisation du compresseur à spirale débrayable sur banc d'essais

Ce compresseur est un prototype qui permet de faire varier la puissance sans recours à un variateur de fréquence.

La puissance est régulée par le débrayage de la spirale mobile, mais le moteur électrique continue à fonctionner. Pour réaliser cette régulation, la spirale mobile est mise en communication avec l'aspiration par une tuyauterie supplémentaire dotée d'une électrovanne, qui est ouverte pour le débrayage de la spirale et fermée lorsque le compresseur est en fonctionnement.

Le constructeur a donné trois correspondances entre la puissance du compresseur et la régulation de celui-ci.

- 80% de la puissance → 16 s embrayé et 4 s débrayé, soit un cycle de 20 secondes ;
- 50% de la puissance → 6 s embrayé et 6 s débrayé, soit un cycle de 12 secondes ;
- 20% de la puissance → 1,2 s embrayé et 4,8 s débrayé, soit un cycle de 6 secondes.

Ce compresseur est trop puissant pour le banc d'essais. Pour cette raison seuls certains points à 100% ont été mesurés. Etant donné le nombre de points disponibles pour les calculs, seules des équations simples sont élaborées.

Les formules de régression pour les 3 rendements et pour les fonctionnements du compresseur ZRD 49 ont été établies :

- Rendement isentropique en modulation de puissance (avec R en %) :

$$\eta_{is} = -0,4435 + 0,198 \cdot \ln(R) + \frac{0,671}{\tau} \quad (15)$$
- Rendement isentropique : $\eta_{is} = 0,755537 + 0,0371761 \cdot P_{BP} - 0,01512217 P_{HP} \quad (16)$
- Rendement volumétrique : $\eta_v = -0,0204 \cdot \tau + 0,9063 \quad (17)$

Avec R le niveau de puissance en %. Les écarts maximaux sur les rendements globaux à 100% et en modulation de puissance sont : de +0,01 et -0,08.

Les représentations graphiques 3D, des points de mesure ainsi que des corrélations pour les essais à 100% sont présentées en annexe 2.

La figure 1-29 donne le rendement volumétrique en fonction du taux de compression.

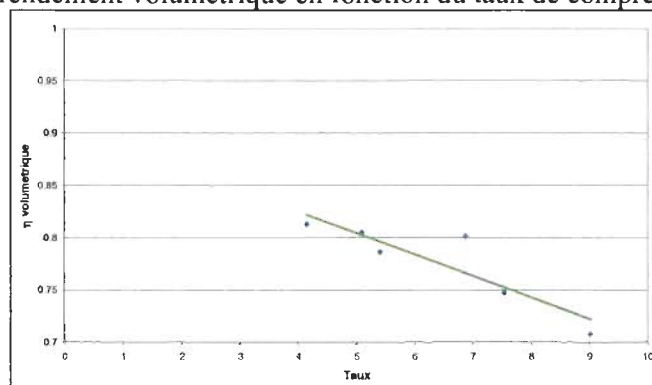


Figure 1-29 : Rendement volumétrique du Digital Scroll en fonction du taux de compression

Un écart entre le rendement efficace du compresseur à spirale débrayable et les 2 autres compresseurs est remarquable. Le compresseur à spirale débrayable présente un rendement global supérieur de près de 20%. Ceci peut être dû à un moteur électrique de puissance supérieure et à une alimentation en courant triphasé. Les moteurs électriques présentent usuellement de meilleurs rendements quand leur puissance est élevée. Le rendement volumétrique est par contre moins élevé. La technique de débrayage de la spirale ne permet pas les mêmes tolérances mécaniques entre les deux spirales, d'où une probable détérioration de l'étanchéité inter spirales.

Le fonctionnement de ce compresseur en modulation de puissance ne permet pas d'obtenir des points de fonctionnement stables. Comme le montre la figure 1-30, les niveaux de pression varient de près de 5 bar pour la pression d'aspiration et de 4 bar pour la pression de refoulement. Pour la suite, les températures saturantes sont prises à la pression maximum de refoulement et minimum d'aspiration.

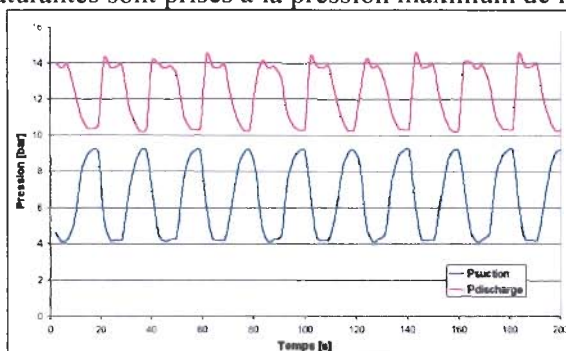


Figure 1-30 : Evolution des pressions BP et HP pour un fonctionnement à 50 %

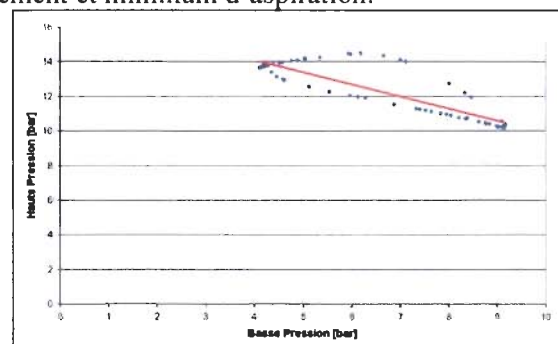


Figure 1-31 : Variation de la HP par rapport à la BP

Les figures 1-30 et 1-31 montrent que les courbes de montée et de descente de pression ne sont pas symétriques. Il existe clairement une surpression HP à chaque démarrage et ce transitoire présente un impact négatif sur l'efficacité énergétique et pose aussi des difficultés pour établir une loi simple pour les différents rendements. Afin de simplifier le cycle, l'effet de l'embrayage et du débrayage du compresseur sera considéré comme direct, comme le montre la droite rouge sur la figure 1-31.

Les figures 1-32, 1-33 et 1-34 présentent les formules de régression pour le rendement global en fonction du niveau de puissance et du taux de compression. Ce dernier a été défini comme étant le rapport entre la haute pression moyenne pendant la phase embrayée et la basse pression moyenne pendant la phase embrayée.

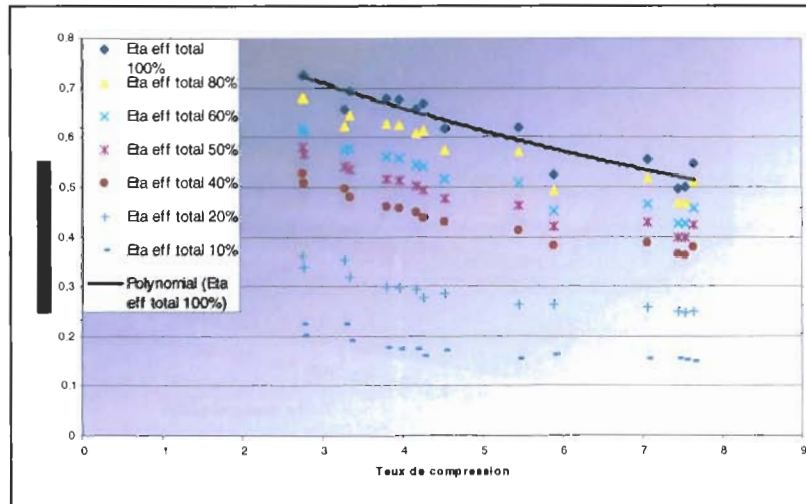


Figure 1-32 : Vue 2D du rendement global en fonction du niveau de puissance et du taux de compression

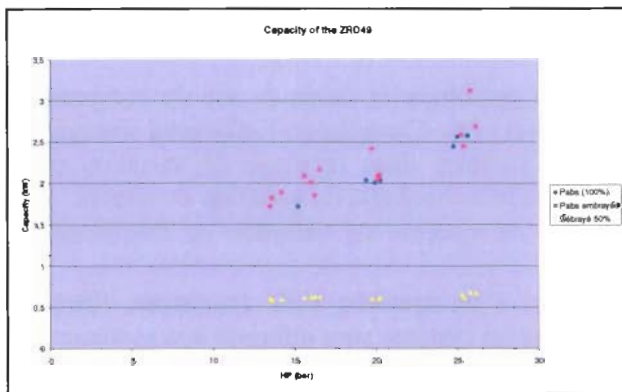


Figure 1-33 : Evolution de la puissance absorbée en fonction de la HP

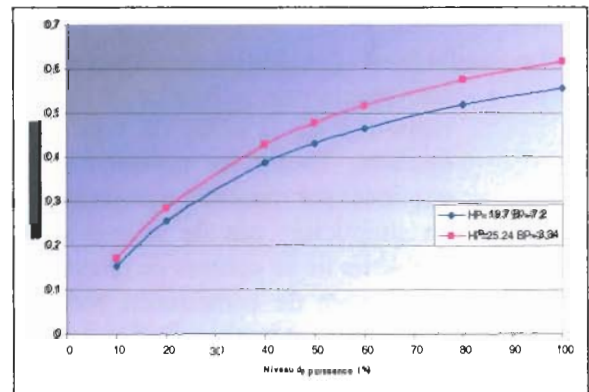


Figure 1-34 : Rendements pour 2 couples (HP, BP) en fonction du % de puissance

Lorsque la spirale mobile est débrayée le compresseur consomme toujours une puissance de l'ordre de 670 W équivalent au tiers de la puissance en fonctionnement comme le montre figure 1-33, courbe bleue. Les courbes sont reproductibles et présentent toujours un pic à chaque redémarrage. Ce pic provient d'une part de l'à-coup sur le moteur électrique lors de l'embrayage, ensuite de la valeur élevée du volume massique du fluide à l'aspiration du compresseur.

L'utilisation du fonctionnement cyclé du compresseur pour la variation de puissance entraîne des difficultés de régulation en particulier si le compresseur digital est associé à un détendeur thermostatique. Le détendeur thermostatique a beaucoup de difficulté à réguler la surchauffe alors qu'un détendeur électronique classique aura aussi beaucoup de difficultés à « suivre » le fonctionnement du compresseur. Quel que soit le détendeur utilisé (détendeur mécanique, électronique ou vanne de laminage) la surchauffe devient nulle à l'aspiration du compresseur lors de l'arrêt de celui-ci, ce qui entraîne un coup de liquide s'il n'y a pas de bouteille anti-coup de liquide.

Les résultats ont permis de trouver une corrélation qui donne le rendement global en fonction du taux de compression et du niveau de puissance (R en %) et sont représentés sur la figure 1-35.

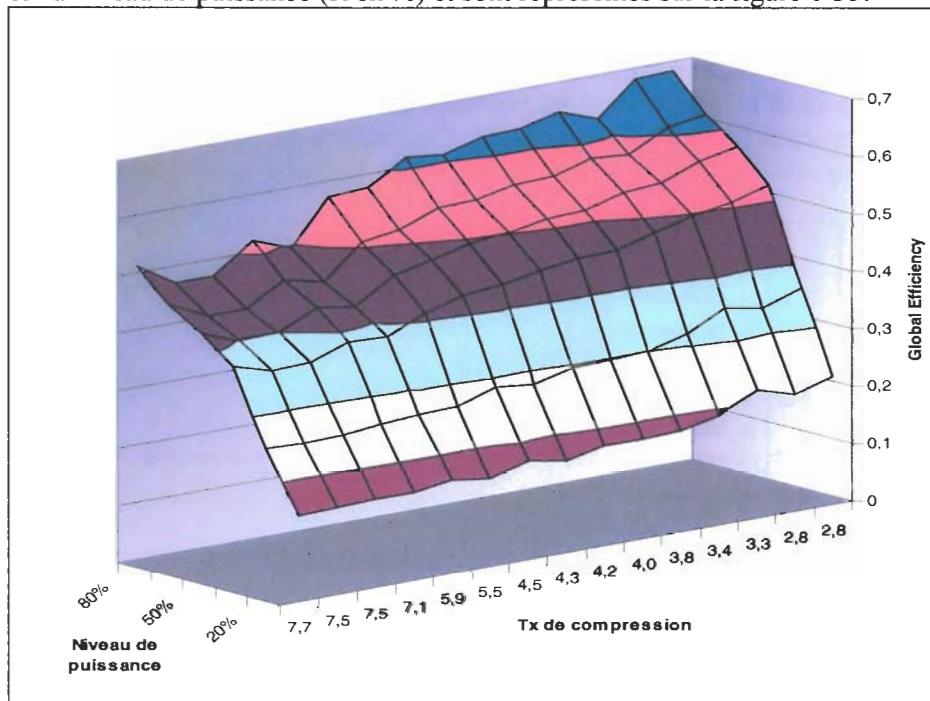


Figure 1-35 : Rendement isentropique du Scroll à spirale débrayable en fonction du niveau de puissance et du taux de compression

1.4.4.5 Avantages et inconvénients du compresseur débrayable

Le Digital Scroll possède de nombreux atouts :

- La variation de puissance devrait permettre de prolonger la durée de vie du compresseur par rapport à un système de type « marche – arrêt » et d'améliorer l'efficacité énergétique du système. Toutes les puissances peuvent être atteintes dans la plage de variation (variation continue) par rapport à une variation pas à pas de la technologie de variation de vitesse.
- Sa simplicité : pas de séparateur d'huile, pas de système de variation de fréquence, pas de problème lié au courant de démarrage.
- Le nombre de composants réduits par rapport à un système VEV (variateur, filtres hautes fréquences...) permet d'affirmer que le coût d'un tel système sera inférieur aux systèmes VEV et bi compresseurs.

Ce produit verra le jour dans un premier temps sur le marché asiatique où les systèmes à puissance variable sont les plus développés. A l'heure actuelle seulement deux modèles sont disponibles en 14,5 kW et 17,6 kW en mode froid au point ARI (température d'évaporation à 7,2°C et température de condensation à 54,4°C). Il fonctionne au R-407C mais des modèles au R-410A devraient être développés en 2005.

Deux inconvénients le rendent toutefois, inadapté à l'application présentée ici :

- La puissance délivrée est trop importante pour être utilisée sur le secteur résidentiel.
- Le rendement du compresseur à charge partielle : Pour avoir un gain par rapport à un système tout ou rien, il est nécessaire d'avoir un rendement global à charge partielle supérieure à celui d'un système TOR.

La puissance absorbée pendant les phases de débrayage du compresseur est de 670W. Il ne constitue donc pas actuellement, une solution retenue pour le développement d'un prototype. Le Digital est le produit d'un seul constructeur propriétaire du brevet, ce qui implique une limitation certaine du développement de produits concurrents basés sur la même technologie.

1.4.5 Les systèmes multi compresseurs

Ce type de technologie de variation de puissance, certainement le plus développé sur le marché tertiaire français, consiste à mettre plusieurs compresseurs de puissance fixe en parallèle ou en série sur le même circuit frigorifique. Si ces compresseurs sont tous de taille différente, ils sont capables de délivrer une large gamme de puissances calorifiques.

L'association de compresseurs de puissances étagées permet l'obtention de plusieurs niveaux de puissance. Cependant pour des raisons de coûts d'investissement, les systèmes de ce type se limitent à deux compresseurs pour le secteur résidentiel. Au-delà, le gain en performance saisonnière est trop faible par rapport à l'investissement de départ.

1.4.5.1 Description des systèmes bi compresseurs

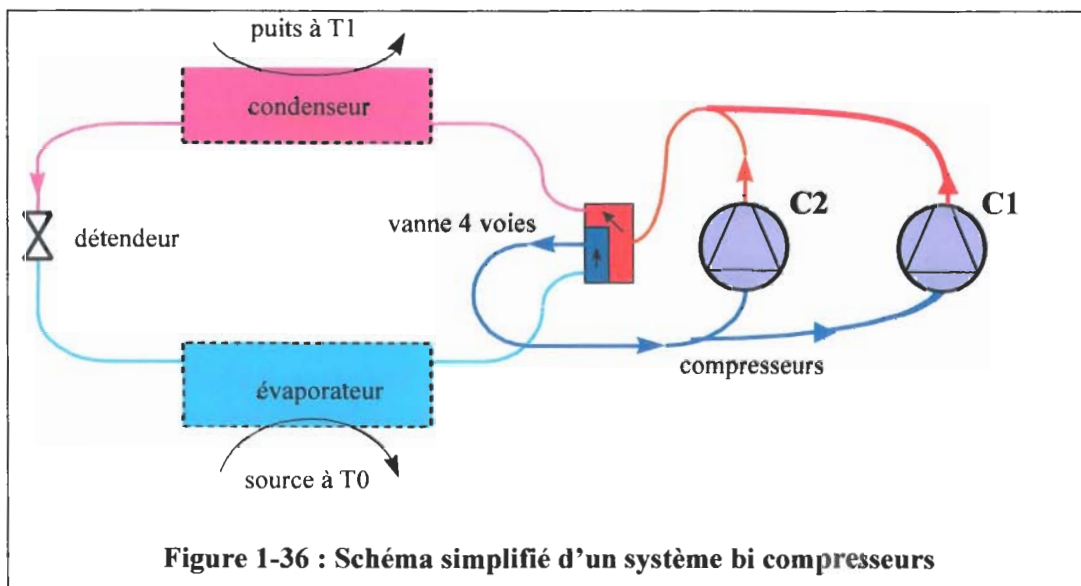


Figure 1-36 : Schéma simplifié d'un système bi compresseurs

L'installation de systèmes bi compresseurs est analogue à ceux des systèmes classiques. La figure 1-36 en est un schéma simplifié ; mais quelques précautions sont nécessaires à la conception de tels produits :

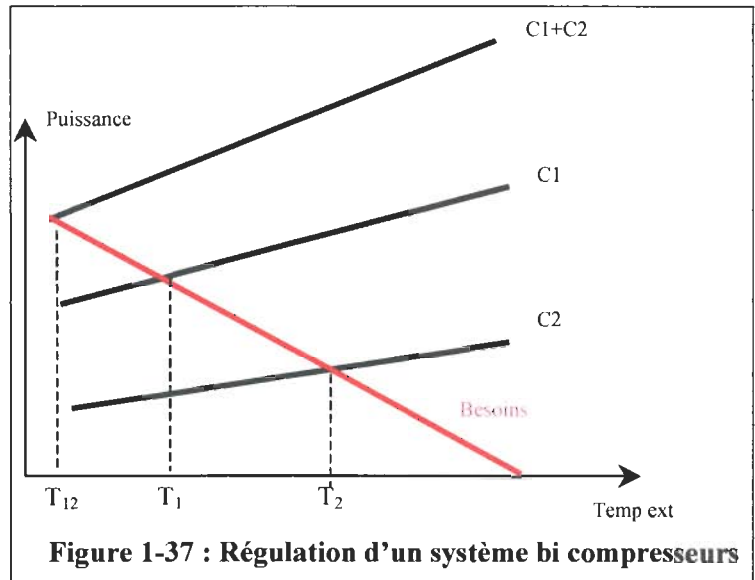
- Au niveau du dimensionnement des échangeurs, l'évaporateur et le condenseur devront être optimisés pour un fonctionnement à deux compresseurs simultanément. Lors d'un fonctionnement en mode C1 ou C2 seuls, les échangeurs seront relativement surdimensionnés, ce qui donne des gains sur l'efficacité énergétique qui doivent être évalués.
- L'organe de détente adopté influe relativement peu sur les performances s'il s'agit d'un système actif (détendeur électronique ou thermostatique). Dans le cas d'un système passif (capillaires), on peut constater une dégradation forte des performances (plus de 50 %) lorsque l'on s'éloigne de la puissance pour laquelle ils ont été calculés.
- Entre les deux compresseurs, il faut placer des clapets « anti-retour » afin que le gaz s'écoule bien dans le sens souhaité et qu'il n'y ait pas de refoulement dans un compresseur. Il faut également faire attention au retour d'huile, il convient de relier les compresseurs de manière à obtenir un équilibrage au niveau des retours d'huile afin que les deux soient correctement alimentés.

1.4.5.2 La variation de puissance sur un système bi compresseurs

La Figure 1-37 représente le besoin thermique d'un bâtiment en fonction de la température extérieure (en rouge). Plus la température augmente moins le besoin est important. Inversement, plus la température extérieure augmente, plus la puissance calorifique fournie par le système est importante.

Grâce à un système bi compresseurs, on peut atteindre pour une même température, trois niveaux de puissances :

- Pour $T_{\text{ext}} > T_2$ le système fonctionnera avec le petit compresseur C2, capable de fournir à lui seul la puissance nécessaire.
- Pour $T_1 < T_{\text{ext}} < T_2$, c'est le compresseur C1 qui prend le relais, seul en cyclage afin de compenser les déperditions plus importantes.
- Pour $T_{\text{ext}} < T_1$, les deux compresseurs doivent fonctionner simultanément.



D'autres régulations peuvent être utilisées. L'étude détaillée des régulations sur un système bi compresseurs sera réalisée aux chapitres 3 et 4.

Les essais réalisés au laboratoire CLIMATRON d'EDF [LEC94] ont évalué la faisabilité d'un tel système à deux compresseurs. Ces essais ont montré qu'il est techniquement possible d'associer deux compresseurs de puissances différentes afin d'obtenir un système à puissance variable.

Si cette technique ne permet pas d'accéder à autant de niveaux de puissance que les compresseurs à vitesse variable, elle apporte néanmoins un gain par rapport aux systèmes actuels, et pourrait présenter une alternative à court terme.

Si cette technique présente un certain nombre d'avantages sur la variation de vitesse (simplicité de mise en oeuvre, utilisation de matériel classique disponible sur le marché...), elle présente néanmoins deux inconvénients principaux. Un encombrement plus important et l'augmentation du prix de revient de près de 10 % par rapport à une PAC à puissance fixe.

Cette augmentation peut être compensée par d'autres paramètres (trois niveaux de puissance sur un même appareil, arguments commerciaux, confort thermique et acoustique en basse puissance...).

L'évolution technologique permet aujourd'hui d'équiper ce type de machine avec un détendeur électronique moyennant un supplément de coût tout à fait raisonnable et facile d'utilisation. En effet la plupart des détendeurs vendus sur le marché sont aujourd'hui autonomes : il suffit d'une vis pour régler la surchauffe et la sensibilité du détendeur et il fonctionne en mode chauffage comme refroidissement sans contrainte supplémentaire par rapport à un détendeur thermostatique.

Enfin, on notera que les constructeurs de compresseurs proposent dans leur gamme de produits des systèmes « tandem », c'est à dire que les deux compresseurs sont déjà assemblés sur un même bloc. Cependant, les associations de ces compresseurs sont aujourd'hui destinées au tertiaire (puissances trop élevées).

A l'heure actuelle, aucune performance saisonnière de ce type d'installation, ni aucun ordre de grandeur de l'amélioration du COP saisonnier par rapport à un système mono compresseur à puissance fixe n'a été publiée. Les chapitres 2 et 3 de cette thèse y parviennent.

Une simulation simplifiée a été effectuée en adaptant différents compresseurs scroll COPELAND sur le système décrit à la section 1.2.2.1.

La figure 1-38 présente les COP saisonniers obtenus pour : (les pertes de fonctionnement à charge partielle ne sont pas prises en compte dans le calcul)

- un système mono compresseur équipé du ZR18
- un système mono compresseur équipé du ZP26
- un système bi compresseurs équipé des deux compresseurs précédents
- un système virtuel (coût d'investissement trop élevé) à cinq compresseurs de puissances différentes.

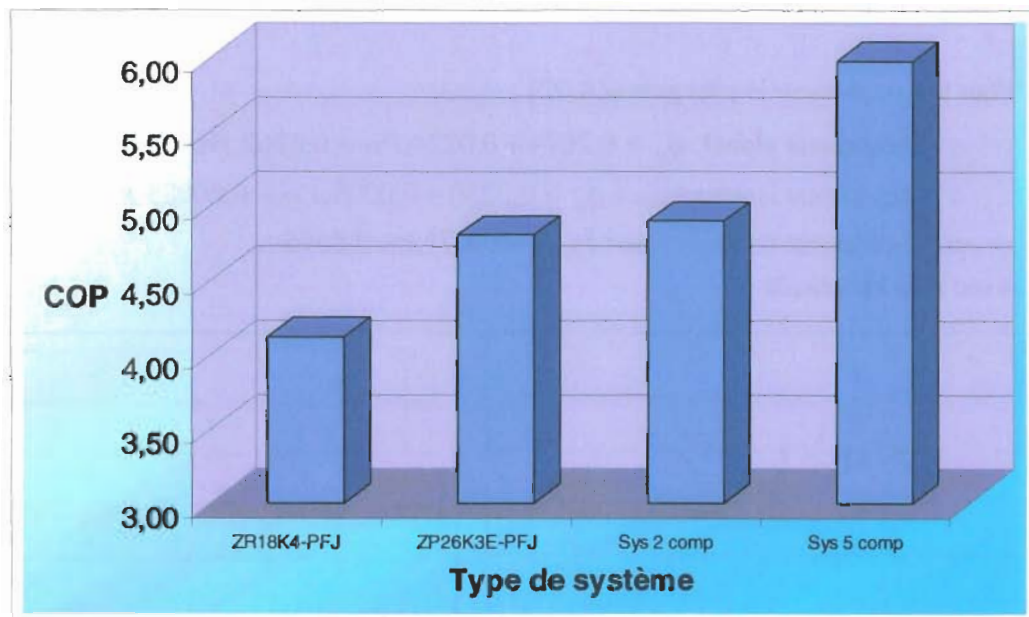


Figure 1-38 : COP saisonnier du système équipé de différents compresseurs

On remarque tout d'abord que le système équipé du ZP26 (système 2) présente un COP supérieur à celui équipé du ZR18 (système 1). Ceci est dû, à l'appoint électrique qui équipe le système 1 et qui fait chuter les performances de manière catastrophique (l'appoint électrique a un $COP \leq 1$).

Les performances saisonnières augmentent nettement avec le nombre de compresseurs : + 18,8 % pour un système bi compresseurs et + 45 % pour le système à cinq compresseurs. Ce qui n'est pas réaliste mais juste une méthode pour analyser les gains potentiels dus à la variation de la puissance

Ces performances ne tiennent pas compte : d'une part des pertes éventuelles à charge partielle, et d'autre part, du gain potentiel, lorsque l'on fonctionne sur un seul niveau de puissance, dû au surdimensionnement des échangeurs, ce qui entraîne une augmentation des coefficients d'échanges aux niveaux des échangeurs et un accroissement du coefficient de performance.

Elle confirme néanmoins le potentiel quant au gain énergétique annuel, d'un système air/eau à puissance variable pour le secteur résidentiel.

1.4.5.3 Résultats et modélisation d'un système bi compresseurs sur banc d'essais

2 Compresseurs de la marque Copeland ont été testés :

- Un scroll modèle ZR 18
- Un scroll modèle ZR 22

Les modèles ZR18 et ZR-22 constituent les deux éléments du système bi compresseurs.

Les compresseurs ZR18 et ZR-22 fonctionnent en 230V monophasé. Le fluide utilisé sera du R-407C.

Pour les compresseurs en tandem, les corrélations de rendement sont données :

- Pour le compresseur le plus petit (ZR18)

- Rendement global : $\eta_g = 0,8024 - \frac{0,6475}{P_{BP}} - 0,0049.P_{HP}$ (18)

- Rendement isentropique : $\eta_{is} = 0,5712 + 0,0189.P_{BP} - 0,00145.P_{HP}$ (19)

- Rendement volumétrique : $\eta_v = -0,0195.\tau + 0,9355$ (20)

Avec P en bar absolu

- Pour le compresseur le plus gros (ZR-22)

- Rendement global : $\eta_g = 0,2074 + 0,0224.P_{BP} + 0,0162.P_{HP}$ (21)

- Rendement isentropique : $\eta_{is} = 0,5230 + 0,0209.P_{BP} - 0,00085.P_{HP}$ (22)

- Rendement volumétrique : $\eta_v = -0,0071.\tau + 0,8696$ (23)

Avec P en bar absolu

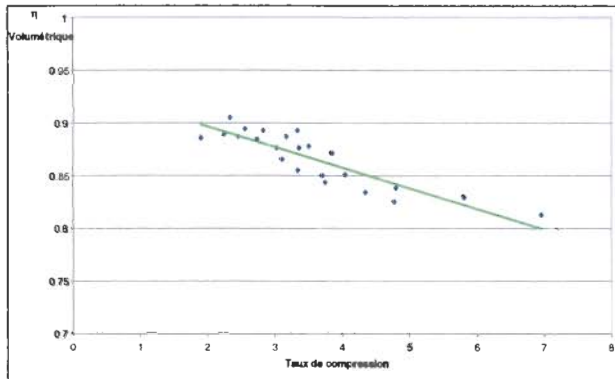


Figure 1-39 : Rendement volumétrique du tandem scroll 1 en fonction du taux de compression

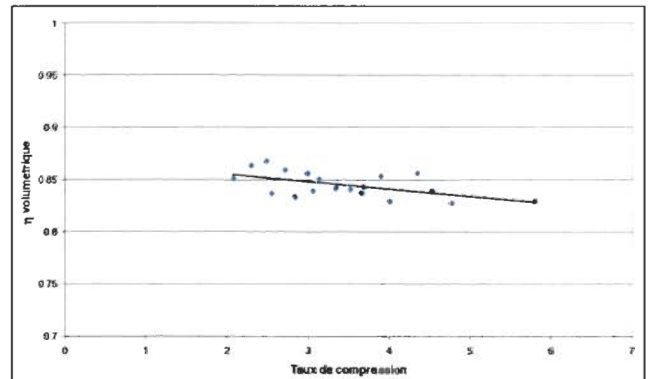


Figure 1-40 : Rendement volumétrique du tandem scroll 2 en fonction du taux de compression

1.4.6 Comparaison des trois technologies testées

Les trois technologies de variation de puissance étant caractérisées et modélisées, il est possible de les comparer. Pour se faire, les rendements globaux de chacune d'elles ont été représentés en fonction du niveau de puissance délivré.

Deux exemples de rendements globaux de chacune des trois technologies sont représentés sur les figures suivantes :

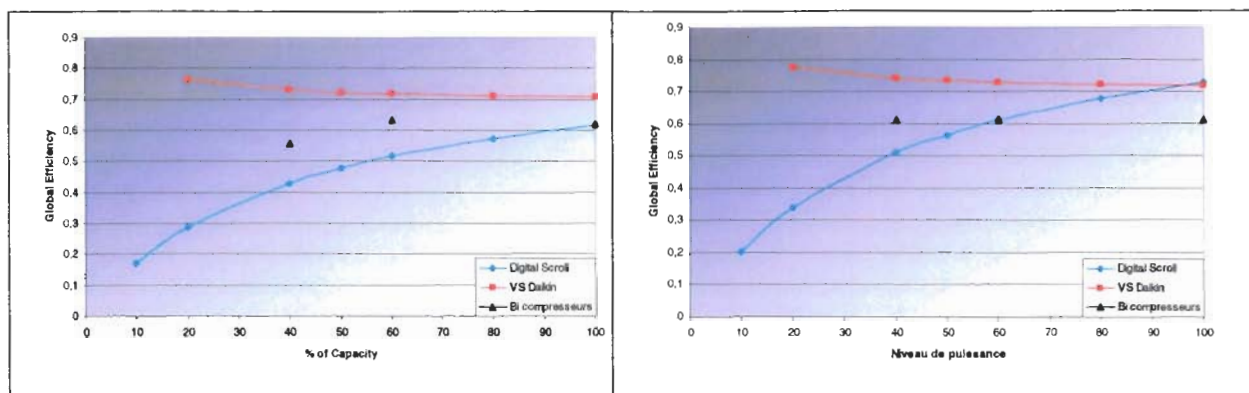


Figure 1-41 : Exemples de rendement globaux pour les trois technologies testées avec des taux de compressions (de gauche à droite) de 4,53 et 2,8

La figure 1-41 permet de comparer le rendement des trois technologies. On observe tout d'abord, pour les systèmes bi compresseurs, une répartition discrète du pourcentage de puissance délivrée. La répartition continue de puissance n'étant disponible que sur les technologies Inverter et Scroll débrayable. Jusqu'à environ 65% du taux de charge, le meilleur rendement est obtenu avec la technologie débrayable, puis aux faibles charges, le compresseur Inverter devient le plus intéressant.

Il est cependant notable, que les puissances nominales (puissances maximales), fournies par chacune des trois technologies, sont différentes. Le rendement global du compresseur à spirale débrayable se dégrade fortement avec la réduction de la puissance. Le seul avantage majeur est sa plage de variation (de 10 à 100 % de la puissance nominale).

Ces trois technologies étant caractérisées, il est nécessaire de les adapter à un système air/eau réel afin de quantifier l'impact de la variation de puissance sur une pompe à chaleur caractéristique.

1.5 CONCLUSIONS

Cette étude fait l'inventaire de l'existant et du développement des cinq technologies applicables aux systèmes air / eau à puissance variable pour le secteur individuel résidentiel. Elle met en évidence l'intérêt du marché pour ce type de produit en France et en Europe, notamment pour son développement.

Les cinq technologies de variation de puissance sont : le Copeland Digital Scroll, les systèmes bi compresseurs, la variation de vitesse, le Bristol Twin Single, et la variation de composition du R-407C par distillation contrôlée.

Les essais calorimétriques effectués sur 4 compresseurs ont permis :

- La validation des données constructeurs
- De démontrer l'intérêt des systèmes à vitesse variable et bi compresseurs par rapport à la technologie Digital,
- La modélisation du fonctionnement de ces trois technologies par des corrélations simples.

Si la technologie de variation de vitesse du compresseur présente un intérêt certain, elle n'est pas disponible actuellement dans l'offre équipementier pour les ensembles européens.

La technologie scroll à spirale débrayable ne présente que peu d'intérêt à cause de sa consommation à vide trop importante (>600W). Elle est en revanche une solution disponible. Une adaptation de ces compresseurs à des puissances adaptées au secteur résidentiel mériterait d'être testée.

La technologie bi compresseurs testée en laboratoire est directement exploitable pour la conception des systèmes air/eau. Les puissances disponibles sur le marché correspondent à la demande du secteur visé. Les performances sont proches des performances de la technologie de variation de vitesse pour un coût plus faible. Elle constitue donc la solution retenue pour la suite de l'étude.

**CHAPITRE 2. ESSAIS A PLEINE
CHARGE ET A CHARGE PARTIELLE
SUR LA PAC DE REFERENCE**

SOMMAIRE DU CHAPITRE 2

2.1	OBJECTIFS	53
2.2	BANC D'ESSAIS	54
2.2.1	Les cellules climatiques	54
2.2.1.1	Dispositif d'installation pour les essais en régime permanent	55
2.2.1.2	Dispositif d'installation pour les essais à charge partielle en régime dynamique	56
2.2.2	La charge thermique	56
2.2.2.1	Les composants	56
2.2.2.2	L'instrumentation	57
2.2.2.3	La régulation	57
2.2.3	La PAC air / eau testée	60
2.2.4	Instrumentation de la PAC	60
2.3	RESULTATS D'ESSAIS A PLEINE CHARGE	61
2.3.1	Performances en régime stationnaire en mode chauffage	62
2.3.1.1	Régressions de la température d'air sur les puissances	62
2.3.1.2	Régressions de la température d'eau sur les puissances	64
2.3.1.3	Vers la réalisation d'un modèle externe complet	65
2.4	RESULTATS D'ESSAIS A CHARGE PARTIELLE	66
2.4.1	Principe du fonctionnement à charge partielle	66
2.4.1.1	Le mode rafraîchissement	66
2.4.1.2	Le mode chauffage	67
2.4.1.3	Remarques en mode chauffage et refroidissement	67
2.4.2	Résultats d'essais en mode rafraîchissement	67
2.4.2.1	Non-respect des consignes et dépassement haut	71
2.4.2.2	Dégradation de l'efficacité à faible charge	71
2.4.3	Modèle de dégradation des performances à charge partielle en mode rafraîchissement	72
2.4.3.1	Méthode expérimentale à deux points d'essais	73
2.4.3.2	Définition de valeurs par défaut spécifiques à une installation	74
2.4.4	Résultats d'essais en mode chauffage	78
2.4.4.1	Résultats des essais à 12°C	78
2.4.4.2	Résultats des essais à 7°C	81
2.5	CONCLUSION	84

2.1 OBJECTIFS

Les différentes technologies de variation de puissance ont été présentées puis testées, dans le chapitre précédent. Les technologies de variation de vitesse, Digital scroll et bi compresseurs ont été modélisées et identifiées comme source d'amélioration des performances énergétiques saisonnières des pompes à chaleur air/eau inversable pour le secteur résidentiel individuel.

L'intégration de la variation de puissance à ces systèmes de chauffage devrait donc permettre une amélioration des performances saisonnières. La quantification de cette amélioration est à réaliser. L'étude des performances des pompes à chaleur en régime stationnaire a montré des variations de performance inhérentes aux différentes configurations retenues pour le fonctionnement à puissance réduite. La régulation de ce type de système permet d'adapter la puissance disponible à la charge thermique du système. Pour se faire la pompe à chaleur fonctionne en alternant les modes marche/arrêt. On définit ce mode de fonctionnement comme étant un mode en cycle.

Dans un premier temps, les performances d'un système mono compresseur air/eau à puissance fixe vont être déterminées. La machine choisie est représentative du marché français. Ces essais seront la référence, en termes de performances énergétiques, d'un système de chauffage thermodynamique air/eau appliqué au secteur résidentiel individuel neuf avec plancher chauffant/rafraîchissant comme mode d'émission. Les dégivrages par inversion et par ventilation seront étudiés car ils constituent un paramètre important dans le calcul des performances saisonnières du système. Un prototype à puissance variable (cf. chapitre 3) sera réalisé puis comparé aux performances du système mono compresseur.

Afin d'évaluer au plus près l'amélioration éventuelle obtenue par la variation de puissance sur une pompe à chaleur, il est nécessaire de connaître les performances à charges thermiques partielles, du système de référence, fonctionnant par cycles de marche/arrêt. Ce mode de fonctionnement à charge partielle est présent pendant 85 à 90 % du temps de la saison de chauffe qui va de septembre à mai. La dégradation des performances liée à ce régime de fonctionnement, a été abondamment étudiée pour des équipements air/air. Les corrélations qui donnent les pertes énergétiques en fonction du taux de charge sont fortement liées aux temps d'arrêt de la machine. La variation de puissance permet, selon la technologie utilisée, de réduire ces temps d'arrêt.

Une nouvelle méthode de réalisation des essais à charge partielle est présentée. Les difficultés rencontrées, ainsi que les spécifications techniques nécessaires à la bonne réalisation de ce nouveau type d'essais seront détaillés.

Les essais en mode rafraîchissement de cette campagne ont été réalisés en 2003 en commun avec Philippe Rivière [RIV04a], dans le cadre d'une thèse sur les performances des GPEG à charges partielles. Afin de compléter l'étude, des essais à charges partielles en mode chauffage ont été menés.

La question de l'impact du dégivrage sur le fonctionnement à charge partielle est alors analysée. Une méthode expérimentale de caractérisation de la dégradation des performances est validée.

Ce chapitre permet finalement d'établir les hypothèses nécessaires à l'intégration des phénomènes dynamiques pour le calcul des performances saisonnières des pompes à chaleur air/eau mono compresseur appliqué au secteur résidentiel.

Ce chapitre est essentiellement fondé sur des résultats expérimentaux obtenus au Laboratoire de thermodynamique d'EDF R&D, site des Renardières, le « Climatron ».

Devant le manque de données de performances à charge partielle concernant les PAC air/eau, il a été décidé d'entreprendre plusieurs campagnes d'essais à charge partielle sur la machine de référence.

2.2 BANC D'ESSAIS

2.2.1 Les cellules climatiques

Afin d'étudier le fonctionnement de la pompe à chaleur air / eau à charge partielle, une installation expérimentale a été mise en place permettant de reproduire à la fois les conditions de charge et de température d'eau variable ainsi que les conditions de température et d'humidité de l'air extérieur. Les cellules climatiques sont pilotées indépendamment les unes des autres depuis la salle de contrôle. Ainsi, la température et l'humidité peuvent être réglées à une consigne d'utilisation sur une plage de -15°C à 50°C de température (Figure 2-1).

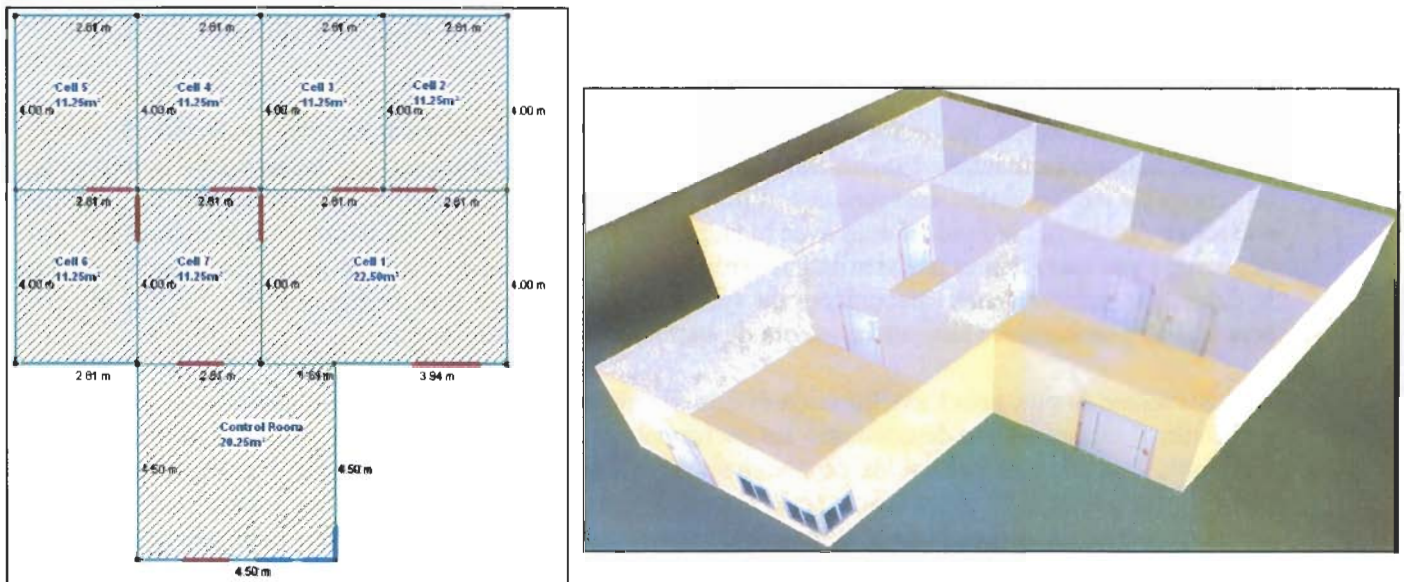


Figure 2-1 : Plan des cellules climatiques et de la salle de contrôle de l'enceinte du Climatron

L'enceinte 2 du laboratoire CLIMATRON, dans laquelle les essais sont réalisés, est constituée de six cellules climatiques de 11,25 m² chacune et d'une cellule de 22,25 m². La température et l'humidité dans chacune des cellules sont contrôlées respectivement par un bouilleur/déshumidificateur ainsi qu'un circuit de ventilation. L'air entrant dans une cellule passe à travers un échangeur air / eau glycolée. La température de l'eau glycolée dans l'échangeur est contrôlée par une résistance thermique ainsi qu'une vanne trois voies permettant l'apport d'eau glycolée glacée jusqu'à -25°C.

Une cellule utilisée est une pièce constituée :

- de parois et de portes thermiquement isolantes,
- de deux bouches de ventilation disposées de part et d'autre du plafond de la cellule, une de soufflage et une d'aspiration, toutes deux reliées au système de conditionnement d'air,
- d'un bouilleur pour humidifier l'air au niveau de la bouche d'apport d'air,
- d'un sol incliné pour évacuer les condensats.

L'instrumentation de la cellule est constituée :

- d'une sonde de température de type Pt 100 pour la mesure de la température d'air de la cellule, incertitude de +/- 0,1 K,
- d'un hygromètre capacitif.

Ces deux sondes sont placées à l'entrée de l'échangeur à air de la PAC et sont uniquement dédiées à la régulation des conditions thermique et hygrométrique de l'enceinte. D'autres sondes sont utilisées pour les acquisitions permettent de vérifier leurs valeurs.

Tableau 2-1 : La plage des conditions climatiques

Paramètres	minimum	maximum
Température d'air	- 15°C	+ 35°C
Humidité relative	10%	100% et brouillard

La régulation des cellules climatiques s'effectue dans la salle de commandes à proximité de la cellule d'essais. Un automate régule la température et l'humidité. Les fonctions les plus simples (modification d'une consigne par exemple) se déroulent directement sur ordinateur. Il est nécessaire de modifier les paramètres de régulation (les valeurs du PID par exemple) pour améliorer leur stabilité. La stabilisation des paramètres lors de la mise en route de la cellule est difficile à obtenir ; en effet les paramètres du PID influent sur le temps de stabilisation du système et ne sont pas reproductibles d'une cellule à l'autre ou d'une condition d'essai à une autre : les paramètres de stabilisation, dérivé et intégral, doivent être modifiés pour chaque point d'essai.

2.2.1.1 Dispositif d'installation pour les essais en régime permanent

Pour étudier le fonctionnement de la PAC, une installation expérimentale a été mise en place pour reproduire les conditions d'utilisation. La PAC air/eau est placée dans une cellule climatique du laboratoire CLIMATRON afin que la batterie ailetée (évaporateur) fonctionne dans des conditions de température d'air et d'humidité spécifiées. L'échangeur à plaques (condenseur) de la PAC est relié à un réseau d'eau dont, le débit et la température sont régulés de manière à représenter la charge thermique d'une habitation. La figure 2-2 montre les différents éléments du banc d'essais.

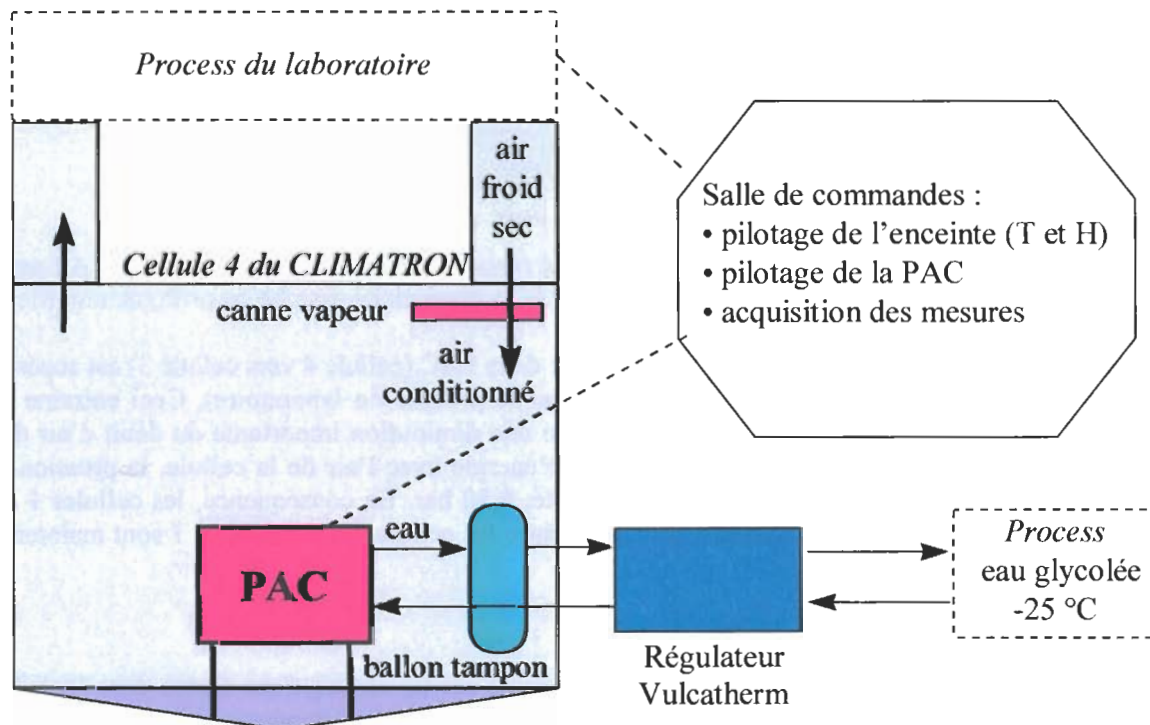


Figure 2-2 : Vue globale du banc d'essai à pleine charge

La description du banc d'essais concerne donc :

- la cellule climatique simulant les conditions hivernales et estivales,
- le réseau d'eau consommant la puissance thermique de la PAC,
- la PAC,
- l'instrumentation et l'acquisition,
- le protocole de fonctionnement de l'installation.

2.2.1.2 Dispositif d'installation pour les essais à charge partielle en régime dynamique

Etant donné que le phénomène étudié est le cyclage, la PAC aura deux états : le mode « marche » et le mode « arrêt ». Ainsi, le volume des cellules ne permet pas de fixer un seul jeu de paramètres PID permettant d'obtenir la stabilité de la température d'air dans la cellule durant les 2 modes de fonctionnement. La figure 2-3 présente le schéma de montage de la PAC et de son alimentation en eau, permettant de contourner le problème.

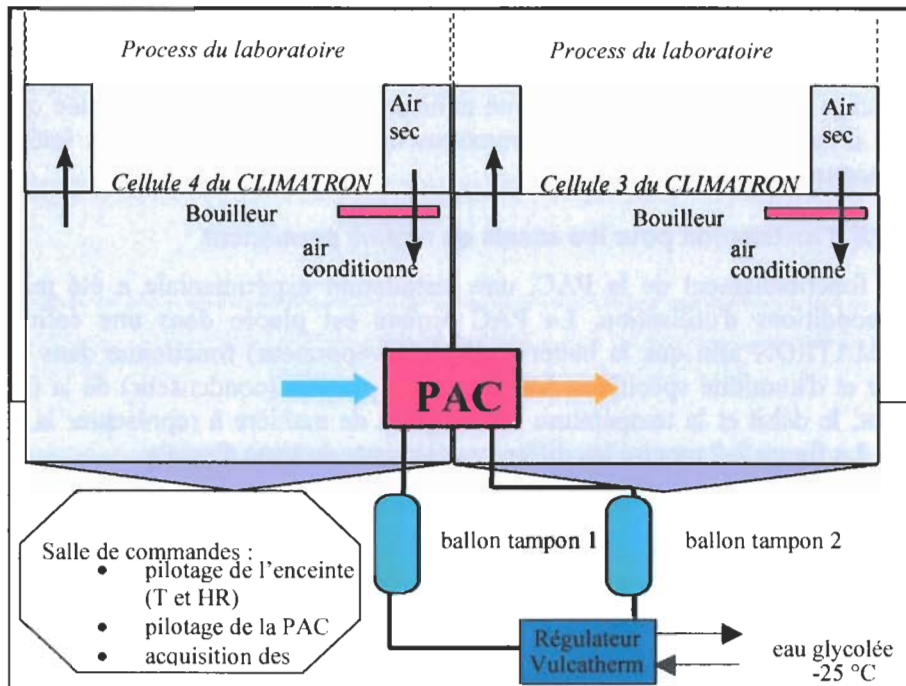


Figure 2-3 : Schéma de principe du banc d'essais à charge partielle

Une ouverture rectangulaire de la surface de la PAC a été réalisée entre les cellules 3 et 4. La PAC aspire l'air en cellule 4 et le rejette en cellule 3. Ainsi, que la PAC soit en mode marche ou arrêt, ne modifie pas la charge thermique en cellule 4.

Ce dispositif entraîne un second problème : le débit d'air de la PAC (cellule 4 vers cellule 3) est supérieur au débit de renouvellement d'air en cellule 4 (piloté par le process du laboratoire). Ceci entraîne une dépression dans la cellule 4. Ce qui a pour conséquence une diminution importante du débit d'air de la PAC. Le condenseur n'échangeant plus suffisamment d'énergie avec l'air de la cellule, la pression HP augmente jusqu'au seuil de déclenchement de la sécurité, à 30 bar. En conséquence, les cellules 1 et 7 (Figure 2-1) sont régulées en température et les portes entre les cellules 4 et 7, et 1 et 7 sont maintenues ouvertes en permanence.

2.2.2 La charge thermique

Le circuit d'eau de climatisation d'une habitation est simulé par un circuit d'eau fermé dans lequel est inclus l'échangeur à plaques de la PAC et un système de régulation de la température d'eau. Il s'agit d'un régulateur disposé à l'extérieur de l'enceinte. Lorsque la PAC air/eau est en mode chauffage, il sert de groupe frigorifique compensant la charge thermique. Au contraire, lorsque la PAC air/eau est en mode refroidissement, il sert de charge calorifique.

2.2.2.1 Les composants

Le refroidissement de l'eau est obtenu au travers d'un échangeur eau/eau glycolée (Figure 2-4) dont le débit est ajusté par une vanne 3 voies de by-pass. L'eau glycolée froide est générée par l'installation commune au laboratoire. Afin de faciliter la régulation, il est possible d'adapter la température de cette eau glycolée entre 0°C et -20°C et de limiter son débit. L'apport de chaleur est réalisé par la résistance électrique placée en amont de l'échangeur sur le circuit d'eau.

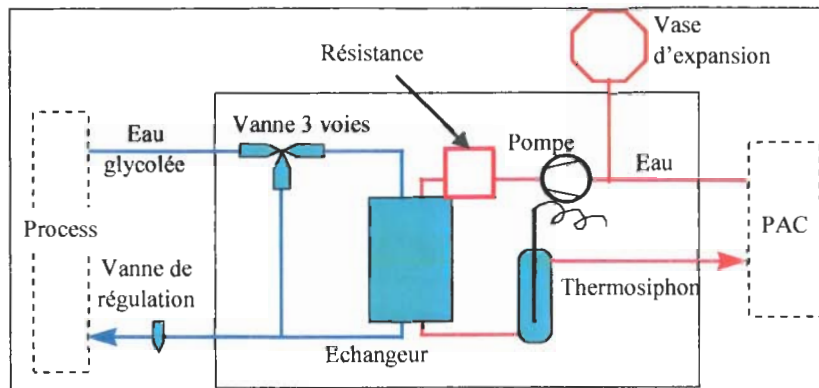


Figure 2-4 : Installation du régulateur Vulcatherm®

La puissance électrique fournie par le circulateur est prise en compte lors des calculs des performances de la PAC, intégré à la charge thermique de compensation en mode froid, déduit des performances de la PAC en mode chaud.

2.2.2.2 L'instrumentation

L'instrumentation du réseau d'eau a deux objectifs :

- la mesure de la puissance thermique de la PAC,
- la régulation de la boucle d'eau.

Les capteurs utilisés sont présentés Tableau 2-2.

Tableau 2-2 : Mesure sur l'eau

Types de capteurs
Débitmètre à ultrason
Température sortie régulateur (Thermocouple de surface)
Température entrée régulateur (Thermocouple de surface)
Température d'entrée PAC (sonde Pt 100 intrusive)
Température de sortie PAC (sonde Pt 100 intrusive)

Les thermocouples sont utilisés pour la régulation, les sondes platine sont utilisées pour l'acquisition de la puissance thermique. Etant donné les faibles diamètres de tube utilisés, l'implantation de turbulateurs ne s'est pas avérée nécessaire pour la mesure des températures d'entrée et de sortie d'eau de la PAC (diamètre externe des tuyaux d'eau : 19 mm).

2.2.2.3 La régulation

La régulation du VULCATHERM dépend du type d'essais réalisés :

- lors des essais à pleine charge, la température de sortie du régulateur (température d'entrée d'eau PAC) est contrôlée pour que le besoin thermique reste toujours supérieur à la puissance thermique que la PAC peut fournir. Ainsi, un régulateur type Eurotherm 2408 a été installé. Il pilote la vanne trois voies du Vulcatherm ainsi que la résistance électrique afin d'obtenir une température de retour d'eau PAC constante. Le câblage électrique du régulateur est présenté sur la figure 2-5.

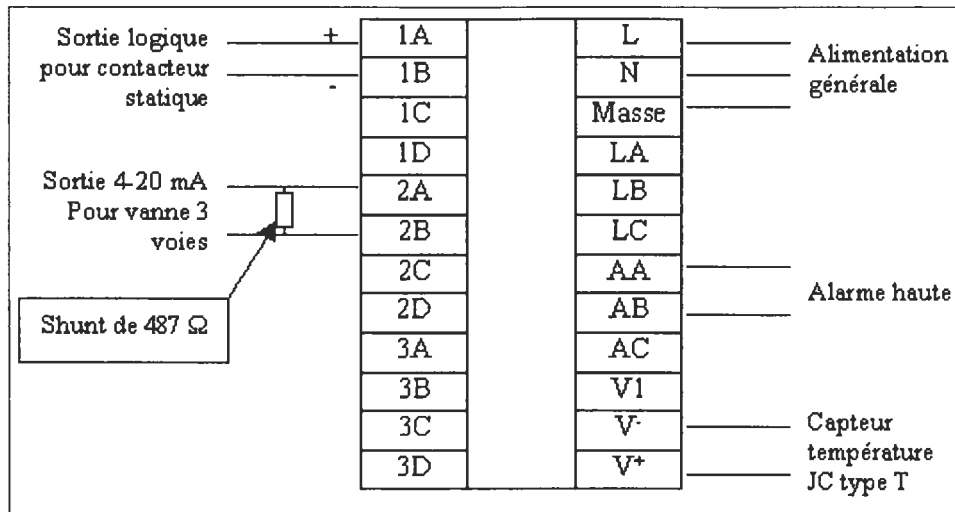


Figure 2-5 : Câblage électrique du régulateur 2408

- lors des essais à charge partielle, l'écart de température entrée/sortie d'eau de la PAC est contrôlé de manière à pouvoir fixer la charge thermique requise ; pour ce faire, il a fallu ajouter un calculateur permettant à partir des mesures des deux températures de piloter la vanne trois voies du Vulcatherm ainsi que son résistor pour assurer une charge constante sur la boucle d'eau. La charge thermique peut s'exprimer par :

$$P_{thermique} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (24)$$

A C_p constant et à débit d'eau constant, un taux de charge constant sera obtenu par une différence entrée/sortie d'eau Vulcatherm constante. Ainsi, il a fallu installer un nouveau régulateur capable de piloter non plus la température de retour d'eau PAC, mais un écart de température entrée/sortie d'eau Vulcatherm constant. Pour se faire un régulateur type Eurotherm 2604 a été installé. Le câblage est présenté sur la figure 2-6.

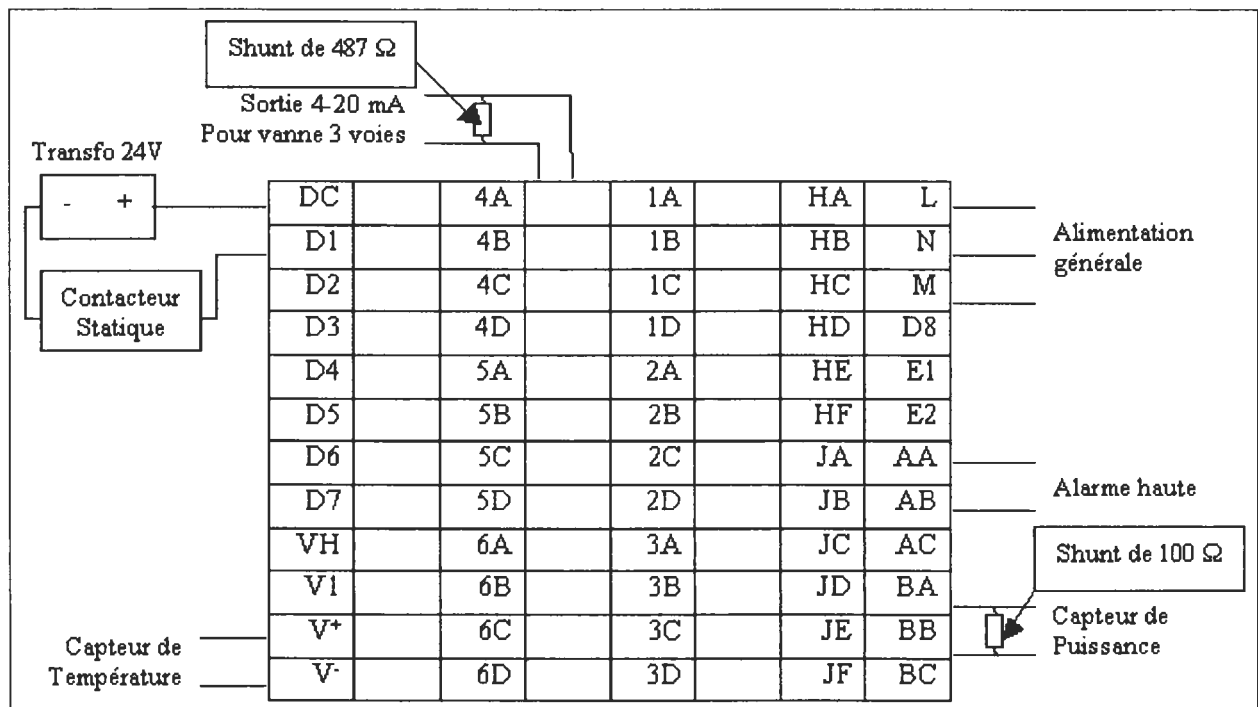


Figure 2-6 : Câblage électrique du régulateur 2604

La régulation d'origine du Vulcatherm a été modifiée. Le régulateur 2604 commande le Vulcatherm en puissance en conservant un écart de température constant. L'acquisition de la puissance sur la boucle d'eau est réalisée par le débitmètre à ultrasons de type Yokogawa ; puis envoyé au régulateur Eurotherm qui se charge de piloter la vanne trois voies et la résistance pour corriger la puissance par rapport à la valeur de consigne. La puissance est calculée par le débitmètre et deux sondes de température de surface, thermiquement isolées, et placées en amont et en aval du Vulcatherm (figure 2-7).

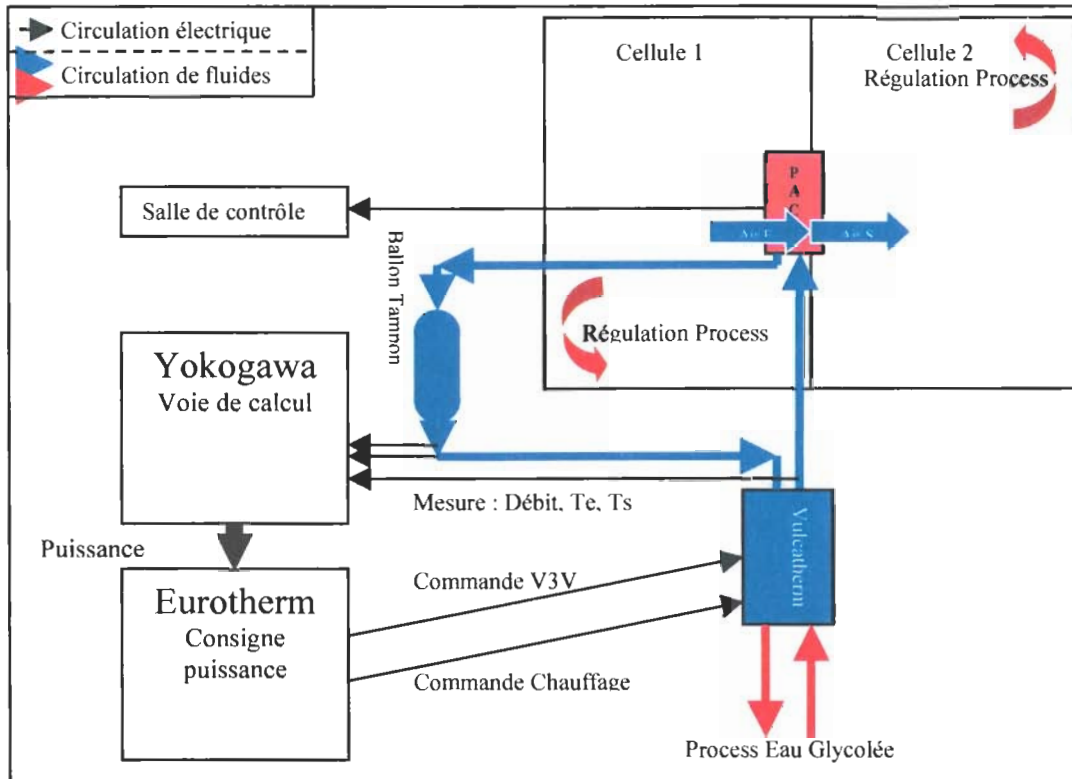


Figure 2-7 : Schéma de principe du montage à charge partielle

Une fois encore, il faut ajuster les paramètres du PID du régulateur. Cette opération est relativement complexe ici pour les raisons suivantes :

- le régulateur pilote un organe chaud et un organe froid mais avec des commandes aux effets différents : une seule échelle d'action étant disponible pour le chaud et le froid, des paramétrages différents doivent être adaptés pour les deux commandes,
- de plus, on demande au régulateur de pouvoir assurer une charge constante au démarrage, alors qu'il enregistre une diminution rapide de sa température d'entrée, et à l'arrêt, alors que la température augmente relativement rapidement.

Afin d'assurer la stabilité de la régulation dans toutes les conditions, le choix d'une simple régulation proportionnelle a été retenue.

Les paramètres PID retenus pour la série d'essais à charges partielles sont :

- Une bande proportionnelle fixée à 40 %,
- Une intégrale fixée à 20 s,
- Une dérivée nulle.

2.2.3 La PAC air / eau testée

La PAC air/eau est placée dans la cellule climatique et est reliée au circuit d'eau. La PAC réversible choisie pour l'étude est d'une puissance calorifique annoncée de 8,14 kW (pour des températures d'air de 7°C et 35°C de sortie d'eau) et de 8,7 kW (pour des températures d'air de 35°C et 18°C de sortie d'eau) en mode froid et fonctionne avec le mélange de fluide frigorigène R-407C.

Les composants de la PAC, représentés Figure 2-8, sont :

- un compresseur "scroll" (1) à vitesse constante qui comprime le fluide,
- la vanne 4 voies (2) dirige le débit refoulé, en mode chauffage, vers le condenseur à plaques (3), l'échangeur à plaques fonctionne alors à contre courant,
- le fluide frigorigène liquide remplit le réservoir haute pression (4) en sortie de condenseur, réserve de fluide lors du fonctionnement en mode froid, la contenance en frigorigène de la batterie (9) étant supérieure à celle de l'échangeur à plaques (3),
- le fluide traverse un des deux détendeurs thermostatiques (ce qui permet d'obtenir une surchauffe différente en mode chaud et en mode froid) à égalisation externe de pression (6) unidirectionnels grâce à la présence de clapets qui orientent la circulation du fluide,
- à la sortie du détendeur, le fluide entre dans le distributeur (7) qui le sépare en quatre brins (8) dans quatre circuits dans l'évaporateur à air (9), le circuit (11) étant "neutralisé",
- à la sortie de l'évaporateur, le collecteur (10) permet le retour du fluide des quatre circuits à la vanne quatre voies (2) avant l'aspiration du compresseur ; c'est là que sont disposés les bulbes des deux détendeurs avec les prises d'égalisation de pression.

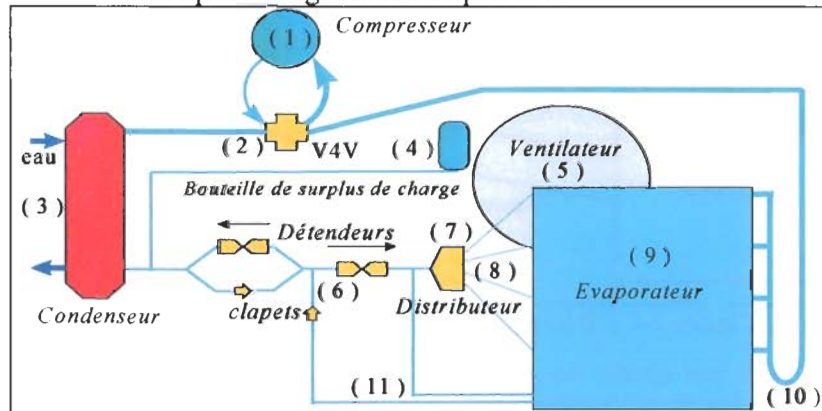


Figure 2-8 : Schéma du circuit frigorifique, mode chauffage

2.2.4 Instrumentation de la PAC

Les capteurs utiles au calcul de la puissance échangée sur l'eau

- le débit d'eau mesuré sur le circuit à proximité du régulateur par un débitmètre électromagnétique (incertitude de 1% pleine échelle),
- les températures d'entrée et de sortie d'eau de la PAC mesurées par des sondes platine (Pt 100) intrusives appariées et doublées par des thermocouples de surface ; l'incertitude de la chaîne complète de mesure, de la sonde jusqu'à l'enregistrement est de +/- 0.04 K. Un couple de sondes sert à l'acquisition, l'autre sert d'indication pour la régulation. La puissance thermique est ainsi calculée instantanément.

Les mesures sur l'air

- la température en entrée et sortie de la batterie est mesurée par 6 sondes platine (Pt 100) (4 à l'entrée et 2 à la sortie),
- l'humidité de l'air est mesurée en entrée de batterie par un capteur de température de rosée (et vérifiée par un capteur capacitif donnant l'humidité relative),
- les pertes de charge de la batterie avec ou sans le grillage sont mesurées par un capteur de pression différentielle ; les piquages des prises de pression sont répartis sur la largeur de la batterie.

La mesure de puissance électrique

- la puissance électrique : la puissance absorbée par la PAC (moteur du ventilateur + compresseur) est mesurée avec une incertitude de 0,5% pleine échelle).

Les mesures sur le fluide frigorigène

- des thermocouples de surface en entrée et sortie des différents composants,
- deux capteurs de pression en haute et basse pression.

Ainsi, il est possible d'estimer la surchauffe et le sous-refroidissement avec toutefois une précision de l'ordre de 0,5K.

2.3 RESULTATS D'ESSAIS A PLEINE CHARGE

Les résultats d'essais sont présentés en mode chauffage. La campagne d'essais s'est déroulée en 4 parties :

- détermination des performances en régime stationnaire à 30°C de température d'entrée d'air et température d'entrée d'eau variable.
- détermination des performances en régime stationnaire en mode chauffage. Les principaux points d'essais en chaud sont présentés dans le tableau ci-dessous.

Tableau 2-3 : Essais de performance à pleine charge en mode chauffage

	Conditions Enceinte	Conditions boucle d'eau	Mode de dégivrage
ESSAI 1	T° air bulbe sec = -7°C T° air bulbe humide = -7,5°C T° de rosée = -8,9°C	T° sortie eau = 35°C ΔT° E/S échangeur à eau = 5K	Inversion
ESSAI 2	T° air bulbe sec = -3°C T° air bulbe humide = -3,7°C T° de rosée = -5°C	T° sortie eau = 35°C Q eau idem Essai 4	Inversion
ESSAI 3	T° air bulbe sec = 0°C T° air bulbe humide = -0,8°C T° de rosée = -2°C	T° sortie eau = 35°C Q eau idem Essai 4	Inversion
ESSAI 4	T° air bulbe sec = 3°C T° air bulbe humide = 1 °C T° de rosée = -0,2°C	T° sortie eau = 35°C Q eau idem Essai 4	Inversion
ESSAI 5	T° air bulbe sec = 7°C T° air bulbe humide = 5,9 °C T° de rosée = 4,7°C	T° sortie eau = 35°C Q eau idem Essai 4	Sans objet, à priori, conditions extérieures hors givre
ESSAI 6	T° air bulbe sec = 12°C T° air bulbe humide = 10,6°C T° de rosée = 9,6°C	T° sortie eau = 35°C Q eau idem Essai 4	Sans objet, à priori, conditions extérieures hors givre
ESSAI 7	T° air bulbe sec = 15°C T° air bulbe humide = 13,5°C T° de rosée = 12,5°C	T° sortie eau = 35°C Q eau idem Essai 4	Sans objet, à priori, conditions extérieures hors givre

Les essais en mode chauffage sont réalisés à température de sortie d'eau constante, à humidité constante. Seule la température d'entrée d'air est variable de -7°C à 15°C.

- Réalisation des essais à charge partielle en mode froid.
- Réalisation des essais à charge partielle en mode chauffage.

Les résultats d'essais à puissance partielle sont nécessaires non seulement pour analyser les données, mais aussi pour déterminer les niveaux de charge thermique désirés suivant les différentes températures d'eau glacée testées.

Les performances en régime stationnaire en mode rafraîchissement sont présentées en annexe 6.

2.3.1 Performances en régime stationnaire en mode chauffage

2.3.1.1 Régressions de la température d'air sur les puissances

Les performances en régime stationnaire de la PAC ont été établies en respectant la norme EN255 sur les essais en mode chauffage. Une période de stabilisation de 2h a été effectuée avant le lancement de l'acquisition des mesures.

Pour les températures $\leq 7^{\circ}\text{C}$, trois cycles de givrage/dégivrage ont été mesurés. Les variations de la température d'air n'excèdent pas celles imposées par la norme : c'est-à-dire $\pm 1\text{K}$ pendant la phase d'acquisition et $\pm 2,5\text{K}$ pendant au maximum 5min durant les phases de dégivrage.

Les résultats sont présentés Tableau 2-4. La température de sortie d'eau PAC est fixée à 35°C . La PAC régle en mode tout ou rien comme si elle était installée sur une installation réelle.

Tableau 2-4 : Essais en régime stationnaire en mode chauffage

Mesures	Unités	A-7E35	A-3E35	A0E35	A3E35	A7E35	A12E35	A15E35
Te air moy	°C	-6,9	-3,3	-0,2	3,1	7,4	12,2	14,9
Ts air moy	°C	-8,5	-5,2	-2,3	0,1	3,5	6,8	9,0
Te eau moy	°C	31,8	31,4	30,0	30,5	29,9	29,8	29,9
Ts eau moy	°C	34,6	34,4	33,2	34,2	34,7	35,2	35,6
Debit mesuré	l/h	1339	1339	1342	1343	1306	1345	1344
t chauffage	s	2386	2388	2384	2383	2382	Pas de dégivrage	Pas de dégivrage
t dégiv	s	132	176	177	166	174		
t cycle total	s	2518	2564	2561	2549	2556		
Pperdue degiv	kW	7,4	8,3	8,4	9,2	9,9		
Wabs degiv	kW	1,6	1,5	1,5	1,4	1,5		
Eperdue degiv	kJ	971,4	1466,8	1485,1	1534,3	1726,5		
Eabs degiv	kJ	216,4	258,2	257,4	233,3	255,0		
Ettotal perdue dégiv		1187,7	1725,0	1742,5	1767,6	1981,5		
Pcalo eau sans dégiv	kW	5,18	5,57	5,91	6,88	7,69	8,41	8,85
Wabs sans dégiv	kW	2,16	2,17	2,12	2,19	2,21	2,20	2,21
COP sans dégiv	W/W	2,40	2,57	2,78	3,14	3,48	3,83	4,01
Pcalo eau avec dégiv	kW	4,44	4,62	4,89	5,81	7,20	NA	NA
Wabs total avec dégiv	kW	2,13	2,12	2,07	2,14	2,19		
COP avec dégiv	W/W	2,08	2,18	2,36	2,72	3,29		
Pa cpr ff	Bar a	3,20	3,38	3,58	4,09	4,42	4,91	5,16
Pref cpr ff	Bar a	16,46	16,56	16,24	16,82	16,85	16,92	17,14

La représentation graphique de ces résultats, figure 2-9 montre les variations remarquablement linéaires de la puissance calorifique (sans dégivrage) et des pressions avec la température d'air extérieur.

La puissance calorifique perdue par dégivrage en fonction de la température d'air est représentée sur la figure 2-9. La courbe passe par un maximum qui se situe entre 0 et 3°C . Contrairement aux essais en mode rafraîchissement, pour lesquels des lois affines décrivent parfaitement le système, le dégivrage modifie les puissances fournies et absorbées en créant un point d'inflexion (figure 2-9). Des régressions de degré 3 seront donc adoptées.

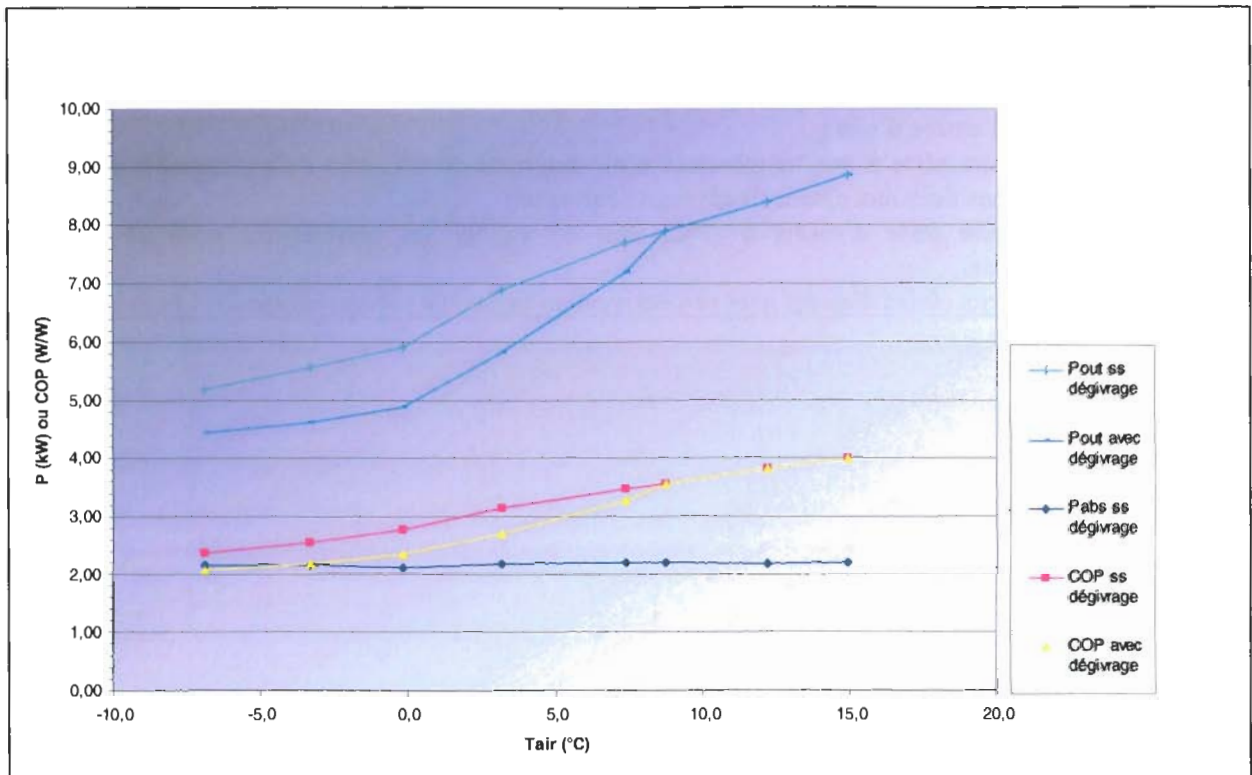


Figure 2-9 : Puissance calorifique fournie, puissance électrique absorbée et COP de la PAC de référence en fonction de la température extérieure avec et sans dégivrage

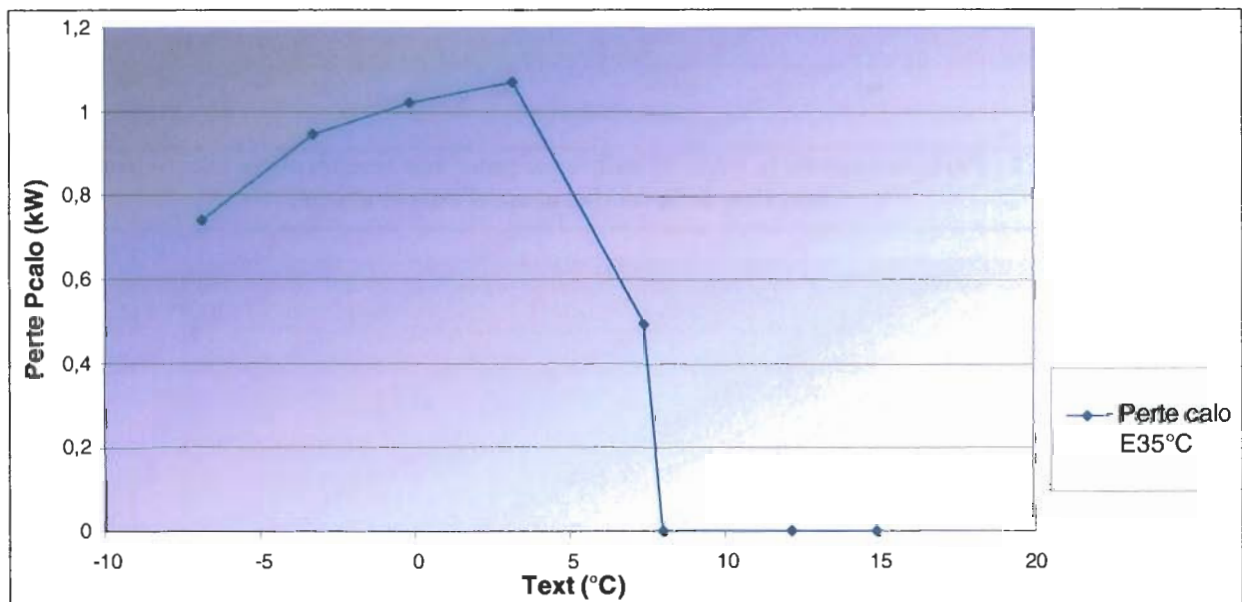


Figure 2-10 : Puissance calorifique perdue par dégivrage en fonction de la température d'entrée d'air pour une température de sortie d'eau de 35°C

Les régressions des températures de sortie d'eau et d'entrée d'eau sur la puissance frigorifique et la puissance appelée sont calculées. Pour la puissance calorifique, le coefficient de régression R^2 est de 0,995, et de 0,997 pour la puissance électrique. Les deux corrélations calculées sont :

- Pour la puissance délivrée : $P_{calo} = -0,001.T_{ext}^3 + 0,83605.T_{ext}^2 - 232,663.T_{ext} + 21558,3$ (25)

- Pour la puissance électrique absorbée :

$$W_{abs} = -0,0004.T_{ext}^3 + 0,33388.T_{ext}^2 - 92,7633.T_{ext} + 8581,59 \quad (26)$$

Avec les températures données en K et les puissances en kW.

2.3.1.2 Régressions de la température d'eau sur les puissances

Deux séries d'essais ont été réalisées afin d'étudier les performances de la PAC de référence en fonction de la température d'entrée d'eau :

- Une première série à une température d'air extérieur de 8°C afin de s'affranchir d'éventuelles perturbations dues aux cycles de givrage/dégivrage ;
- Une seconde série d'essais à -7°C, afin de valider les corrélations pour de très basses températures.

Les résultats des deux séries d'essais sont respectivement présentés sur les figures 2-11 et 2-12.

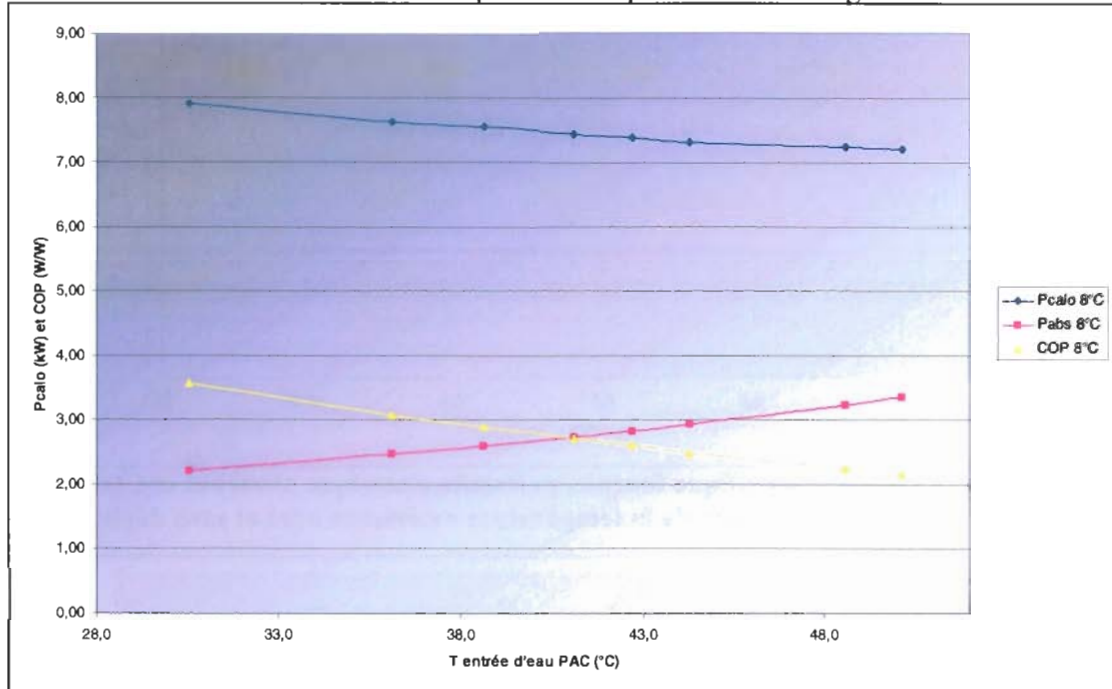


Figure 2-11 : Performance de la PAC de référence pour une température extérieure de 8°C en fonction de la température d'entrée d'eau

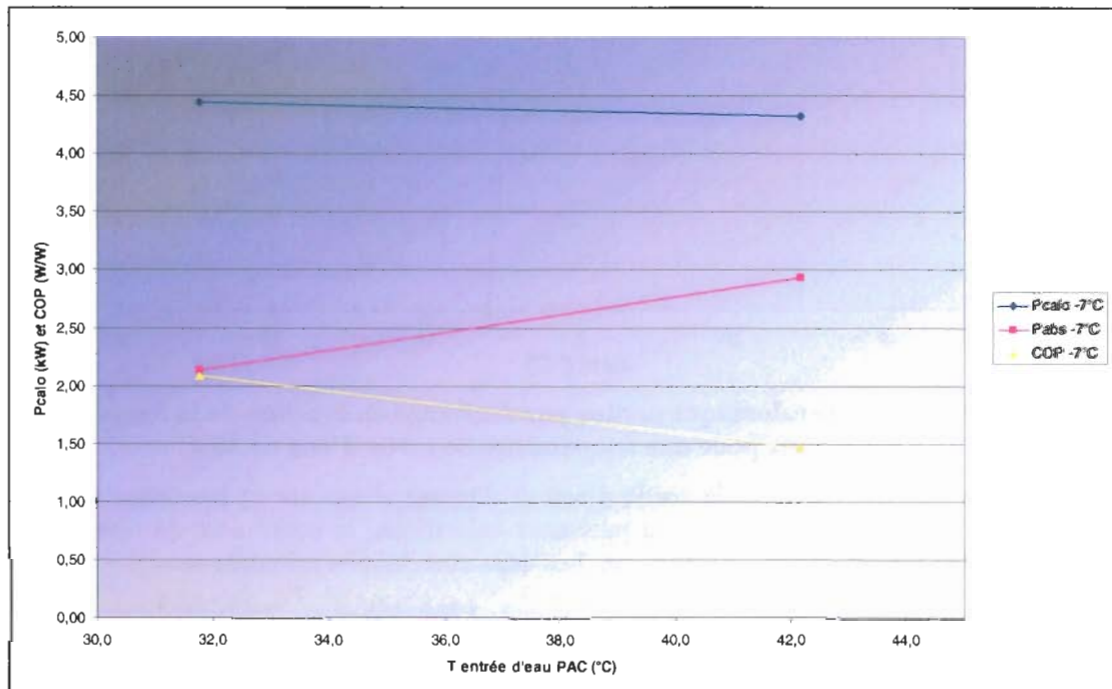


Figure 2-12 : Performance de la PAC de référence pour une température extérieure de -7°C en fonction de la température d'entrée d'eau avec prise en compte du dégivrage

La représentation graphique de ces résultats, montre les variations linéaires des puissances avec la température d'eau. Le coefficient de régression R^2 est compris entre 0,994 et 1 selon les températures d'air et la grandeur mesurée. Les corrélations suivantes ont pu être établies pour chaque température d'air pour les deux grandeurs (puissance absorbée, puissance calorifique) :

- **Pour la puissance délivrée :**

- $P_{calo} (8^{\circ}C) = -0,0344.T_{ee} + 18,2857$ (27)

- $P_{calo} (-7^{\circ}C) = -0,0114.T_{ee} + 7,91851$ (28)

- **Pour la puissance électrique absorbée :**

- $W_{abs} (8^{\circ}C) = 0,0586.T_{ee} - 15,6416$ (29)

- $W_{abs} (-7^{\circ}C) = 0,0776.T_{ee} - 21,5296$ (30)

Avec T_{ee} en K et les puissances en kW.

Les pentes des droites de régression sont fonction de la température d'air.

2.3.1.3 Vers la réalisation d'un modèle externe complet

La caractérisation de la PAC, en régime stabilisé, est complète : la puissance calorifique ainsi que la puissance électrique absorbée sont connues en fonction de la température d'air pour une température d'entrée d'eau constante et en fonction de la température d'entrée d'eau pour une température d'air constante. Afin d'intégrer ces performances à un modèle complet PAC, bâtiment, plancher chauffant, données climatiques et régulation. Une représentation de $P_{calo} = f(T_{air}, T_{ee})$ et $W_{abs} = f(T_{air}, T_{ee})$.

Afin de trouver des corrélations simples, les deux hypothèses suivantes sont formulées :

- Les pertes par dégivrages ne varient pas avec la température d'eau.
- Les pentes des courbes qui donnent les valeurs des puissances en fonction de la température d'entrée d'eau seront supposées constantes, quelle que soit la température d'air. La valeur de la pente sera choisie de manière à minimiser l'erreur entre les valeurs mesurée et calculée.

Le logiciel TableCurve3D a permis de trouver la valeur optimale des paramètres. Les corrélations proposées sont les suivantes (avec les températures exprimées en Kelvin):

- **Pour la puissance délivrée :**

- $P_{calo} (T_{ee}, T_{air}) = 29965,9 - 0,0309.T_{ee} - 324,03.T_{air} + 1,16723.T_{air}^2 - 0,0014.T_{air}^3$ (31)

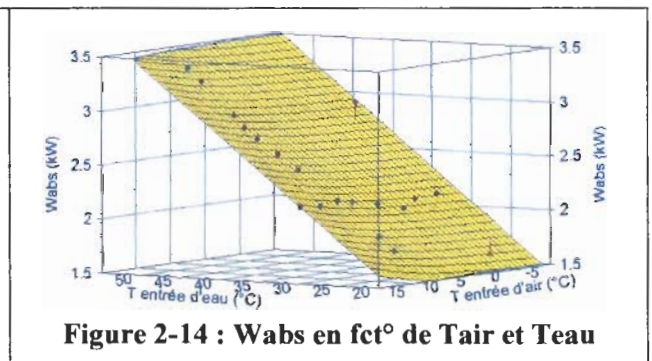
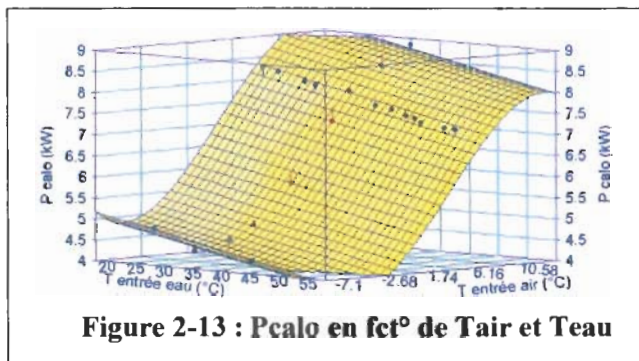
- avec $R^2=0,990$ et une erreur max entre la puissance mesurée et la puissance calculée sur la plage de variation de 45 W.

- **Pour la puissance électrique absorbée :**

- $W_{abs} (T_{ee}, T_{air}) = -281,63 + 0,06.T_{ee} + 2,972.T_{air} - 0,01109.T_{air}^2 + 1,383.10^{-5}.T_{air}^3$ (32)

- avec $R^2=0,984$ et une erreur max entre la puissance mesurée et la puissance calculée sur la plage de variation de 30 W.

Les représentations 3D des deux corrélations sont présentées sur les figures 2-13 et 2-14 :



2.4 RESULTATS D'ESSAIS A CHARGE PARTIELLE

L'étude se déroule en deux étapes :

- Dans un premier temps, l'analyse sera réalisée en mode rafraîchissement afin de s'affranchir du dégivrage. Ainsi, l'influence des paramètres tels que l'inertie ou le différentiel de régulation pourra être étudiée.
- Dans un second temps, l'analyse en mode chauffage permettra de valider les résultats en mode chauffage puis d'étudier l'impact du dégivrage sur la charge partielle.

2.4.1 Principe du fonctionnement à charge partielle

Le rôle de la pompe à chaleur est de compenser les déperditions du bâtiment. C'est-à-dire de maintenir une température de boucle d'eau moyenne dans une plage de température autour d'une consigne.

Pour une PAC air/eau résidentielle, contrairement aux groupes de refroidissement d'eau utilisés dans le secteur tertiaire, la PAC fonctionne en alternant les modes marche/arrêt car elle ne dispose que d'un étage de puissance.

2.4.1.1 Le mode rafraîchissement

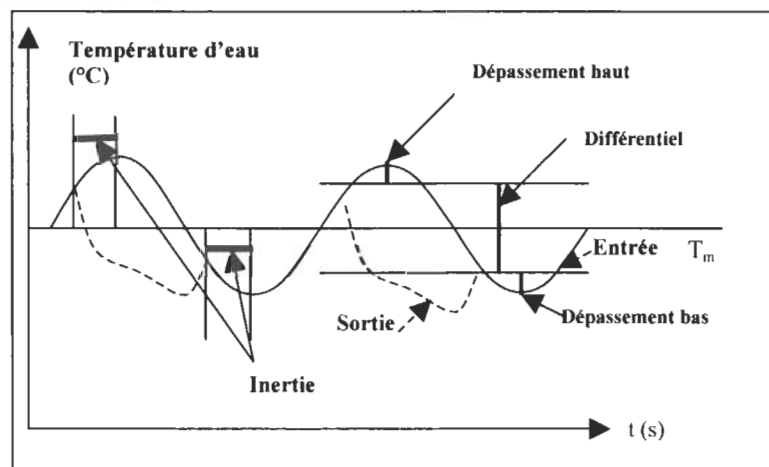


Figure 2-15 : Evolution des températures d'entrée et de sortie d'eau à l'évaporateur en mode refroidissement ; cas d'une régulation sur le retour d'eau pour une consigne T_m

Pour une PAC inversable, les deux étages de puissance disponibles sont le fonctionnement à pleine puissance et l'arrêt du groupe.

La norme Cenelec EN12055 [CEN98] fixe un écart de température entrée sortie évaporateur de 5K, pour une consigne de la température de retour d'eau de 12°C, cette dernière par exemple augmente jusqu'à 13°C pour un différentiel (Figure 2-15) de 2K ; à cet instant, la PAC est démarrée.

La température d'entrée d'eau diminue entre 13 et 11°C et la température de sortie d'eau entre 8°C et 6°C.

La consigne de température d'entrée d'eau est de 12°C et celle de sortie d'eau de 7°C.

La température de sortie d'eau moyenne, elle, est proportionnelle au temps de fonctionnement donc inversement proportionnelle à la charge thermique.

2.4.1.2 Le mode chauffage

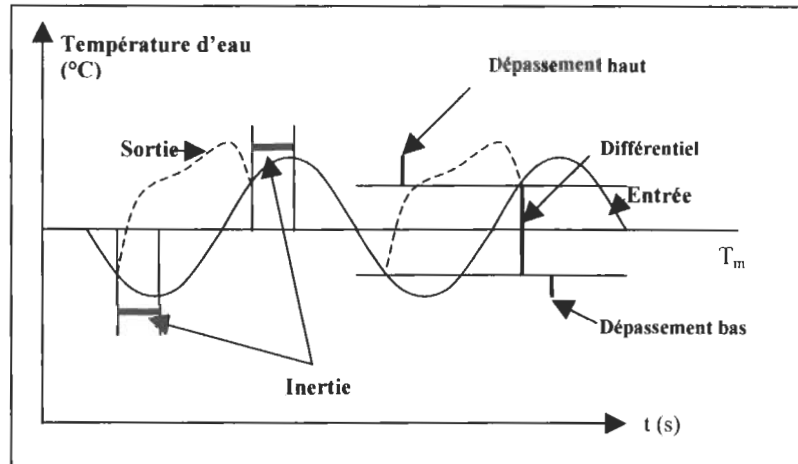


Figure 2-16 : Evolution des températures d'entrée et de sortie d'eau au condenseur en mode chauffage ; cas d'une régulation sur le retour d'eau pour une consigne T_m

En mode chauffage, le principe de fonctionnement est identique : Si on suppose un écart de température entrée sortie condenseur de 5K, pour une consigne de température de retour d'eau de 28°C avec un différentiel de régulation (figure 2-16) de 2K. La température de retour d'eau diminue alors jusqu'à 27°C ; à cet instant, la PAC est démarrée. La température d'entrée d'eau augmente entre 27 et 29°C et la température de sortie d'eau entre 32 et 34°C. La température de consigne d'entrée d'eau est de 28°C et de 33°C pour celle de sortie d'eau.

2.4.1.3 Remarques en mode chauffage et refroidissement

L'évolution des températures d'entrée et de sortie d'eau, dans le cas d'une régulation sur la température de retour d'eau, pour une PAC, est présentée sur les figures 2-15 et 2-16. Le différentiel permet au système, de respecter la consigne ainsi que les effets liés à l'inertie mécanique du circuit d'eau. Le temps d'inertie (temps nécessaire à l'eau pour circuler de la sortie du groupe à son entrée) est le rapport du volume d'eau total de la boucle au débit volumique, pour une température d'eau donnée.

La température moyenne de départ d'eau est indépendante de la charge thermique. La température de retour d'eau, elle, est d'autant plus élevée que le taux de charge l'est.

Le fonctionnement à charge partielle peut être schématiquement représenté comme l'enchaînement de fonctionnements sur les différents étages de puissance. L'étude du passage entre deux niveaux de puissance, ainsi que les différents modèles de pertes liés au cyclage ont été détaillés par [RIV04a].

Les trois points suivants seront retenus :

- Plus la durée de la période de fonctionnement est faible, plus la dégradation des performances liées au démarrage est importante.
- Plus la durée de la période d'arrêt est courte, moins la dégradation de performances liées au démarrage est importante.
- Plus la fraction de marche F_{on} est faible, plus les pertes électriques en veille sont importantes ; elles sont non négligeables sur l'équipement analysé.

2.4.2 Résultats d'essais en mode rafraîchissement

Trois inerties différentes ont été testées à charge partielle en utilisant deux ballons tampons différents : le premier est une simple bache verticale de volume 150l, dans laquelle l'entrée d'eau est située au sommet au centre et la sortie en bas au centre, le deuxième est un ballon d'eau chaude sanitaire de volume 75l acheté dans le commerce, avec entrée et sortie par le bas. Le circuitage réalisé en mode froid est représenté Figure 2-17.

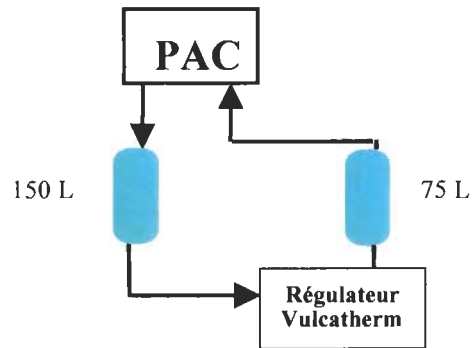


Figure 2-17 : Circuitage du réseau d'eau des essais à charge partielle

L'inertie est successivement :

- faible, seul le ballon de 75l est placé sur la boucle d'eau, soit environ 11l/kW en ajoutant les contenances des 2 échangeurs à plaques (PAC et régulateur) ainsi que celle des tuyaux du circuit,
- moyenne, seul le ballon de 150l est présent, soit environ 21l/kW,
- forte, les deux ballons sont installés, soit environ 31l/kW.

Les valeurs d'inertie en l/kW sont rapportées à la puissance frigorifique disponible dans les conditions de température d'entrée d'air de 30°C et de température de retour d'eau égale à 12°C. Le différentiel, vaut soit 1K, soit 3 K. Les résultats des essais en mode rafraîchissement sont présentés Figures 2-18, 2-19 et 2-20 et de manière plus détaillée Tableaux 2-5, 2-6 et 2-7.

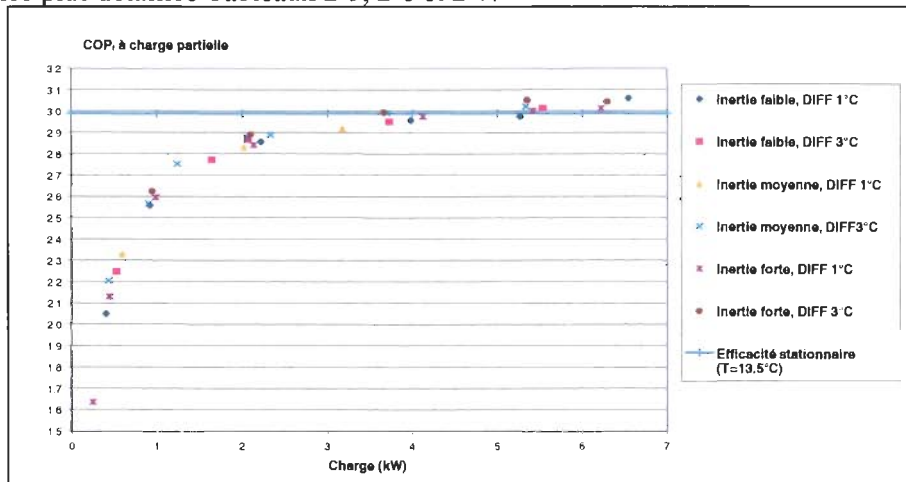


Figure 2-18 : Efficacité moyenne en fonction de la charge thermique pour les essais à charge partielle en mode rafraîchissement

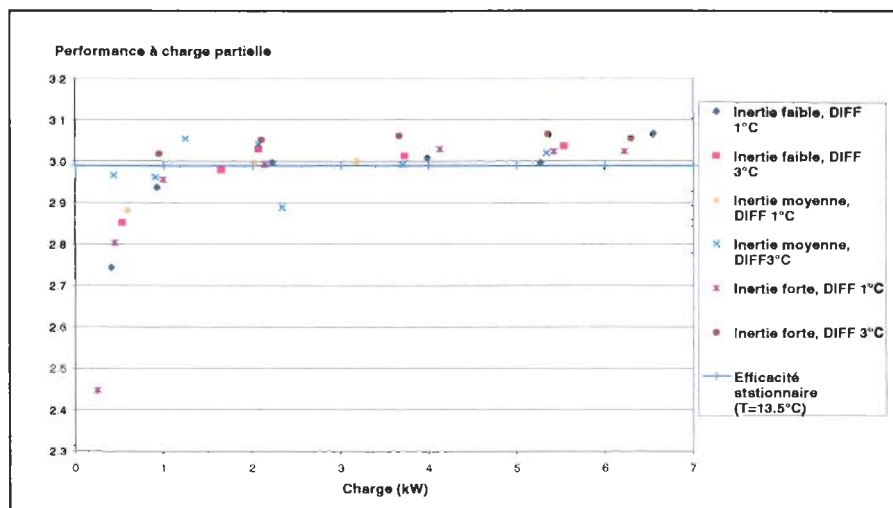


Figure 2-19 : Efficacité moyenne, puissance électrique de veille déduite, en fonction de la charge thermique pour les essais à charge partielle en mode rafraîchissement

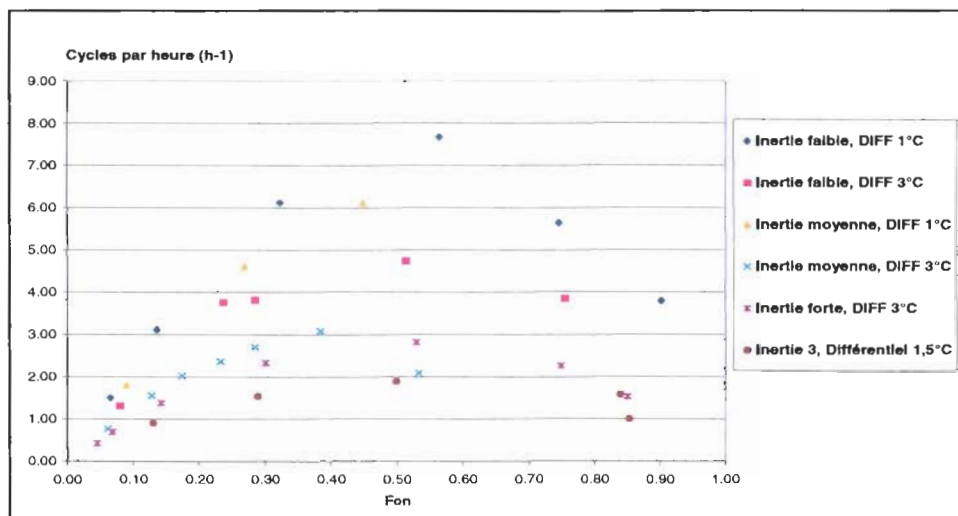


Figure 2-20 : Loïs de thermostat pour les essais à charge partielle (cf. annexe)

La dégradation de l'efficacité avec le taux de charge est très largement dominée par la puissance de veille comme le montre les comparaisons des Figures 2-18 et 2-19. La puissance mesurée en veille est comprise entre 52W et 56W. Cependant, à très faible charge, l'efficacité tend vers 0.

L'analyse des loïs de thermostat (Figure 2-20) des différents essais montre que sous ce comportement énergétique global relativement semblable des différentes séries d'essais se cachent un certain nombre d'anomalies.

Inertie 2

Les deux séries d'essais réalisées pour l'inertie 2 sont pour l'une incomplète (différentiel égal à 1K) et pour l'autre (différentiel égal à 3K), la loi de thermostat montre une anomalie à forte charge ($F_{on} > 0,5$). Si l'on repart du schéma de l'installation (Figure 2-17), le ballon tampon est placé en sortie de la PAC. Ce schéma correspond à la pratique observée pour les installations réelles : si un élément de stockage supplémentaire doit être installé, il l'est en général en aval de la PAC, afin que les échangeurs terminaux « voient » une température d'entrée d'eau lissée par le ballon. Dans notre cas cependant, ce schéma complique notablement le travail du régulateur. C'est pour cette raison que pour l'inertie faible, le ballon de 75l a été placé en aval du régulateur, donnant des essais de qualité nettement supérieure. Devant les difficultés rencontrées, à forte charge dans cette configuration, on s'est limité, pour le second différentiel (différentiel égal à 1K), à des essais à faible charge thermique. L'ajustement des paramètres du PID du régulateur point par point a cependant permis d'obtenir des cycles plus réguliers pour la deuxième série à différentiel faible.

Tableau 2-5 : Résultats à charge partielle pour l'inertie moyenne

Cycles	Inertie moyenne, différentiel 1K			Inertie moyenne, différentiel 3K						
	6	4	6	2	3	5	3	2	2	4
Durée cycle	0:33:14	0:13:00	0:09:48	1:17:01	0:38:35	0:29:42	0:22:12	0:18:15	0:19:33	0:21:39
En secondes	1994	780	588	4653	2315	1782	1332	1524	1173	1719
Durée de marche	0:02:57	0:03:30	0:04:24	0:04:44	0:04:56	0:05:10	0:06:20	0:05:55	0:07:31	0:15:19
En secondes	177	210	264	284	296	310	380	355	451	919
Tea (°C)	29,8	29,7	29,8	29,7	29,7	29,7	29,8	29,7	29,7	29,9
Tee (°C)	12,8	12,9	13,0	13,3	13,4	13,5	13,5	13,5	13,6	13,8
Tse (°C)	12,4	11,6	11,0	13,0	12,8	12,7	12,2	12,0	11,3	10,4
Consigne (°C)	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5
Différentiel (K)	1	1	1	3	3	3	3	3	3	3
Charge (kW)	0,60	2,02	3,18	0,43	0,90	1,24	2,07	2,34	3,70	5,34
Wabs (kW)	0,26	0,71	1,09	0,20	0,35	0,45	0,72	0,81	1,24	1,77
COP	2,33	2,83	2,92	2,20	2,57	2,75	2,88	2,89	2,99	3,02
COP sans veille	2,88	3,00	3,00	2,97	2,96	3,05	3,04	2,89	2,99	3,02
T(°C) démarrage	13,6	13,7	13,6	14,8	14,8	14,8	14,9	14,9	14,7	14,9
T(°C) arrêté	12,3	12,4	12,5	12,2	12,2	12,3	12,3	12,4	12,4	12,7
Fon	0,09	0,27	0,45	0,06	0,13	0,17	0,29	0,23	0,38	0,53
Cph (h-1)	1,81	4,62	6,12	0,77	1,56	2,02	2,70	2,36	3,07	2,09
DH (K)	0,09	0,21	0,43	0,05	0,11	0,12	0,24	0,20	0,61	0,62
DB (K)	0,54	0,39	0,46	0,46	0,46	0,46	0,33	0,44	1,75	0,73

Les résultats des essais pour cette inertie et les deux valeurs de différentiel sont détaillés. Les températures d'entrée d'air et d'entrée et de sortie d'eau indiquées sont les températures moyennes sur un cycle marche/arrêt complet, calculées sur le nombre de cycles mentionné. Le COP moyen avec ou sans puissance de veille est également indiqué. La température d'entrée d'air est bien maintenue constante. La régulation étant du type régulation de la température de retour d'eau, on observe bien qu'en moyenne la température de sortie d'eau augmente quand la charge diminue. Par contre, la consigne de température moyenne de retour d'eau n'est pas respectée. Pour des charges importantes, la température moyenne de retour d'eau est supérieure à la consigne, tandis qu'elle est inférieure pour des charges faibles. Pour la série de différentiel égal à 3K, une anomalie de temps de fonctionnement est observée, l'essai à charge thermique de 2,07 kW ayant un temps de fonctionnement supérieur à celui de charge thermique 2,34 kW. L'observation des dépassements haut (noté DH) et bas (noté DB) démontre clairement les problèmes rencontrés avec l'installation pour maintenir une charge constante.

Inertie 1

Tableau 2-6 : Résultats à charge partielle pour l'inertie faible

Cycles	Inertie faible, différentiel 1K						Inertie faible, différentiel 3K				
	2	3	10	6	2	3	5	2	3	5	14
Durée cycle	0:39:45	0:19:17	0:09:49	0:07:49	0:10:38	0:15:47	0:45:30	0:15:57	0:15:42	0:12:38	0:15:35
En secondes	2386	1157	589	469	638	947	2730	957	942	758	935
Durée de marche	0:02:35	0:02:37	0:03:10	0:04:25	0:07:55	0:14:13	0:03:36	0:03:47	0:04:29	0:06:30	0:11:46
En secondes	155	157	190	265	475	853	216	227	269	390	706
Tea (°C)	29,7	29,7	29,7	29,8	29,8	29,5	29,8	29,7	29,7	30,1	29,9
Tee (°C)	12,4	12,5	12,8	13,1	13,4	13,6	12,9	13,1	13,3	13,6	14,0
Tse (°C)	12,1	12,0	11,4	10,6	10,1	9,5	12,6	12,1	12,0	11,3	10,6
Consigne (°C)	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5
Différentiel (K)	1	1	1	1	1	1	3	3	3	3	3
Charge (kW)	0,41	0,92	2,22	3,99	5,27	6,55	0,53	1,64	2,07	3,73	5,53
Wabs (kW)	0,20	0,36	0,78	1,35	1,77	2,14	0,23	0,59	0,72	1,26	1,84
COP	2,05	2,56	2,86	2,96	2,97	3,06	2,25	2,77	2,87	2,95	3,01
COP sans veille	2,74	2,94	3,00	3,01	3,00	3,07	2,85	2,98	3,03	3,01	3,04
T(°C) démarrage	13,66	13,70	13,70	13,81	13,97	14,05	14,79	14,81	14,88	15,00	15,13
T(°C) arrêt	11,88	12,02	12,13	12,29	12,49	12,50	11,90	11,92	12,07	12,26	12,46
Fon	0,06	0,14	0,32	0,56	0,75	0,90	0,08	0,24	0,29	0,51	0,75
Cph (h-1)	1,51	3,11	6,12	7,67	5,64	3,80	1,32	3,76	3,82	4,75	3,85
DH (K)	0,04	0,09	0,22	0,38	0,54	0,68	0,07	0,13	0,22	0,37	0,61
DB (K)	0,72	0,66	0,55	0,31	0,18	0,10	0,77	0,66	0,56	0,35	0,19

A très faible charge thermique pour un différentiel égal à 1K, on atteint quasiment la limite de l'anti court-cycle (155s contre 150s). Ceci représente environ 7,5 cycles par heure maximal (Figure 2-20, pour F_{on} légèrement supérieur à 0,5). L'évolution des dépassements en fonction de la charge montre que plus la charge est importante, plus le dépassement haut croît ; plus la charge est importante et plus le dépassement bas décroît ; la somme des dépassements est à peu près constante et vaut environ 0,8K.

Inertie 3

Tableau 2-7 : Résultats à charge partielle pour l'inertie forte

Cycles	Inertie forte, différentiel 1K						Inertie forte, différentiel 3K					
	2	4	3	1	2	1	2	2	5	2	2	1
Durée cycle	2:17:57	1:25:56	0:43:28	0:25:45	0:21:13	0:26:29	0:39:05	1:06:08	0:39:00	0:31:40	0:37:51	0:59:24
En secondes	8277	5156	2608	1545	1273	1589	2345	3968	2340	1900	2271	3564
Durée de marche	0:06:07	0:05:50	0:06:10	0:07:45	0:11:15	0:19:50	0:33:13	0:08:35	0:11:17	0:15:49	0:31:46	0:50:39
En secondes	368	350	370	465	675	1190	1993	515	677	950	1906	3039
Tea (°C)	31,1	29,8	29,7	29,7	29,7	29,7	29,7	29,7	29,7	29,7	29,7	29,7
Tee (°C)	12,4	12,5	12,6	12,8	13,0	13,4	13,5	13,1	13,4	13,7	14,0	14,2
Tse (°C)	12,3	12,2	12,0	11,5	10,4	10,0	9,6	12,5	12,0	11,3	10,6	10,2
Consigne (°C)	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5
Différentiel (K)	1	1	1	1	1	1	1	3	3	3	3	3
Charge (kW)	0,25	0,45	0,99	2,14	4,13	5,42	6,22	0,95	2,10	3,66	5,35	6,30
Wabs (kW)	0,16	0,21	0,38	0,75	1,39	1,81	2,07	0,36	0,73	1,22	1,76	2,07
COP	1,64	2,13	2,60	2,84	2,97	3,00	3,01	2,63	2,89	2,99	3,05	3,04
COP sans veille	2,45	2,80	2,96	2,99	3,03	3,02	3,02	3,02	3,05	3,06	3,07	3,06
T(°C) démarrage	13,5	13,6	13,6	13,7	13,7	13,6	13,7	14,8	14,8	14,8	14,9	14,8
T(°C) arrêt	12,3	12,4	12,4	12,5	12,5	12,6	12,6	12,4	12,4	12,5	12,6	12,7
Fon	0,04	0,07	0,14	0,30	0,53	0,75	0,85	0,13	0,29	0,50	0,84	0,85
Cph (h-1)	0,43	0,70	1,38	2,33	2,83	2,27	1,54	0,91	1,54	1,89	1,59	1,01
DH (K)	0,05	0,05	0,09	0,19	0,38	0,65	0,78	0,07	0,19	0,42	0,79	1,04
DB (K)	1,02	0,97	0,78	0,56	0,46	0,39	0,11	0,86	0,60	0,43	0,29	0,18

On observe, pour l'essai de différentiel 1K et de charge thermique 0,25 kW que la température n'a pas été respectée. Elle est de 31,2°C au lieu de 29,7°C. Ceci signifie que la performance de ce point est légèrement plus faible que ce qu'elle devrait être de l'ordre de 0,1 point d'efficacité.

Le nombre maximal de cycles par heure pour la série de différentiel égal à 3K est de 2 cycles par heure (figure 2-20).

Les tendances liées aux dépassements sont identiques que pour la série d'inertie 1. La somme des dépassements est ici beaucoup moins stable et varie de 0,85 à 1,22K.

2.4.2.1 Non-respect des consignes et dépassement haut

Plus la charge est faible, plus la température à l'arrêt de la PAC diminue. Ceci provient simplement du fait que le système de régulation de la PAC mesure la température à laquelle le compresseur doit démarrer. Un faible retard entre la mesure de température et le démarrage du compresseur suffit donc à faire diminuer la température apparente de veille.

De plus, à faible charge, le dépassement haut tend vers 0. Ainsi, la production frigorifique « ne profite plus » du dépassement, zone favorable de production frigorifique puisqu'elle correspond à une température d'entrée d'eau plus élevée. La performance moyenne diminue donc également.

Il est possible de déterminer l'impact de ces dérives de température sur la dégradation des performances à charge partielle. Pour cela, on calcule pour chaque pas de temps les puissances frigorifique et électrique à température d'entrée d'eau identique à celle vue par l'équipement. La moyenne sur un cycle (commençant à partir du démarrage de la puissance électrique et se terminant quand la puissance frigorifique redevient nulle) permet d'obtenir l'efficacité sans cyclage pour des conditions de température d'entrée d'eau identiques à celles de l'essai. Les résultats sont présentés Figure 2-21.

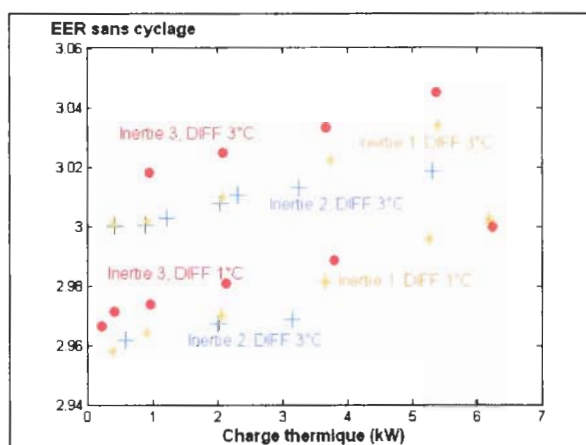


Figure 2-21 : EER sans cyclage pour l'ensemble des essais à charge partielle en mode froid

On voit donc que l'écart maximal entre les séries lié au non-respect des consignes d'arrêt et de démarrage et à la modification du dépassement haut ne dépasse pas 1.5% pour une même série.

2.4.2.2 Dégradation de l'efficacité à faible charge

Pour toutes les séries, exceptées celles d'inertie moyenne et de différentiel égal à 3K, la tendance à la dégradation de l'efficacité en fonction de la charge n'est pas similaire à celle décrite dans la littérature. En effet, à très faible charge, l'efficacité tend vers 0, même dans le cas (Figure 2-2) où la puissance électrique de veille n'est pas prise en compte.

Ce phénomène provient de la combinaison de 3 phénomènes :

- le non-respect des consignes et la chute du différentiel haut **mis en évidence** Figure 2-21, qui font décroître l'efficacité obtenue en régime permanent, avec la charge,
- la modification de la forme de la montée en puissance frigorifique, mise en évidence Figure 2-22 sur laquelle est représentée l'évolution du ratio de la puissance frigorifique instantanée sur la puissance frigorifique en régime stationnaire calculée à chaque pas de temps pour la même température d'entrée d'eau. A forte charge, la puissance frigorifique tend vers la valeur obtenue en régime stationnaire en la dépassant. A faible charge, l'approche se fait par en dessous et nécessite plus de temps.

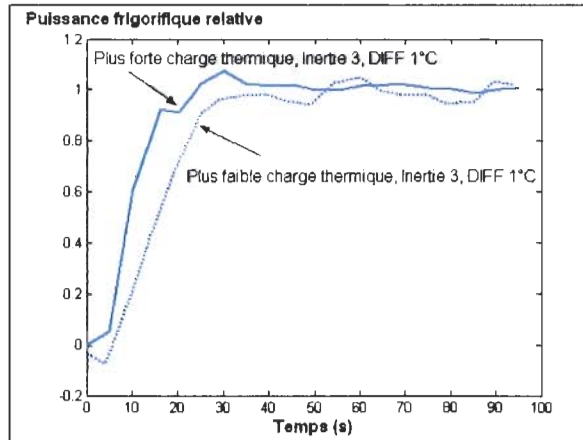


Figure 2-22 : Comparaison de 2 montées en puissance frigorifique relative pour la série d'essais d'inertie forte et de différentiel 1K en fonction du temps, à faible et forte charge

- La puissance frigorifique à faible charge n'arrive plus à se stabiliser au niveau de la puissance frigorifique équivalente ; ce phénomène est traduit figure 2-23 par la décroissance avec la charge thermique du rapport efficacité réelle sur efficacité en régime stationnaire. Le calcul est effectué en divisant l'efficacité obtenue sur le dernier quart temps de la période ON, par l'efficacité en régime stationnaire équivalente pour une même température d'entrée d'eau sur la même période de temps.

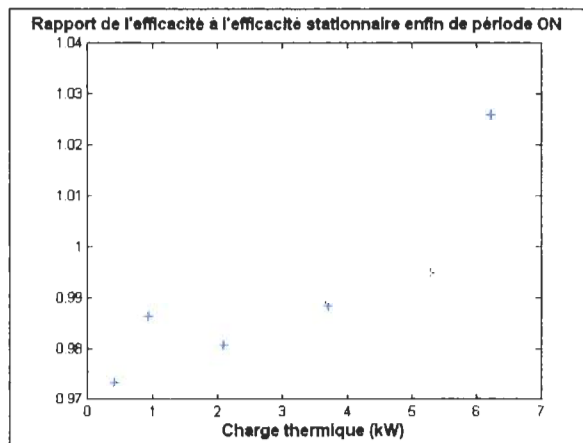


Figure 2-23 : Rapport de l'efficacité réelle à l'efficacité en régime stationnaire calculée pour la température d'entrée d'eau de l'essai sur le dernier quart temps des cycles des séries d'inertie faible et de différentiel 1, à gauche, et d'inertie forte et de différentiel 3K, à droite

Ces trois phénomènes viennent s'ajouter au fait que le temps de cycle diminue, et donc que l'impact du démarrage prend de plus en plus d'importance.

2.4.3 Modèle de dégradation des performances à charge partielle en mode rafraîchissement

Pour notre domaine d'application, la puissance de veille est toujours présente. Une méthode expérimentale à caractère normalisé a été mise au point [SHA00] et [EHR03] ; elle suppose que la pompe à chaleur est à l'arrêt entre 2 cycles de fonctionnement.

Si la PAC est en période de veille, il faudra au démarrage suivant, réchauffer l'eau de la boucle dont la température aura dérivé.

Dans le cas donc où la PAC air/eau reste en fonctionnement continu, et la température d'eau de la boucle est maintenue à une valeur de consigne à l'intérieur d'un différentiel, 2 points seront retenus :

- mettre au point une méthode de caractérisation expérimentale de la courbe de dégradation des performances à charge partielle
- donner des valeurs par défaut qui permettent de prendre en compte une PAC et une installation spécifique.

2.4.3.1 Méthode expérimentale à deux points d'essais

La contrainte la plus évidente est que les installations utilisées classiquement permettent de maintenir une température d'entrée d'eau constante mais pas une charge constante.

[ANG01] propose une méthode compatible avec ce type d'installation, héritée de la méthode d'essais établie dans la norme ARI 210/240 pour les climatiseurs et PAC air/air :

- un essai est d'abord réalisé pour une température d'entrée d'eau donnée en régime stationnaire,
- ensuite un cycle forcé est effectué en maintenant la température d'entrée d'eau constante avec $F_{on}=20\%$,

Ces deux essais permettent de déterminer les coefficients de l'équation qui permettent de calculer les performances à charge partielle par la relation :
$$\frac{EER}{EER_{ss}} = \frac{CLF}{a.CLF+b} \quad (33)$$

Afin de vérifier l'applicabilité de cette méthode, les courbes traduisant la puissance électrique appelée en fonction de la charge thermique, ont été tracées (Figure 2-24).

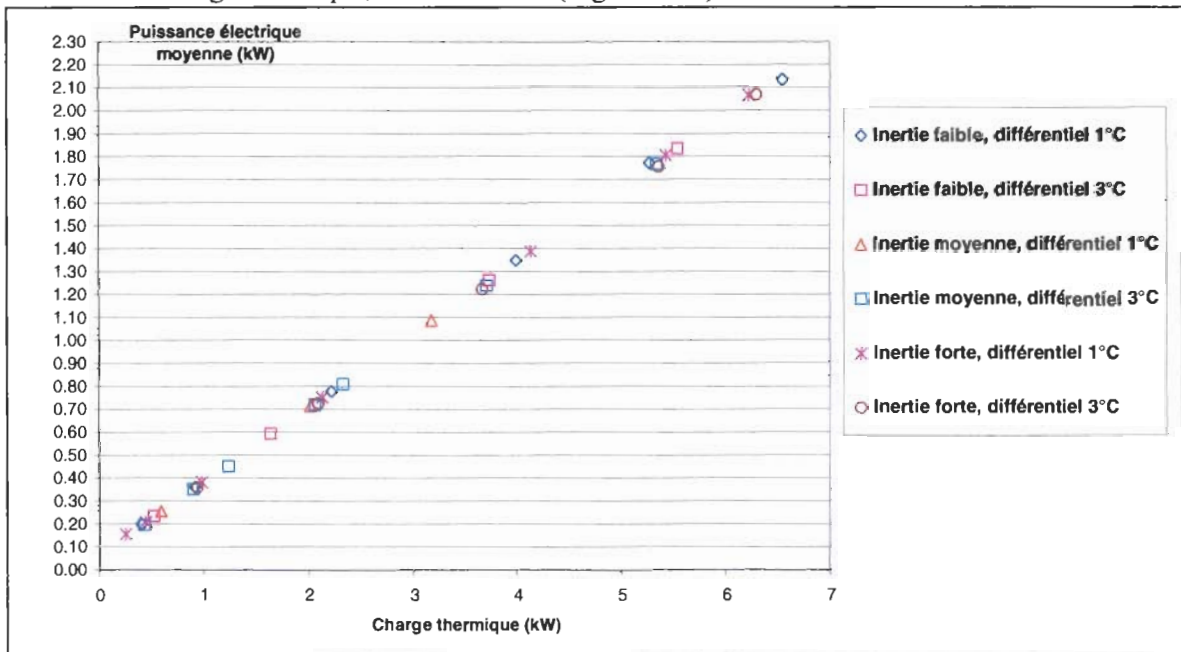


Figure 2-24 : Tracé de la puissance électrique moyenne en fonction de charge thermique par série d'essais

Tableau 2-8 : Résultats de la régression de la charge thermique sur la puissance électrique pour les 6 séries d'essais à charge partielle

Inertie (l/kW)	11	11	21	21	31	31
Différentiel (K)	1	3	1	3	1	3
Régression dimensionnelle						
a	0.3190	0.3203	0.3225	0.3197	0.3207	0.3184
b (kW)	0.0708	0.0646	0.0631	0.0585	0.0677	0.0577
Régression suivant l'équation 33, référence entrée d'eau à 13,5°C						
a (33)	0.9535	0.9575	0.9641	0.9558	0.9587	0.9518
b (33)	0.0291	0.0266	0.0260	0.0241	0.0278	0.0237
R ²	0.99972	0.99996	0.99999	0.99995	0.99998	0.99996

Les coefficients des fonctions affines de la Figure 2-24 obtenus par régression ainsi que le coefficient de régression par série sont rapportés Tableau 2-8.

La constatation expérimentale obtenue par [ANG01] pour un climatiseur air/air est donc bien confirmée expérimentalement pour les essais à charge partielle réalisés.

On observe que lorsque le différentiel et l'inertie augmentent, le coefficient b diminue. Le coefficient b reste toujours supérieur à la puissance électrique de veille de 54 W. Pour obtenir les coefficients a et b de l'équation 33, les régressions doivent être établies pour les taux de charge et de puissance électrique. Nous avons vu que cette puissance de référence variait au cours des différents essais. On a retenu (Tableau 2-8) la consigne de température d'entrée d'eau de 13,5°C comme référence.

2.4.3.2 Définition de valeurs par défaut spécifiques à une installation

Nous avons vu ci-dessus qu'il était possible de caractériser à partir de deux points expérimentaux le comportement à charge partielle d'une pompe à chaleur. Il est maintenant nécessaire de valider les modèles prédictifs simplifiés.

2.4.3.2.1 Dégradation des performances à charge partielle

Les modèles étant basés sur une constante de temps de démarrage et d'arrêt pour la puissance frigorifique, il reste à déterminer ces constantes. La série d'essais à faible inertie et à différentiel de 3K a été réalisée dans cet objectif avec un temps d'acquisition réduit à 2s. Pour l'ensemble des cycles de ces essais, on rapporte les arrêts et démarrages de la puissance frigorifique et de la puissance électrique en fonction du temps (Figure 2-25).

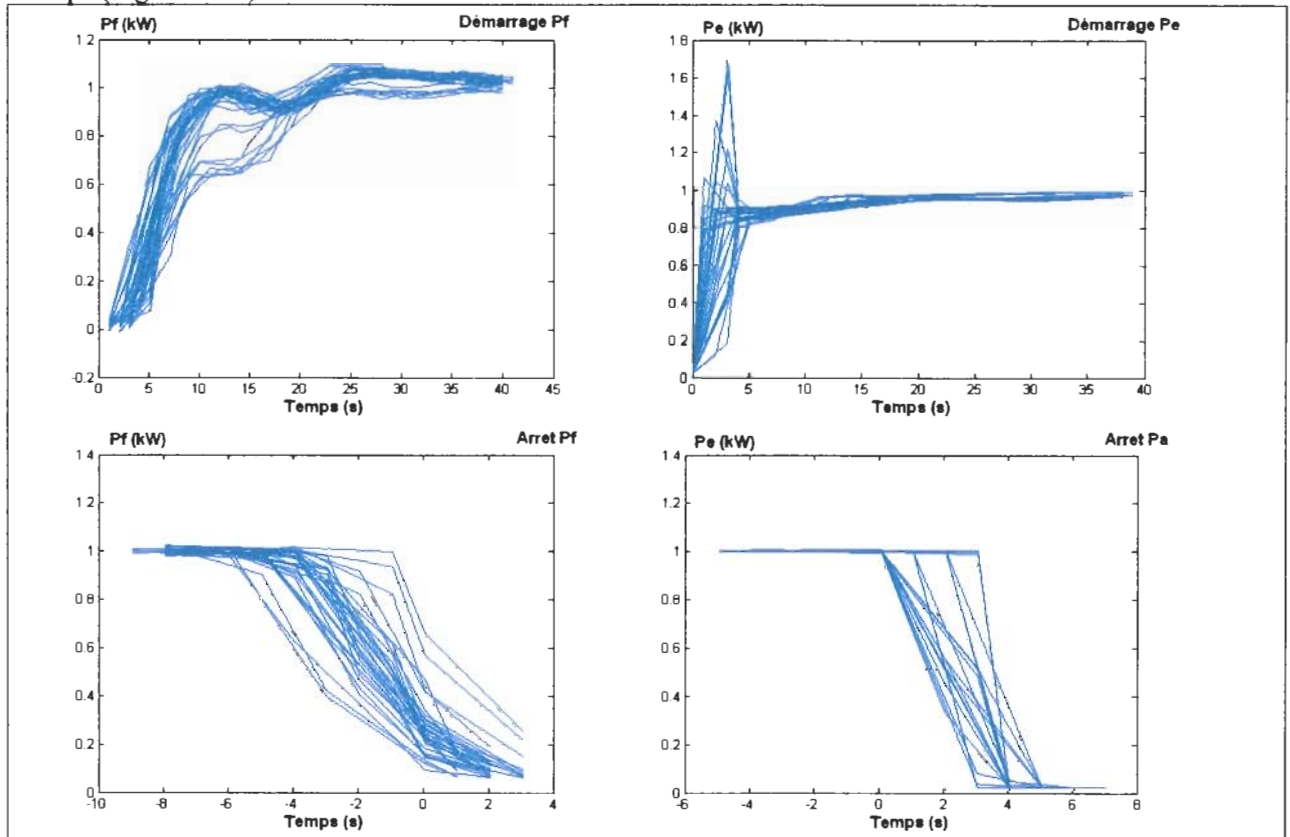


Figure 2-25 : Démarrages et arrêts de la puissance frigorifique et de la puissance électrique pour l'ensemble des cycles de la série d'essais d'inertie faible et de différentiel égal à 3K, pas de temps d'acquisition de 2s

La déformation de la puissance frigorifique au démarrage apparaît très nettement pour les faibles charges. On observe bien que la puissance frigorifique ne s'arrête pas instantanément et que la production perdure. La décroissance est quasiment linéaire sur 5 à 6 secondes.

Le démarrage en puissance électrique montre des résidus de l'appel de puissance au démarrage. On observe également que la puissance électrique respecte un premier palier à 80% de la puissance en régime stationnaire avant de tendre linéairement vers 1, valeur atteinte au bout d'environ 20s. A l'arrêt, elle nécessite entre 1 et 2 s pour s'arrêter complètement.

Il apparaît donc clairement que si l'on considère un modèle du type de celui décrit précédemment pour lequel la puissance électrique est supposée atteindre son fonctionnement nominal instantanément, on sous-estime systématiquement l'efficacité.

Pour le modèle du type [O'NE91] décrit dans [RIV04b], les paramètres suivants seront retenus :

- constante de temps de démarrage pour la puissance frigorifique de 10s (après ce temps, le détendeur oscille vers la puissance en régime stationnaire) ; d'après la figure 2-25, ceci revient à surestimer légèrement la dégradation à forte charge et à la sous-estimer à faible charge,
- constante d'arrêt de 6 s et dégradation linéaire,
- puissance de veille égale à 54 W (moyenne valeurs mesurées).

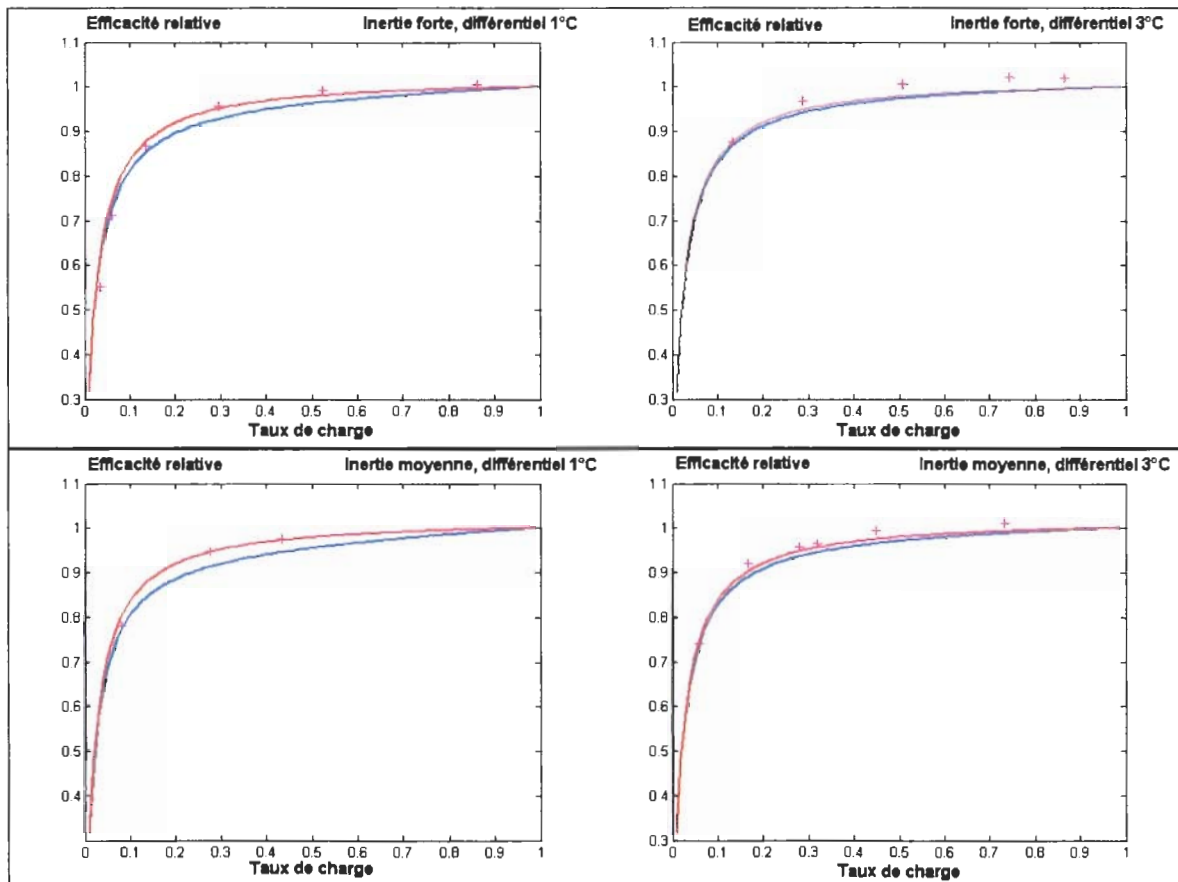
Ce modèle est par la suite comparé à un modèle ne prenant pas en compte le phénomène de cyclage mais seulement la puissance électrique de veille.

La série de figures 2-26 présente, l'évolution du rapport de l'efficacité mesurée à l'efficacité de la machine dans les conditions du régime stationnaire, c'est à dire pour une température d'entrée d'eau égale à la consigne 13.5°C, en fonction du taux de charge, pour les deux modèles et les différentes séries d'essais.

Les deux modèles permettent de représenter l'évolution de l'efficacité relative correctement. Cependant, le modèle ne prenant en compte que la dégradation de l'efficacité liée à la puissance électrique de veille est généralement plus proche des points expérimentaux.

Le modèle ne prenant en compte que la puissance de veille permet pour l'ensemble des points sauf pour 2 à très faible charge d'obtenir une précision à +/- 4% sur l'efficacité relative.

Le modèle avec dégradation de la puissance frigorifique sous-estime systématiquement l'efficacité relative d'environ 5%, qui inclue les arrêts et démarrages de la puissance électrique et les variations du comportement dynamique de la PAC au démarrage.



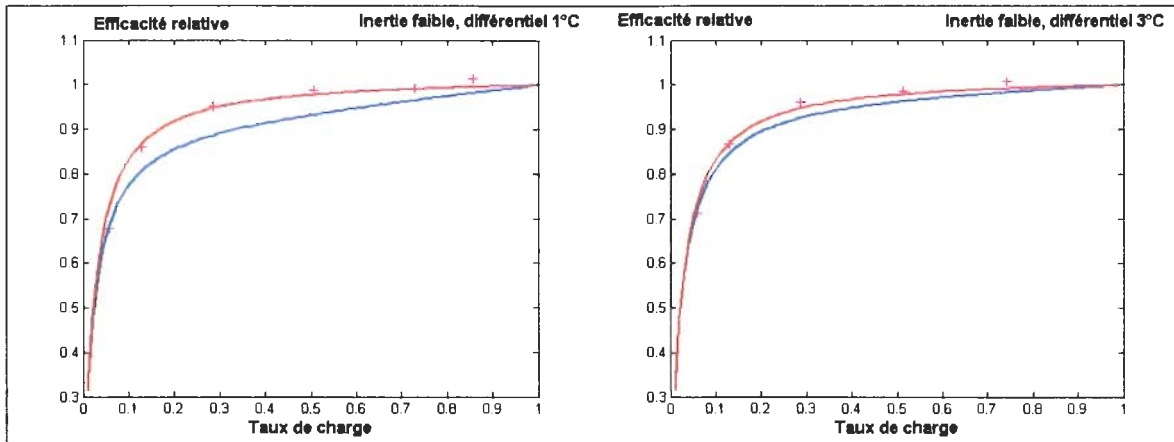


Figure 2-26 : Comparaison des courbes de dégradation de l'efficacité relative en fonction du taux de charge, obtenues expérimentalement (croix) et de 2 modèles de dégradation en cyclage avec thermostat idéal, prise en compte de la puissance électrique de veille seule (en rouge), de la puissance électrique de veille et des arrêts et démarrages de la puissance frigorifique (en bleu)

En conclusion, pour cet équipement, la meilleure représentation de la dégradation des performances à charge partielle est obtenue en modélisant simplement un thermostat idéal et la puissance électrique de veille en période OFF. Il faut toutefois noter que la PAC testée possède deux détendeurs thermostatiques différents, un pour le mode chaud et un second pour le mode froid. Ainsi, contrairement à une PACR air / eau classique, pour laquelle le détendeur est réglé pour un mode, le second mode subissant le réglage effectué, chaque mode profite ici d'un réglage de surchauffe différent.

2.4.3.2.2 Validation des lois de thermostat

La figure 2-27 présente le thermostat réel et le thermostat idéal pour deux série d'essais.

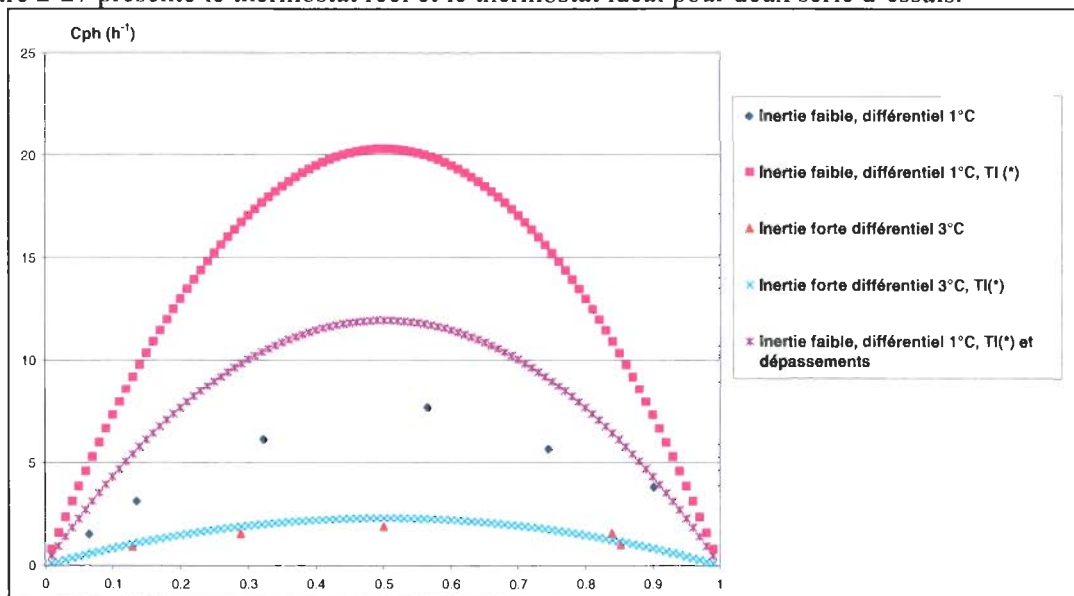


Figure 2-27 : Comparaison entre le thermostat idéal (* noté TI sur la figure) et le thermostat expérimental pour les séries d'inertie faible et de différentiel 1K et d'inertie forte et de différentiel 3K

Le thermostat idéal surestime très largement le nombre de cycles par heure à faible inertie et différentiel. A forte inertie et fort différentiel, le thermostat idéal traduit correctement les résultats expérimentaux ; si on accroît le différentiel des dépassements haut et bas, soit en moyenne de 0,4K (Tableau 2-6) on se rapproche du thermostat réel pour les faibles inerties également.

La différence restante vient du mode d'inertie artificielle créée par le ballon. Les ballons sont une pratique courante sur les installations réelles, ils permettent d'atteindre les ratios minimaux de volume d'eau par kW froid préconisés par les constructeurs lorsque la contenance des tuyaux et échangeurs du système est trop faible.

Lorsque la production frigorifique commence, l'eau froide qui vient s'ajouter en haut du ballon, vient se mélanger avec les couches inférieures plus chaudes. L'équivalence des dépassements hauts et bas pour un essai dont le taux de charge avoisine 30% laisse de plus supposer que la géométrie du ballon de 75l est telle que la stratification est inexistante même lorsque de l'eau chaude est mélangée à l'eau froide contenue dans le ballon.

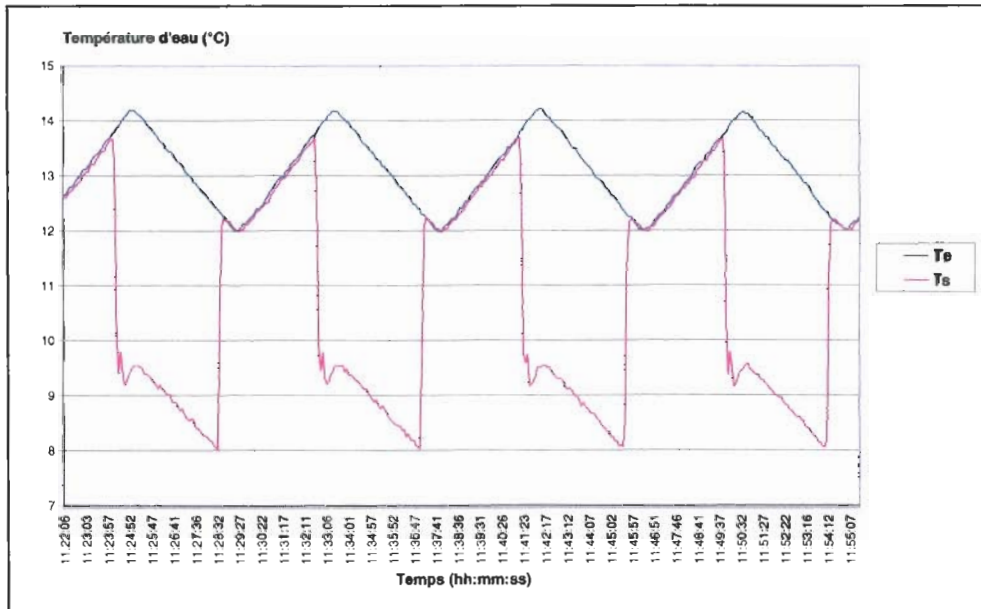


Figure 2-28 : Evolution des températures d'entrée et de sortie d'eau, inertie faible, différentiel 1K, charge thermique 2.22 kW

On peut évaluer très simplement les pertes par mélange pour cette installation en comparant le besoin énergétique sur une heure et l'énergie fournie par la PAC sur une heure. Le ratio de ces deux valeurs montre que pour une inertie de 75 l et un différentiel de 1K (respectivement 3K), la perte liée au mélange décroît de 16% (resp. 11%) à très faible charge jusqu'à 2% (resp. 0.5%) à forte charge. Pour une installation réelle, ces chiffres sont moins importants puisqu'une partie seulement de l'inertie est réalisée par ballon. Cependant, pour les essais réalisés, ces pertes sont de l'ordre de grandeur de la dégradation en efficacité par phénomènes dynamiques mise en évidence Figure 2-28.

Ces résultats incitent à rester prudent quant à la prévision des temps de cycle pour une installation particulière. On peut simplement conclure que pour reproduire une inertie de 11 l/kW, donc relativement faible, et un différentiel de 1K, le thermostat idéal sans prise en compte des dépassements surestime le nombre de cycles par heure d'un facteur 2,5. En prenant en compte les dépassements, pour ce circuit dont la quasi-totalité du volume d'eau est contenue dans des ballons, on surestime encore le nombre de cycles par heure d'un facteur 1,5.

2.4.4 Résultats d'essais en mode chauffage

En ce qui concerne les essais en mode chauffage, seule une inertie a été utilisée. Les deux ballons de 150 et 75l ont été placés respectivement en amont et aval du régulateur (figure 4-3) ; soit une inertie d'environ 29l/kW. La valeur d'inertie en l/kW est rapportée à la puissance frigorifique disponible dans les conditions de température d'entrée d'air de 7°C et de température de retour d'eau égale à 26°C. Le différentiel, vaut 3°C.

Les essais en mode chauffage ont été réalisés pour une seule température de consigne sur l'eau de 28°C. Cependant deux séries de mesures ont été effectuées :

- Une première série à une température d'entrée d'air PAC de 12°C. Ceci, d'une part pour s'affranchir du dégivrage, source de perturbations car le phénomène se rajoute au phénomène de cyclage. Et d'autre part, afin de valider l'étude du cyclage en mode rafraîchissement.
- Une seconde série de mesures à une température d'entrée d'air PAC de 7°C. A cette température, se superposent, le cyclage et le dégivrage de la PAC. Ainsi, une étude approfondie du phénomène a été réalisée. D'une part, le temps entre deux cycles de dégivrage vient affecter la température moyenne d'eau ce qui entraîne un changement dans l'expression des lois de thermostat. D'autre part, la gestion du dégivrage à charge partielle entraîne un certain nombre de décalage par rapport aux observations faites lors des essais en mode rafraîchissement.

2.4.4.1 Résultats des essais à 12°C

Les résultats en mode chauffage sont présentés sur les figures 2-29, 2-30 et de manière plus détaillée dans le tableau 2-9.

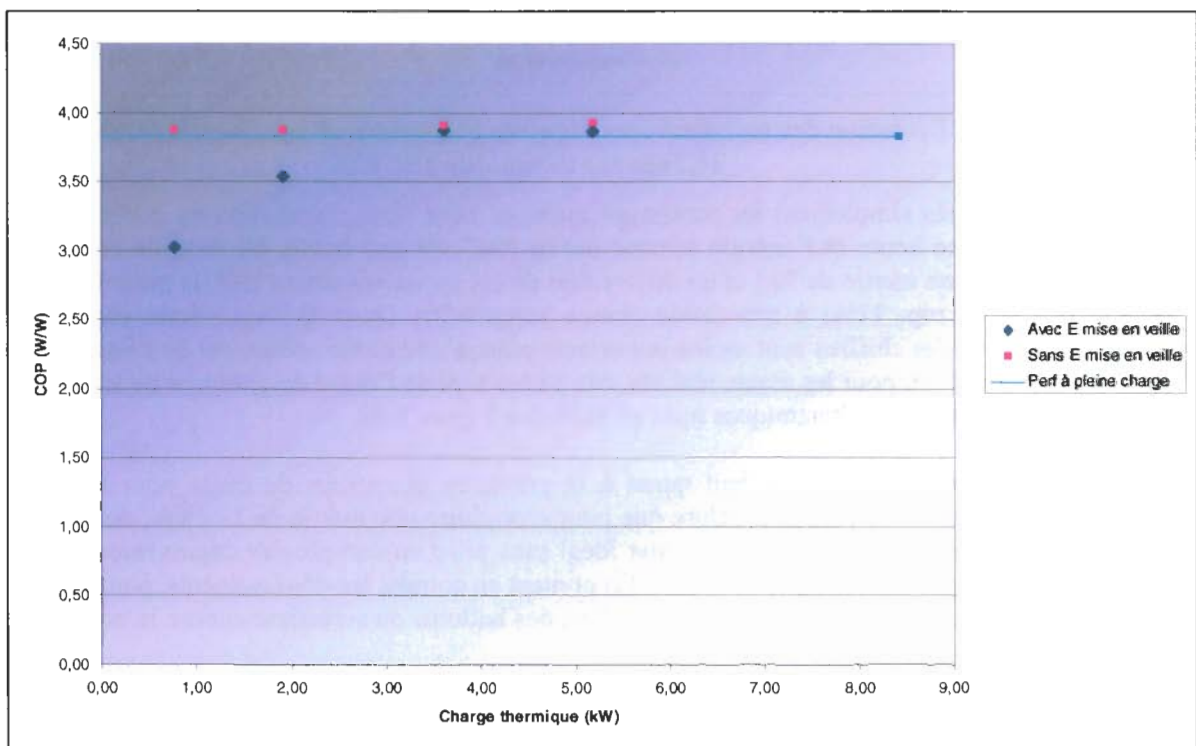


Figure 2-29 : Efficacité moyenne en fonction de la charge thermique pour les essais à charge partielle en mode chauffage

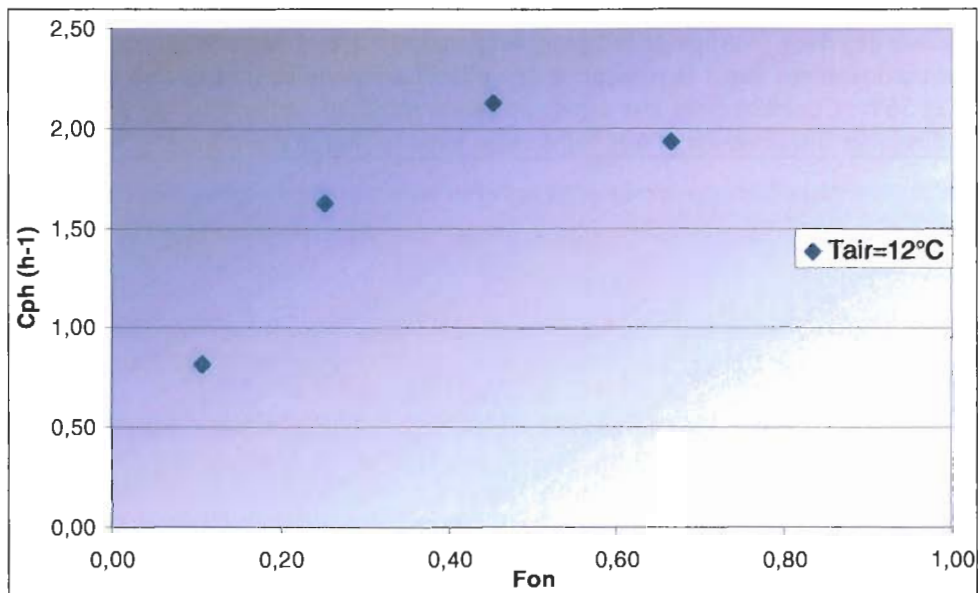


Figure 2-30 : Lois de thermostat pour les essais à charge partielle pour une température d'air de 12°C avec une inertie de 225L

Tableau 2-9 : Résultats d'essais à charge partielle pour une inertie forte à 12°C de température d'air et avec un différentiel de régulation de 3K

Cycles	3 sans dégiv	4 sans dégiv	3 sans dégiv	4 sans dégiv
Durée cycle	01:13:29	00:36:56	00:28:10	00:31:05
En seconde	4409	2216	1690	1865
Durée de marche	00:07:54	00:09:20	00:12:46	00:20:40
En seconde	474	560	766	1240
Durée de dégivrage	NA	NA	NA	NA
Tea (°C)	11,9	11,9	12,0	11,9
Tee (°C)	27,6	27,3	26,9	26,6
Tse (°C)	28,0	28,5	29,2	29,9
Consigne (°C)	28,0	28,0	28,0	28,0
Différentiel (K)	3	3	3	3
Charge (kW)	0,77	1,92	3,61	5,18
Wabs (kW)	0,26	0,54	0,93	1,34
COP	3,03	3,53	3,87	3,87
COP sans veille	3,93	3,88	3,91	3,92
T(°C) démarrage	25,9	25,8	25,8	25,7
T(°C) arrêt	28,2	28,0	28,1	28,0
Fon	0,11	0,25	0,45	0,66
Cph (h-1)	1,22	0,62	0,47	0,52
DH (K)	0,90	0,60	0,20	0,10
DB (K)	0,09	0,10	0,40	0,50

La comparaison des deux courbes de la figure 4-15, montre que la dégradation de l'efficacité avec le taux de charge est uniquement due à la puissance de veille. La puissance mesurée en veille est aussi comprise entre 52W et 56W. Contrairement aux essais en mode rafraîchissement, les performances de la PAC ont tendance à diminuer linéairement et très faiblement avec la charge thermique.

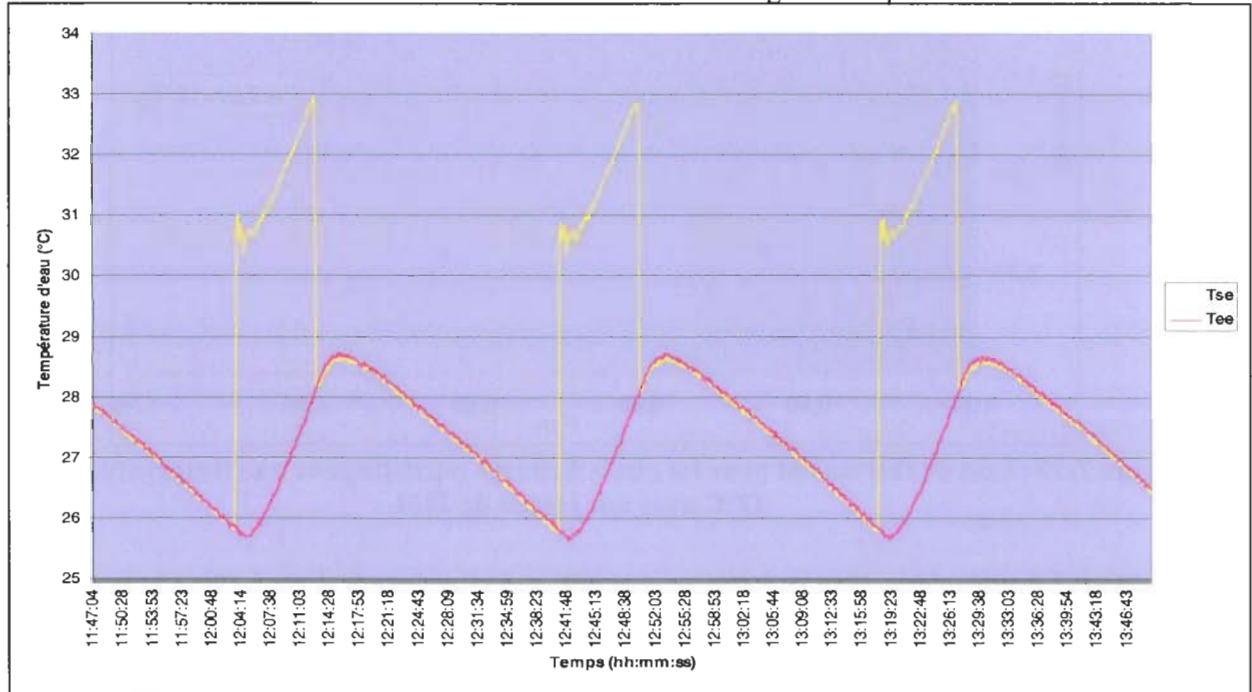


Figure 2-31 : Evolution des température d'entrée et de sortie d'eau en fonction du temps pour un essai à 12°C de température d'air, une inertie de 225L, une consigne sur l'eau à 28°C et une charge thermique de 1,92 kW chaud

La figure 2-31, issue des résultats d'un essai en mode chauffage représente trois cycles de marche/arrêt pour une charge thermique de 1,92 kW. De la même manière que les essais en mode froid, les dépassements haut et bas ne sont pas symétriques.

L'inertie artificielle créée par le ballon de 150l entraîne une dissymétrie des deux dépassements.

Cependant, et ce afin de valider les hypothèses effectuées lors de l'analyse des essais en mode refroidissement, l'évolution de cette dissymétrie doit varier différemment avec l'évolution du taux de charge pour chaque série d'essais.

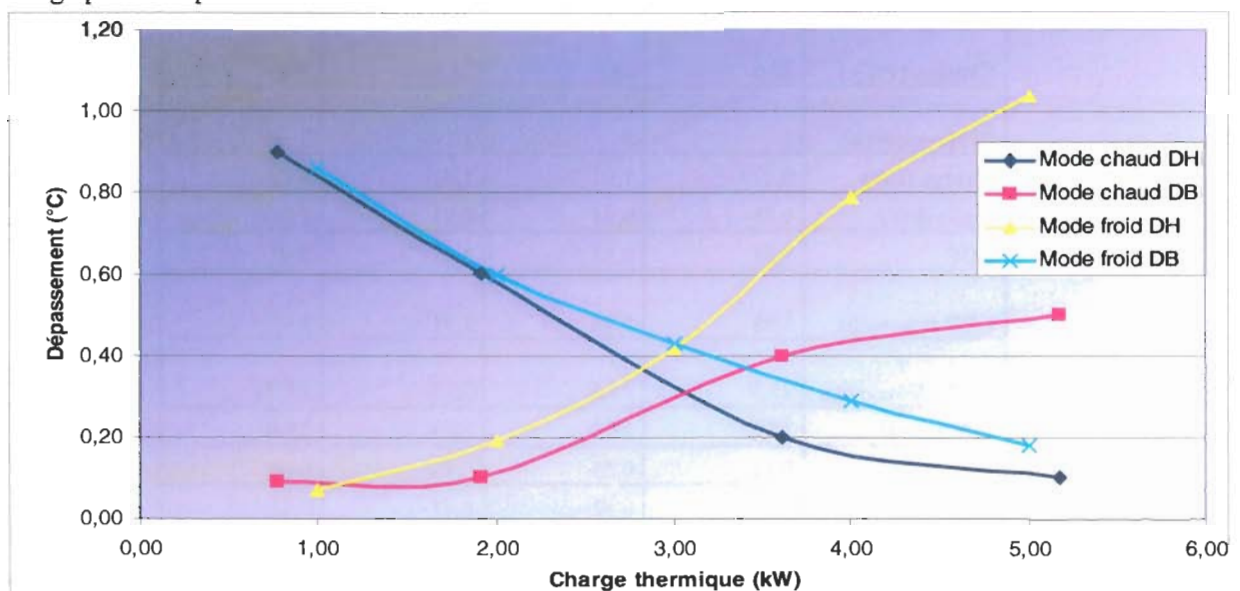


Figure 2-32 : Evolution des dépassements haut et bas en mode chauffage et rafraîchissement en fonction de la charge thermique délivrée par la PAC

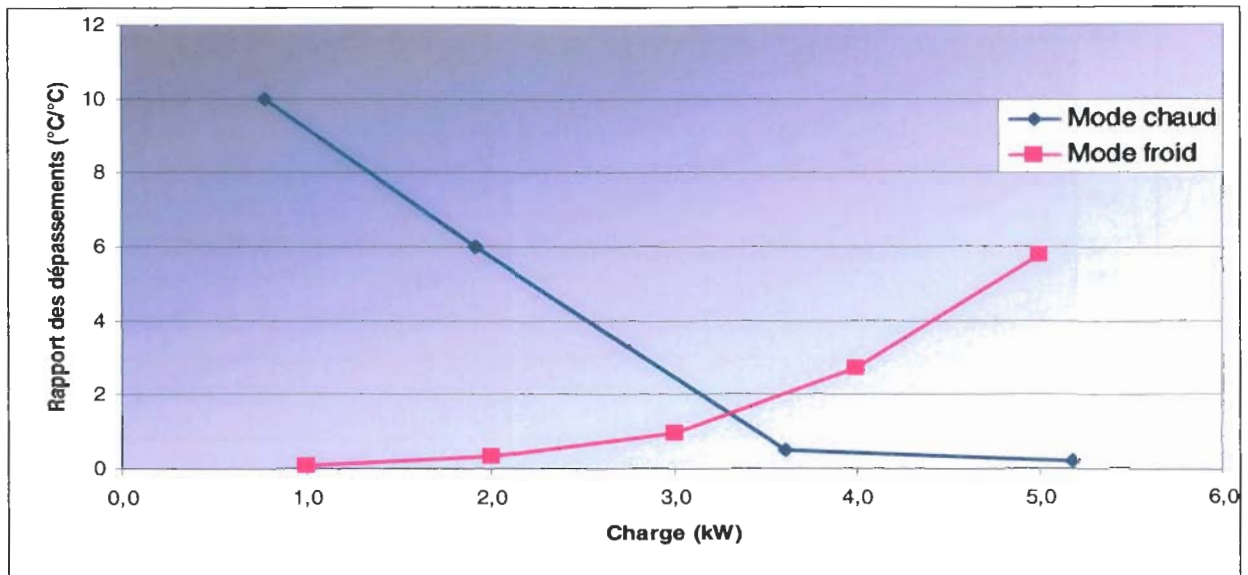


Figure 2-33 : Evolution des rapports des dépassements haut et bas en mode chauffage et rafraîchissement en fonction de la charge thermique délivrée par la PAC

Les figures 2-32 et 2-33 présentent respectivement les évolutions et les rapports, des dépassements haut et bas en fonction de la charge thermique délivrée par la PAC. Elles démontrent parfaitement, une évolution inverse entre les deux modes de fonctionnement (chaud/froid).

En mode chauffage, la mise en marche de la PAC entraîne une stratification importante dans le ballon de 150l. Ceci a pour incidence directe un dépassement bas plus important que le dépassement haut pour les fortes charges thermiques. A faible charge, le temps d'arrêt prolongé de la PAC, ainsi que la faible stratification de température dans le ballon, entraîne un dépassement haut supérieur au dépassement bas.

En conclusion, les essais à charge partielle en mode chauffage pour une température d'air supérieure à la température limite de 7°C pour laquelle le givrage apparaît, on retiendra que :

- Le modèle de dégradation des performances à charge partielle est identique à ceux proposés pour les essais en mode rafraîchissement. A savoir, qu'un modèle qui consiste à négliger les pertes par cyclage en ne tenant compte que des pertes dues à la consommation de veille de la PAC, est représentatif du fonctionnement réel,
- Les hypothèses sur les lois de thermostats restent valables.
- Les hypothèses sur les décalages de dépassement haut et bas dus à l'inertie du système ont pu être validées. L'interprétation sur la stratification ou non dans les ballons en fonction de la charge thermique formulée pour les essais en mode rafraîchissement s'est avérée vraie pour le mode chauffage.

La spécificité des essais à charge partielle en mode chauffage, et la principale variante par rapport au mode froid, est sans aucun doute le dégivrage. En effet, l'impact du dégivrage sur les performances à charge partielle du système de référence est un élément mal connu.

2.4.4.2 Résultats des essais à 7°C

Les résultats en mode chauffage pour une température d'air de 7°C sont présentés sur la figure 2-34 et dans le tableau 2-10.

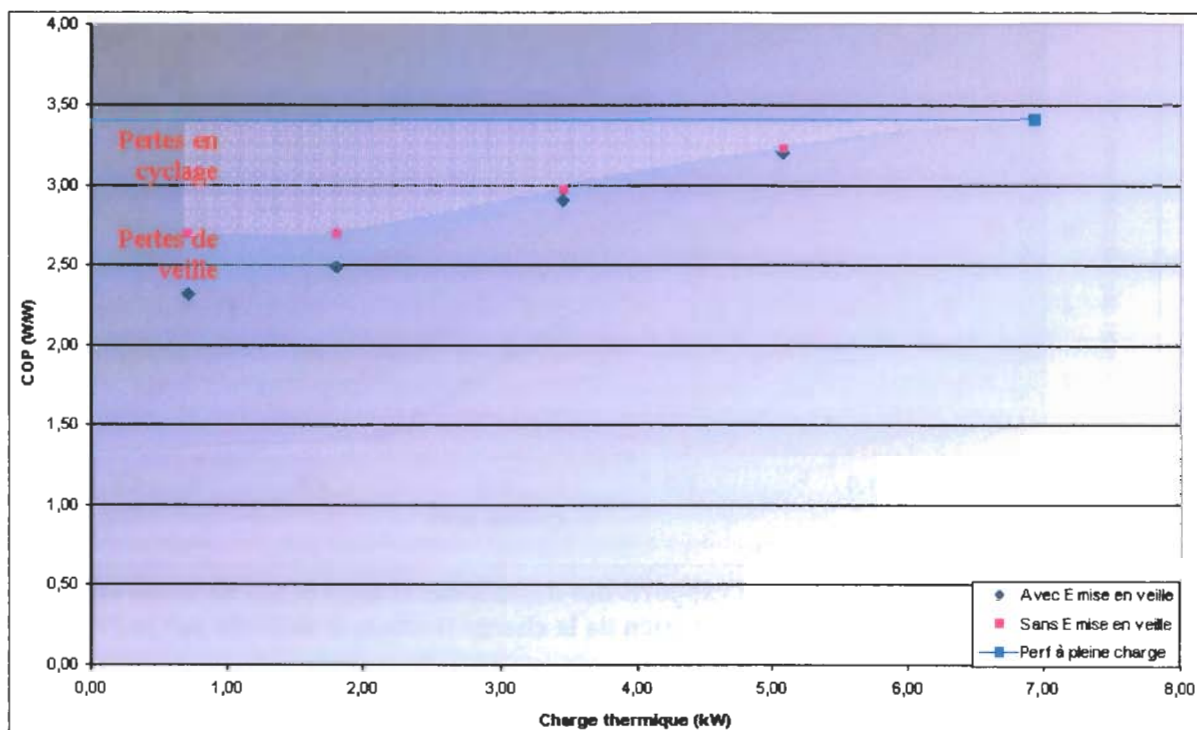


Figure 2-34 : Efficacité moyenne en fonction de la charge thermique pour les essais à charge partielle en mode chauffage à 7°C de température d'air avec dégivrage

Tableau 2-10 : Résultats d'essais à charge partielle pour une inertie forte à 7°C de température d'air et avec un différentiel de régulation de 3K

Cycles	2 avec dégiv	4 avec dégiv	3 avec dégiv	7 avec dégiv
Durée cycle	01:23:30	00:44:39	00:38:20	00:52:45
En secondes	5010	2679	2300	3165
Durée de marche	00:11:20	00:15:24	00:22:45	00:42:11
En secondes	680	924	1365	2531
Durée de dégivrage	00:01:26	00:01:50	00:02:00	00:02:05
Tea (°C)	6,9	6,9	7,0	7,0
Tee (°C)	27,6	27,3	26,9	26,2
Tse (°C)	28,1	28,4	29,0	29,4
Consigne (°C)	28,0	28,0	28,0	28,0
Différentiel (K)	3	3	3	3
Charge (kW)	0,71	1,79	3,45	5,07
Wabs (kW)	0,31	0,72	1,19	1,58
COP	2,32	2,49	2,91	3,20
COP sans veille	2,70	2,70	2,97	3,23
T(°C) démarrage	26,0	26,0	26,0	26,0
T(°C) arrêt	28,3	28,3	28,3	28,3
Fon	0,14	0,34	0,59	0,80
Cph (h-1)	0,72	1,34	1,57	1,14
DH (K)	0,73	0,63	0,24	0,05
DB (K)	0,06	0,16	0,37	0,81

La figure 2-34 montre un décalage quant aux performances de la PAC de référence par rapport à celles précédemment étudiées. Sur la figure 2-34, la différence entre les deux courbes représente les pertes dues à la consommation de veille de la PAC. La différence de performances entre la courbe de performance *sans* prise en compte de l'énergie due à la consommation de veille et la droite de performance à pleine charge sont les pertes en cyclage.

Comme il a été démontré précédemment, ces pertes ne sont pas dues aux démarrages/arrêts du compresseur pendant les phases de changement de mode (marche/arrêt) de la PAC de référence.

Ceci nous amène à formuler l'hypothèse suivante : le dégivrage est *la* cause de pertes à charge partielle due au cyclage.

Afin de démontrer cette hypothèse, il convient d'étudier de plus près les résultats des mesures effectuées à charge partielle pour une température d'air de 7°C.

Les différents tracés sur la figure 2-35 donnent les résultats de mesure sur les températures d'entrées et de sorties d'eau en fonction du temps.

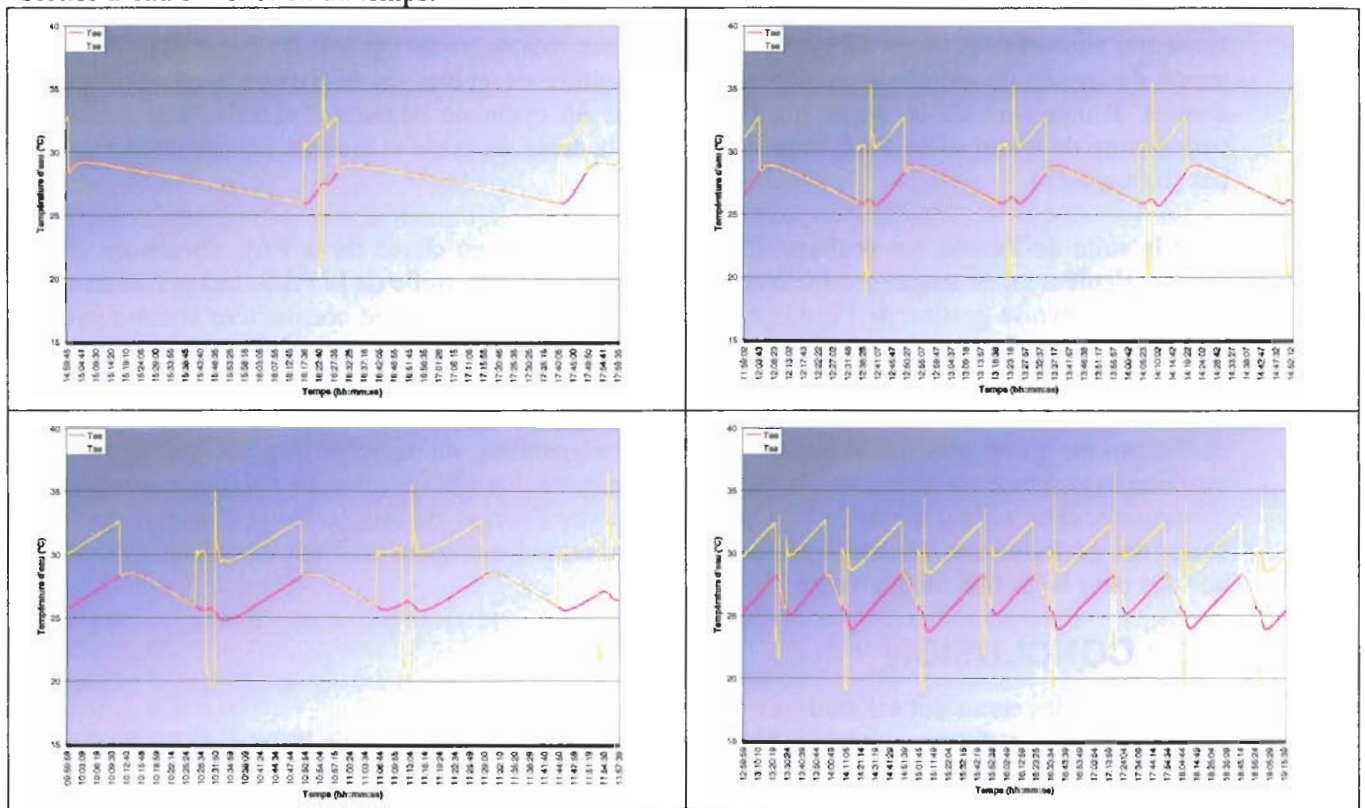


Figure 2-35 : Evolution des température d'entrée et de sortie d'eau en fonction du temps pour quatre essais à 7°C de température d'air, une inertie de 225L, une consigne sur l'eau à 28°C et des charges thermiques de 0,71 kW, 1,79 kW, 3,45 kW et 5,07 kW respectivement de gauche à droite et de haut en bas

Pour les faibles charges thermiques, certains cycles de marche comportent un cycle de dégivrage. Pour la charge de 1,79 kW, les cycles de dégivrage se produisent après la même durée de marche dans toutes les phases de marche.

Lors de l'essai à 3,45 kW, le cycle de dégivrage se décale dans le temps lors des phases de marche de la machine. Ceci montre qu'une horloge de « temps de marche » force un dégivrage après un certain temps de fonctionnement. En effet, un déclenchement de dégivrage associé à une mesure de température sur la batterie ailetée seule, et compte tenu de la température d'air de 7°C (permettant en réalité, à la batterie de dégivrer pendant les phases off), montreraient un déclenchement de dégivrage régulier après un temps fonctionnement « On » constant.

La logique de dégivrage est la suivante : si la température détectée par la sonde de contact au niveau de la batterie (S3) est inférieure à -3°C pendant au moins 10 secondes sur le temps de marche une opération de dégivrage est lancée par inversion du cycle frigorifique et arrêt de la ventilation, jusqu'à ce que la température lue par la sonde de contact remonte à $+7^{\circ}\text{C}$. Toutefois la durée d'une phase de dégivrage est limitée à 10 minutes. Une nouvelle phase de dégivrage ne pourra avoir lieu qu'après 40 minutes de temps de fonctionnement. Pour des températures d'évaporation inférieures à -3°C , ceci entraîne un lancement d'un dégivrage grâce à l'horloge toute les 40 minutes.

Enfin, en ce qui concerne l'essai à la charge thermique la plus élevée, certains cycles comportent deux cycles de dégivrage alors que d'autres n'en comportent qu'un.

A charge partielle, la machine est trompée. Elle « voit » du givre après un temps de fonctionnement alors que la machine a pu dégivrer durant la phase off.

En ce qui concerne les temps de cycle, il n'est pas possible de tracer des lois de thermostat. En effet, les temps de cycles de marche/arrêt dépendent du nombre de cycles de dégivrage pendant la phase de marche. L'inversion de la vanne quatre voies due au cycle de dégivrage entraîne une baisse de la température de retour d'eau PAC et prolonge donc la durée du cycle et modifie les dépassements haut et bas (figure 4-21).

Pour la suite de l'étude, les performances à charge partielle en chaud de la PAC air/eau de référence seront calculées en ne tenant compte que des consommations de veille de la PAC. Les pertes en cyclage, dues à la mauvaise gestion de l'horloge de gestion du dégivrage, seront considérées comme nulles. On retiendra simplement que les horloges pour la gestion du dégivrage entraînent des pertes importantes à charge partielle si elles ne sont pas couplées à un compteur ou une horloge qui mesure le temps d'arrêt, ainsi que l'évolution du taux de givre pendant ces temps d'arrêts. Un des objectifs étant de comparer les performances d'une machine à puissance fixe représentative du marché français par rapport à une machine à puissance variable ; seul le gain de performance due à la variation de puissance sera quantifié. Néanmoins, cette série d'essais à 7°C a permis de mettre l'accent sur une nouvelle d'écart d'erreur sur le calcul des performances saisonnières des machines thermodynamiques en mode chauffage équipée d'une horloge pour la gestion du dégivrage.

2.5 CONCLUSION

Les objectifs des essais ont été atteints.

Les essais à pleine charge en mode rafraîchissement et chauffage ont permis la création de deux modèles externes (un par mode de fonctionnement) qui caractérise les performances de la PAC air/eau de référence en régime stationnaire.

Les essais à charge partielle en mode rafraîchissement ont montré qu'une modélisation des pertes en cyclage n'était pas nécessaire et que seule la prise en compte de la consommation de veille de la PAC suffisait à caractériser le système avec précision en régime dynamique. Les effets de décalage par rapport à la température de consigne ont été identifiés puis analysés.

En mode chauffage, les essais à charge partielle ont permis de valider les observations effectuées en mode chauffage. Notamment les hypothèses de stratification de températures au niveau du ballon de 150L, et leurs impacts sur la dissymétrie des dépassements haut et bas dus à l'inertie du système. Là encore, seule la consommation en veille sera prise en compte.

Enfin, la série d'essais à 7°C de température d'air a soulevé un problème quant à l'utilisation d'une horloge pour la gestion du dégivrage à charge partielle. L'utilisation de cette horloge entraîne d'importantes pertes en cyclage. Les cycles de dégivrage pendant les cycles de marche/arrêt entraînent une modification des lois de thermostat.

Les performances du prototype de PAC air/eau à puissance variable développé et testé dans le chapitre suivant pourront être comparées et les gains ou pertes par rapport à la machine de référence, quantifiées avec précision.

**CHAPITRE 3. ETUDE D'UNE PAC
AIR/EAU A PUISSANCE VARIABLE**

SOMMAIRE DU CHAPITRE 3

3.1	OBJECTIFS	89
3.2	CONCEPTION D'UNE PAC AIR/EAU BI COMPRESSEURS	90
3.2.1	Les spécifications techniques générales	90
3.2.2	Description détaillée des modifications	90
3.2.2.1	Les compresseurs	90
3.2.2.2	Le circuit frigorifique	91
3.2.2.3	Le circuit électrique	92
3.2.3	Le contrôle de la PAC modifiée	95
3.2.3.1	Les fonctions primaires de contrôle	95
3.2.3.2	Les fonctions de contrôle de la PAC bi compresseurs	96
3.3	ESSAIS DE LA PAC EN MODE CHAUFFAGE	99
3.3.1	Instrumentation de la PAC	99
3.3.2	Chargement de la PAC en R407C	99
3.3.3	La problématique des cycles de dégivrage	101
3.3.3.1	Les différents modes utilisables	101
3.3.3.2	La régulation adoptée	102
3.3.3.3	Interprétation physique	103
3.3.4	Influence du débit d'eau sur les performances du système	105
3.3.5	Description des points d'essai	107
3.3.6	Résultats d'essais à pleine puissance et à puissance partielle	108
3.3.7	Modèles par régressions pour l'optimisation saisonnière	108
3.3.7.1	Régression pour un fonctionnement à pleine Puissance (ZR18+22)	108
3.3.7.2	Régression pour un fonctionnement à puissance partielle (ZR18)	109
3.3.7.3	Régression pour un fonctionnement à puissance partielle (ZR22)	109
3.4	COMPARAISON A LA PAC DE REFERENCE	111
3.4.1	Quantification des gains/pertes énergétiques en régime permanent	111
3.4.2	Nature des pertes et gains énergétiques	112
3.4.2.1	Le rendement des compresseurs	112
3.4.2.2	Le dimensionnement des échangeurs	113
3.4.2.3	Le dégivrage	113
3.4.2.4	La problématique de l'appoint électrique	114
3.4.3	Les voies d'amélioration pour l'optimisation saisonnière du système bi compresseurs	116
3.4.3.1	Le régime de fonctionnement	116
3.4.3.2	Le temps de fonctionnement	116
3.4.3.3	La problématique de la régulation sur loi d'eau	116
3.4.3.4	Exemple illustratif	117
3.5	CONCLUSIONS	119

3.1 OBJECTIFS

L'analyse des différentes technologies de variation de puissance (chapitre premier) a montré que la technologie multi compresseurs et plus particulièrement la technologie bi compresseurs était la solution la plus intéressante pour les entreprises ne disposant pas de compresseurs à vitesse variable. Les principaux avantages sont :

- Une faible augmentation du coût d'investissement par rapport à un système classique mono compresseur,
- Une augmentation probable des rendements en régime permanent sur une machine air/eau,
- Une forte augmentation du coefficient de performance saisonnier moyennant une régulation adéquate du système (à définir puis à quantifier),
- Enfin, une technologie accessible à tous les constructeurs européens, puisqu'elle est composée d'éléments (notamment du compresseur) disponibles sur le marché.

L'analyse des essais à charge partielle en mode chauffage et rafraîchissement sur un PAC air/eau à puissance fixe, a confirmé l'intérêt du développement de ce type de produit pour le secteur résidentiel individuel neuf :

- Les paramètres tels que l'inertie, le différentiel de régulation n'ont pas d'impact sur les performances saisonnières du système (cf. chapitre deux – essais en mode rafraîchissement),
- La consommation de veille (fonctionnement en cyclage) de ces systèmes a une incidence importante sur les performances saisonnières,
- Enfin, les pertes supplémentaires dues au dégivrage à charge partielle causée par une mauvaise gestion de l'horloge ou des paramètres de prise en glace.

Ces remarques constituent trois voies d'amélioration énergétique.

Un prototype équipé d'un système bi compresseurs, a été réalisé, intégrant ainsi la variation de puissance. Sur la base de la PAC mono compresseur testée, dont les résultats ont été présentés dans le chapitre précédent, des modifications ont été apportées afin d'obtenir une PAC équipée d'un système bi compresseurs. Les détails des modifications apportées sont décrits.

Afin de caractériser la machine développée, une campagne d'essais a été réalisée au sein du laboratoire CLIMATRON d'EDF afin de déterminer les performances à pleine puissance ainsi qu'à puissances partielles.

L'analyse des essais est par la suite effectuée puis comparée aux résultats d'essais de la PAC mono compresseur de référence. Les gains et les pertes énergétiques d'un système par rapport à l'autre ont été identifiés puis quantifiés. L'étude des paramètres tels que le mode de fonctionnement (un des trois niveaux de puissance), le mode de dégivrage, l'adaptation des débits d'air et d'eau ou encore la charge en fluide frigorigène ont été étudiés.

Cette section a donc deux objectifs :

- Démontrer la faisabilité d'une PAC air/eau équipé d'un système bi compresseurs et de ses paramètres de régulation pour des gains énergétiques significatifs,
- La caractérisation de ce type de système, par la création d'un modèle externe des performances énergétiques en fonction du mode de fonctionnement et des températures extérieure et de retour d'eau. Ceci permettra (cf. chapitre quatre), la modélisation du système complet PAC / bâtiment / plancher chauffant / données climatiques.

Des simulations permettront la mise en place d'une régulation, ayant pour objectif une augmentation du rendement énergétique saisonnier des machines air/eau à puissance variable équipé d'un système bi compresseurs. Les modèles utilisés ainsi que les résultats des simulations feront l'objet du chapitre quatre

3.2 CONCEPTION D'UNE PAC AIR/EAU BI COMPRESSEURS

3.2.1 Les spécifications techniques générales

La modification de la PAC de référence PMERV7 de la marque TECHNIBEL est apparue nécessaire pour atteindre les objectifs de l'étude. Les principales modifications mises en jeux sont :

- **Les modifications d'ordre frigorifique :**
 - Le remplacement d'un compresseur par deux : Les deux compresseurs de puissance différente sont installés. Les résultats d'essais calorimétriques de ces deux compresseurs ont été détaillés puis modélisés dans le chapitre 1. Il s'agit du ZR18 et du ZR22 de Copeland. Pour la suite de l'étude, on notera avec les indices ZR_{18} , ZR_{22} et ZR_{18+22} les fonctionnements de la PAC prototype respectivement avec le compresseur ZR18 seul, le ZR22 seul et les deux compresseurs en tandem. La modification implique la récupération du fluide frigorigène, la modification du circuit frigorifique, la réalisation de plans pour définir au mieux l'installation des deux compresseurs. De plus, les compresseurs fonctionnant en tandem doivent avoir un équilibrage d'huile pour éviter le vidage partiel d'huile de l'un par l'autre en fonction des temps de fonctionnement. De même, ils doivent disposer d'un collecteur d'aspiration et d'un collecteur de refoulement commun.
 - Le circuit frigorifique a été modifié : en particulier les deux détendeurs thermostatiques ont été remplacés par un seul détendeur électronique capable de fonctionner en mode chauffage et refroidissement.
 - Le passage de 1 à 2 compresseurs sur le système existant suppose de modifier le support des compresseurs de la pompe à chaleur. Cependant, l'installation n'a pas nécessité la modification du capotage.

- **Les modifications d'ordres électrique et électronique :**
 - Les compresseurs doivent pouvoir être commandés ZR18 seul, ZR22 seul et les deux ensemble. Cela suppose la mise en place de contacteurs adéquats. Des modifications dans l'armoire électrique ont été apportées et seront détaillées plus loin.
 - La commande de la PAC est réalisée à partir d'un ordinateur qui permet de piloter le détendeur électronique, les marches/arrêts des 2 compresseurs, le ventilateur et la vanne 4 voies. Les éléments adéquats ont été mis en place pour permettre une telle commande de même que les sondes de température permettant le pilotage.
 - Un interrupteur marche/arrêt ainsi qu'un interrupteur chaud/froid a été placé sur la PAC.

3.2.2 Description détaillée des modifications

3.2.2.1 Les compresseurs

Le compresseur de marque Copeland monophasé modèle ZR34 équipant la PAC d'origine a été déposé après récupération du fluide frigorigène R407C (2,0 kg) contenu dans l'installation. Le compresseur a été remplacé par les deux compresseurs Copeland modèle ZR18 et ZR22. Il n'a pas été nécessaire d'effectuer des modifications de capotage externe et de châssis. L'étanchéité aéraulique n'est donc pas été affectée.

La Figure 3-1 et la Figure 3-2 montrent l'emplacement des compresseurs avant et après travaux. Les deux compresseurs (plus petit en volume) ont pu être insérés à la place du compresseur d'origine et également en réduisant considérablement l'espace entre le ventilateur et le compresseur. Un espace suffisant a toutefois été prévu afin d'une part de ne pas perturber le flux d'air aspiré par le ventilateur, et d'autre part de pouvoir ajouter sur chacun des deux compresseurs des bandes autocollantes permettant les isolations thermique et phonique.

L'étude du retour d'huile a souvent été abordée dans la littérature. La solution qui consiste à utiliser une ligne d'égalisation des pressions et une ligne d'égalisation d'huile, sera la solution retenue pour la

PAC prototype [ASH96]. D'autres systèmes ont été développés et donnent de bons résultats. L'utilisation d'une seule ligne d'égalisation (pression et huile) a ainsi été réalisée par [WIN02] pour les systèmes utilisant deux compresseurs en tandem.

Ainsi, le fonctionnement des compresseurs en tandem impose l'installation de l'équilibrage des niveaux d'huile et des basses pressions. Pour ce faire, les compresseurs ont été percés en deux points (cf. Figure 3-2) :

- Au niveau bas pour l'égalisation d'huile
- Ainsi, qu'au niveau haut pour l'équilibrage des basses pressions entre les deux compresseurs.

Ils ont ensuite été reliés l'un à l'autre par du tube cuivre.

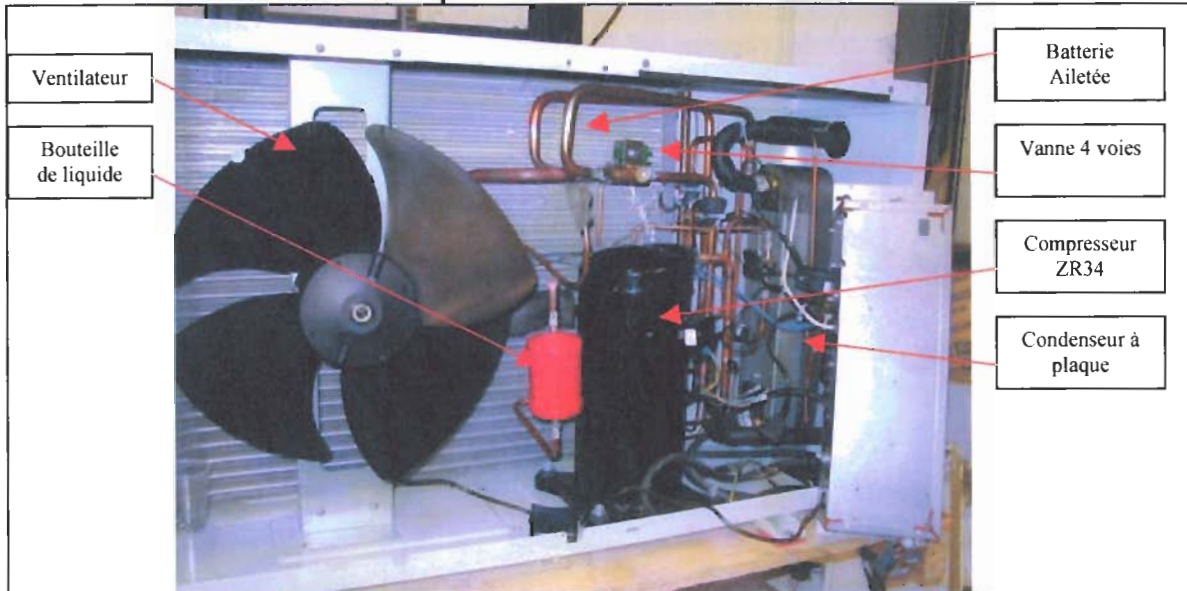


Figure 3-1 : La PAC ouverte avant modifications



Figure 3-2 : La PAC ouverte après modifications

3.2.2.2 Le circuit frigorifique

La mise en place du deuxième compresseur a entraîné de nombreuses modifications sur le circuit frigorifique :

- Un collecteur d'aspiration et un collecteur de refoulement ont été installés de manière à relier les compresseurs en parallèle au reste du circuit frigorifique.

- Un seul détendeur électronique de marque Saginomiya modèle DKV1815X0 avec un contrôleur modèle JNE-ZN20-020 ont été installés. Ce détendeur fonctionne dans les deux sens de passage de fluide, c'est-à-dire en mode chauffage et rafraîchissement. Les modifications impliquent la mise en place d'un système de contacteurs qui permettent le contrôle du détendeur tel qu'il est décrit dans la section 3.2.2.3. Habituellement, l'installation de compresseurs en parallèle implique la mise en place de clapets anti-retour au refoulement des compresseurs. Ici, ils sont constitutifs des compresseurs.
- Des prises de pressions ont été installées en différents points du circuit comme décrit sur la Figure 3-3. Compte tenu de l'espace occupé par les composants à l'intérieur de la machine, les connectiques servant à brancher les capteurs ont toutes été centralisées en partie avant afin de faciliter le branchement des capteurs (cf. Figure 3-2).

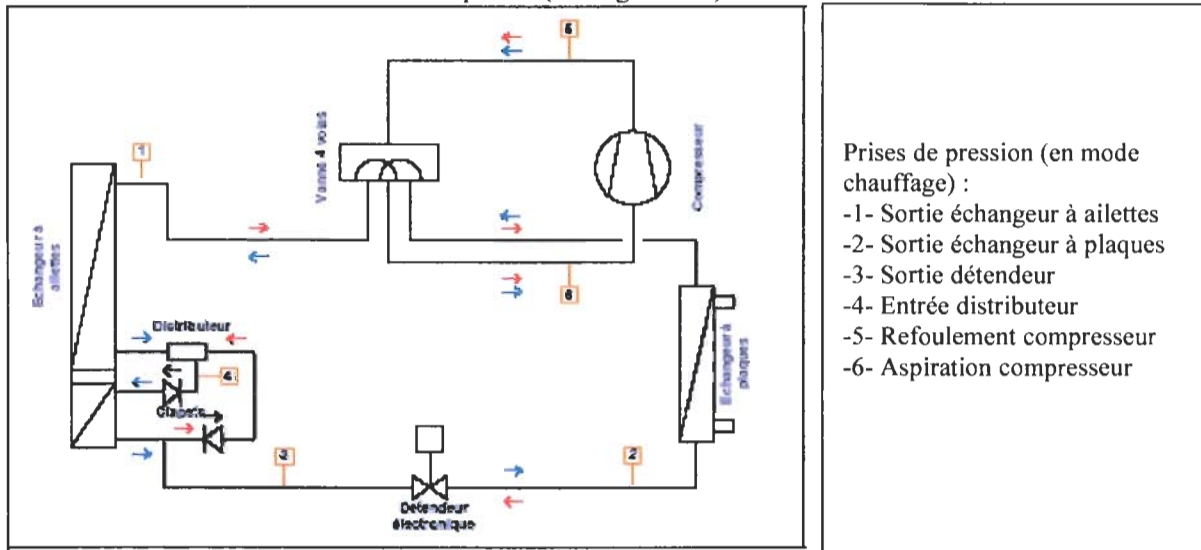


Figure 3-3 : Nouveau schéma fluide avec détail des capteurs de prise de pression

- Les pressostats de sécurité et le capteur de pression de la régulation sont quant à eux directement installés sur les tuyauteries.

L'étanchéité de l'installation a été vérifiée. La machine a ensuite été rechargée avec 1,890 kg de R-407C. Une étude complémentaire sur le chargement de la machine en fluide frigorigène a été réalisée. Elle est présentée dans la section 3.3.2.

3.2.2.3 Le circuit électrique

Le schéma électrique de la PAC de référence est présenté en annexe 7. Les branchements ont dû être modifiés afin de permettre :

- l'installation des deux compresseurs
- la régulation des compresseurs sur un ordinateur
- la mise en oeuvre d'un interrupteur pour piloter la marche et l'arrêt
- la mise en oeuvre d'un interrupteur pour piloter le mode de fonctionnement
- l'installation d'un détendeur électronique bi directionnel. Les éléments de sécurité n'ont été ni shuntés, ni enlevés et ont été laissés dans leur état d'origine.

L'espace dans la PAC étant restreint, il a fallu mettre une partie du matériel dans un coffret annexe. Celui-ci peut-être déporté de plus de 10 mètres de la PAC et doit être raccordé à l'ordinateur. Ce coffret dispose d'une alimentation propre ainsi qu'un schéma électrique présenté sur la Figure 3-4. La Figure 3-5 et la Figure 3-6 représentent le schéma électrique correspondant à l'alimentation électrique interne à la PAC.

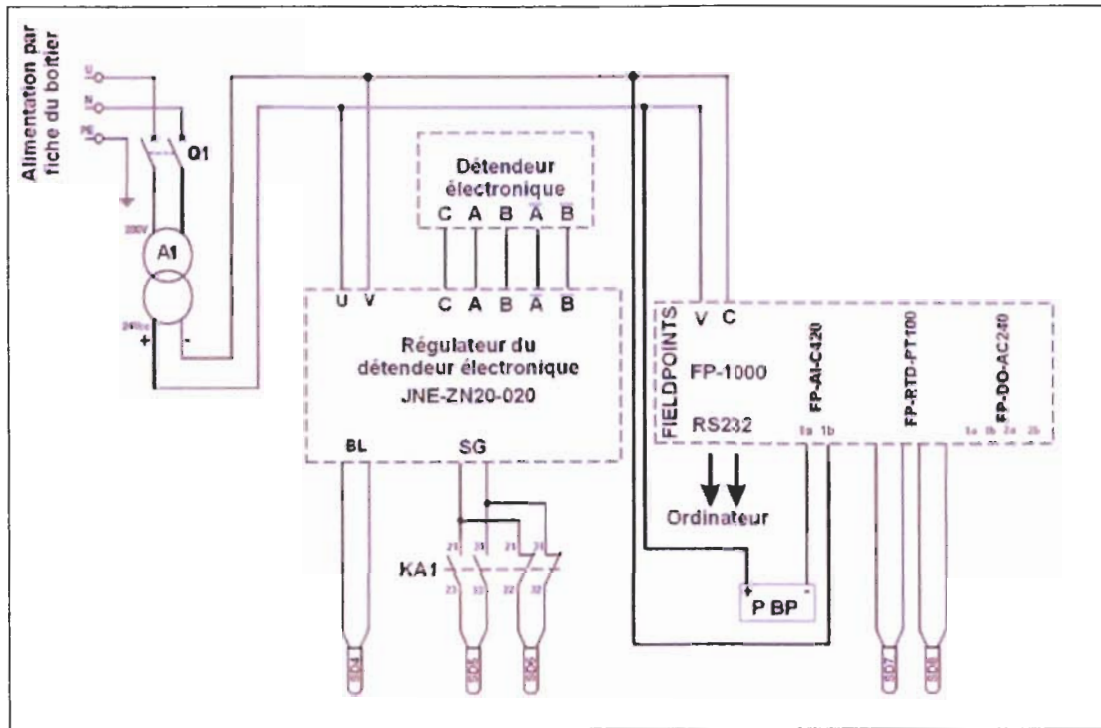


Figure 3-4 : Schéma électrique de l'alimentation déportée

COULEURS DES FILS		SYMBOLES DES COMPOSANTS	
B	Bleu	A1	Carte régulation pression
G	Gris	C1	Condenseur de M1
GN	Gris/Noir	C2	Condenseur de M2
M	Marron	C11	Condenseur de M11
N	Noir	E2	Pressostat haute pression
R	Rouge	E3	Pressostat basse pression
RG	Rouge/Gris	EV1	Electrovanne
W	Blanc	F1	Fusible circuit de commande
		J1	Pressostat différentiel d'eau
		KA1	Relais d'ordre de phase
		KM2	Contacteur compresseur
		M1	Ventilateur 1
		M2	Compresseur
		M11	Ventilateur 2
		Q3	Disjoncteur circuit de commande
		R1	Resistance antigel
		R2	Resistance de carter
		SD1	Sonde d'eau
		SD2	Sonde de température échangeur
		SD3	Sonde de température condensation au dégivrage
		T1	Transformateur

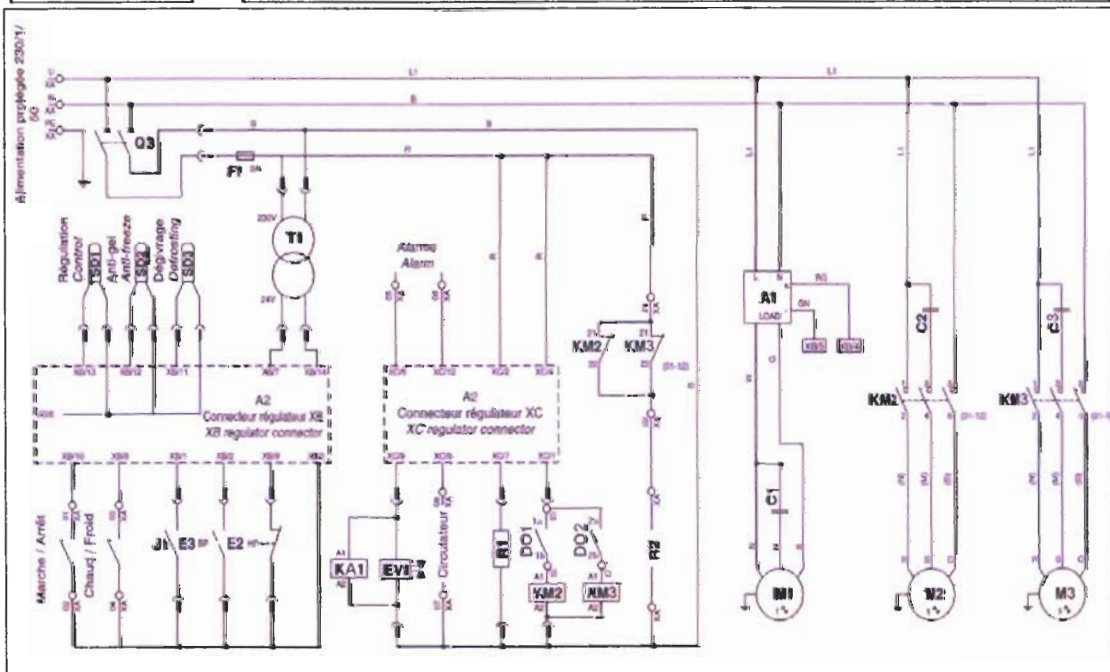


Figure 3-5 : Schéma électrique de la PAC à puissance variable

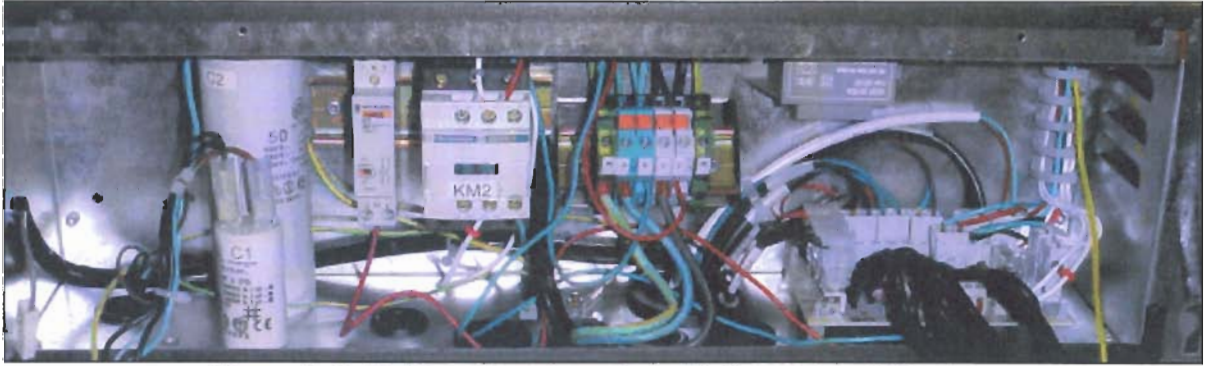


Figure 3-6 : Tableau électrique de la PAC avant modifications

Le ventilateur *M1* ainsi que les deux compresseurs *M2* et *M3* sont alimentés en courant monophasé. Ils sont chacun démarrés à l'aide des trois capacités, respectivement *C1*, *C2* et *C3*. Les deux compresseurs sont pilotés en externe grâce à un boîtier qui commande les deux contacteurs *KM2* et *KM3*.

Le système de régulation de la PAC est décrit ci-après.

3.2.3 Le contrôle de la PAC modifiée

En ce qui concerne la partie commande, les organes de sécurité d'origine ont été conservés. Cette section présente les éléments de contrôle de la PAC inchangés, puis les modifications apportées ainsi que les possibilités de régulation de la PAC à puissance variable.

3.2.3.1 Les fonctions primaires de contrôle

Le microprocesseur gère le fonctionnement de la machine et des alarmes s'y rapportant (Figure 3-7).

Il compare en permanence la température de l'eau mesurée par une sonde (S1), placée sur le retour d'eau et la valeur de la température de consigne rentrée par l'intermédiaire du clavier. Chaque demande de fonctionnement élaborée par la régulation est signalée par un voyant lumineux.

Celui-ci clignote si une temporisation de sécurité est en fonctionnement. Il passe en allumage permanent lorsque un des compresseurs fonctionne.

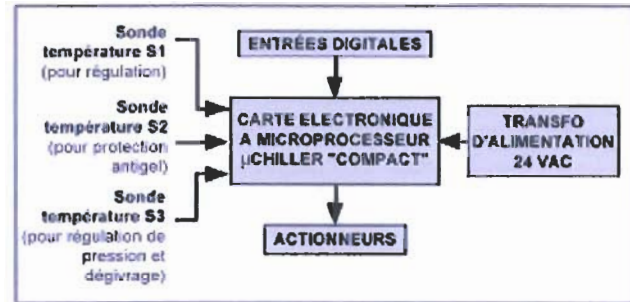


Figure 3-7 : Schéma de gestion de la PAC de référence

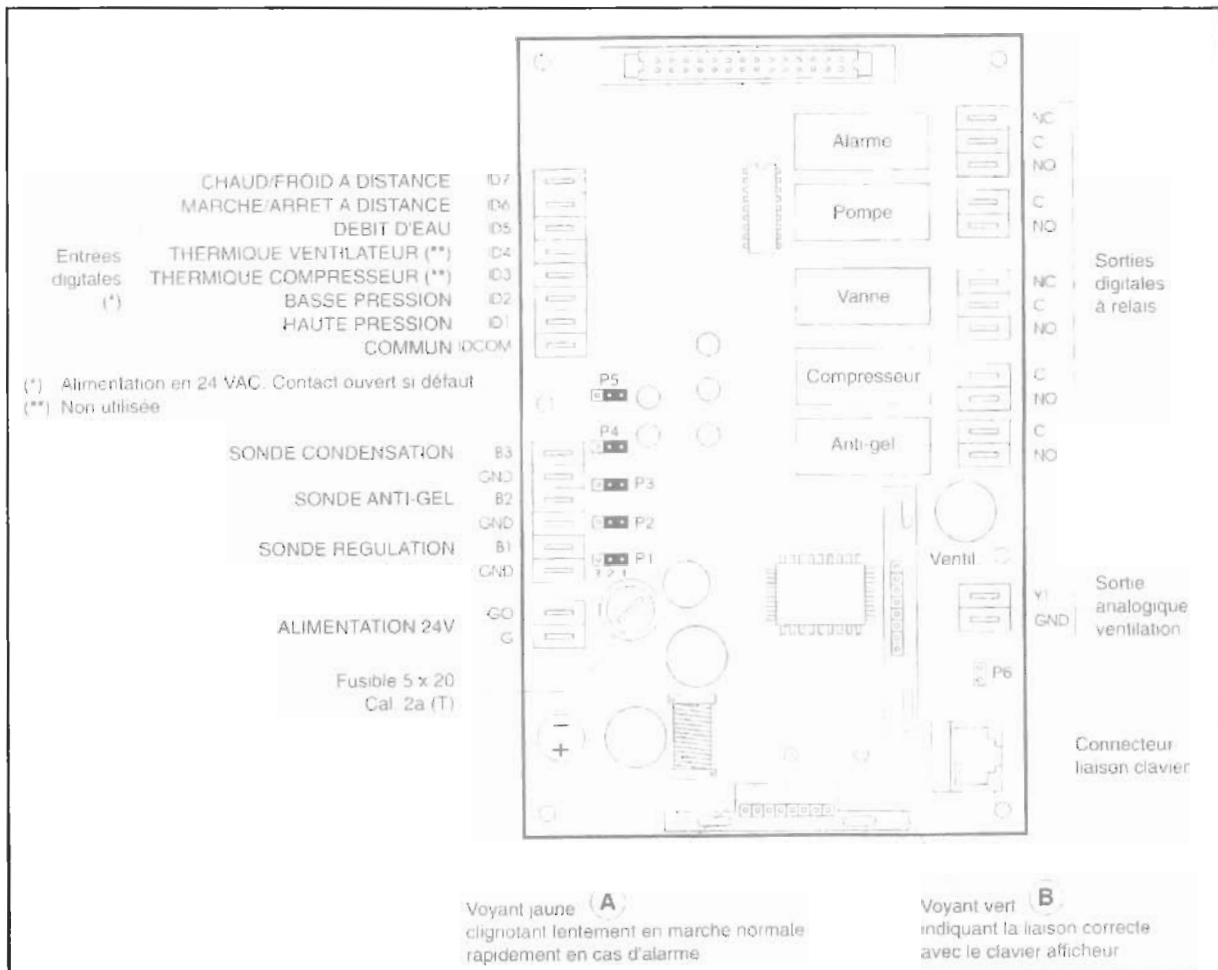


Figure 3-8 : Carte de contrôle de la PAC d'origine

La Figure 3-8 présente une vue de la carte de régulation de la PAC mono compresseur. Cette carte a été conservée sur la PAC bi compresseurs. On note la présence d'entrées/sorties analogiques et

digitales permettant de détourner la régulation afin de l'adapter au fonctionnement de la PAC modifiée.

3.2.3.2 Les fonctions de contrôle de la PAC bi compresseurs

La Figure 3-9 ci-dessous représente le schéma de régulation avant et après modifications de la PAC, ainsi que la nature des flux. L'acquisition de la PAC d'origine, servant à la sécurité du système est conservée. Une régulation sur loi d'eau sera testée, aussi des capteurs mesurant la température de retour d'eau PAC ainsi que la température d'entrée d'air sont mis en place. Les sorties de la carte d'origine sont séparées en deux parties :

- Une partie commande sécurité (déclenchement HP/BP, Alarme Antigel...) qui est doublée avec une commande sécurité sur les modules FieldPoint.
- Une partie commande mise en marche/arrêt des composants de la PAC qui est rapportée sur l'ordinateur et analysée en temps réel. En fonction de la logique de régulation adoptée, l'ordinateur corrige ou non cette commande de manière à piloter la vanne quatre voies (dégivrage mode chaud/froid), le ventilateur (dégivrage par ventilation), et enfin les deux contacteurs reliés aux compresseurs ZR18 et ZR22.

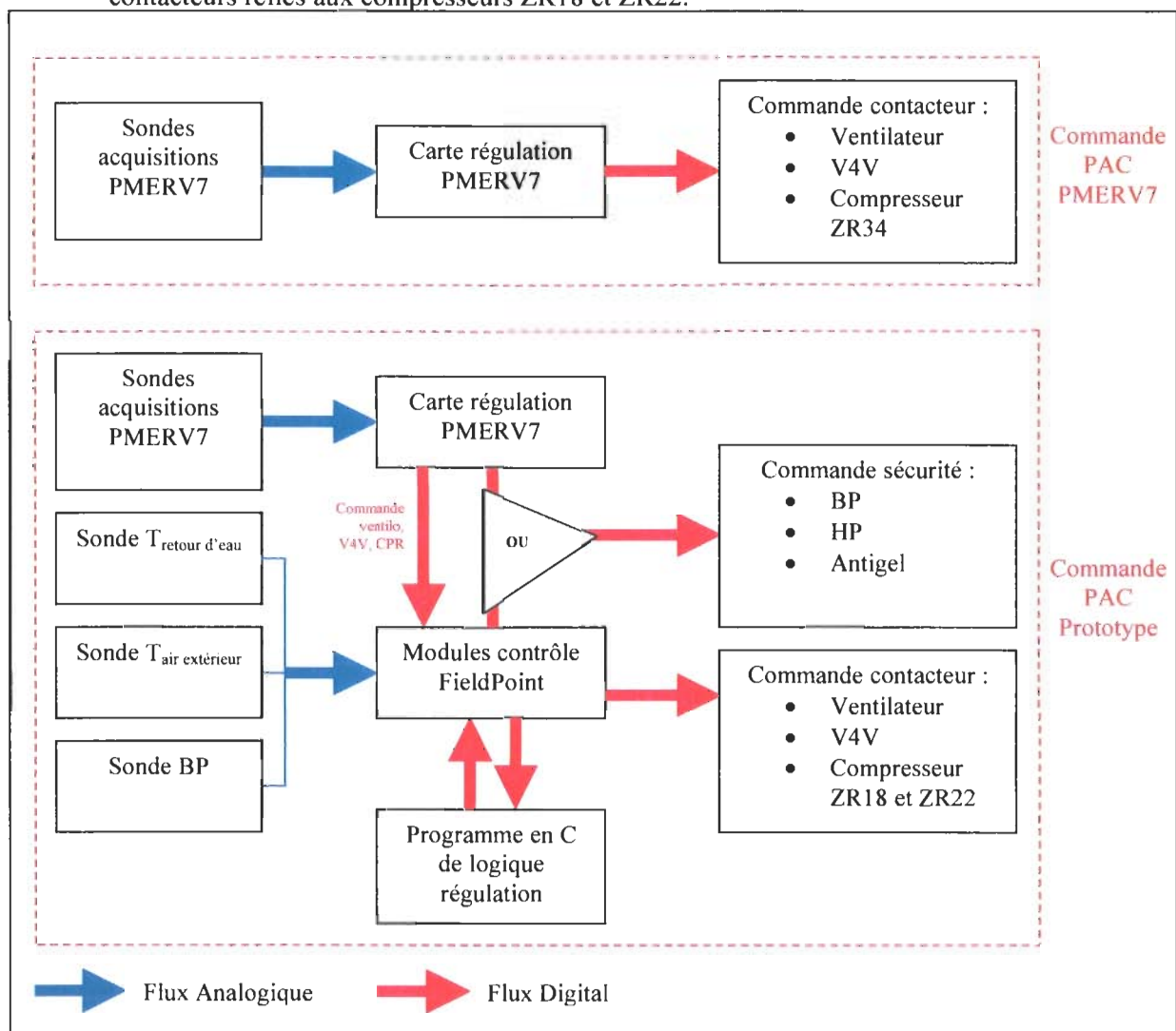


Figure 3-9 : Schéma de contrôle de la PAC bi compresseurs

La régulation des compresseurs se fait par l'intermédiaire des modules *Fieldpoint* (de National Instruments). La configuration des modules est la suivante :

- FP1000, ce module fait le lien entre les autres modules d'acquisition et l'ordinateur. Il utilise le protocole RS232 pour communiquer avec l'ordinateur.

- FP-TB-10, celui-ci est en fait une base qui sert de support aux autres modules. Trois modules sont installés actuellement, il est possible d'en ajouter trois supplémentaires.
- FP-AI-C420, ce module permet l'acquisition de signal 4-20mA. Il y a 2 voies sur ce module. La première est reliée à un capteur de pression BP, la seconde est libre.
- FP-RTD-PT100, ce module permet la mesure de température. Les sondes utilisées sont des PT100 4 fils. Une des deux sondes mesure la température de l'air extérieur, la seconde mesure la température de retour d'eau. Leur précision est de 0,1K.
- FP-DO-AC240, ce module permet de piloter les compresseurs. Il est représenté sur le schéma par un interrupteur et pilote les contacteurs *KM2* et *KM3*. Les *Fieldpoint* sont dans la boîte déportée et sont alimentés en 24 V.

Les *Fieldpoint* permettent d'introduire n'importe quelles logiques de régulation.

Les interrupteurs placés sur le côté droit permettent de piloter la marche et l'arrêt de la PAC *contact 1-2*. La position représentée sur la Figure 3-5 est la position arrêt. Le fonctionnement est représenté par un contact fermé. Le mode de fonctionnement défini par le *contact 3-4* est représenté sur la Figure 3-5 qui est un mode de fonctionnement froid. Un contact fermé correspond à un mode chaud.

Le détendeur électronique est raccordé à une alimentation 24 V et utilise 3 sondes de température. Le fonctionnement bi directionnel a nécessité un placement judicieux des sondes afin qu'elles donnent une information adéquate en mode chaud et en mode froid.

Une première sonde de température placée à l'aspiration mesure la surchauffe et renvoie l'information au détendeur électronique qui s'ouvre ou se ferme en fonction de la consigne de surchauffe à respecter. Et 2 sondes pour l'entrée de l'évaporateur correspondant chacune à l'un des deux modes de fonctionnement.

Ces deux sondes sont placées de part et d'autre du détendeur électronique et associées au contacteur inverseur *KAI* qui est lui-même associé au changement de mode de fonctionnement chaud ou froid. Ce contacteur *KAI* est branché en parallèle de la vanne 4 voies.

La programmation des *Fieldpoint* a été réalisée. Elle est en attente de la logique de régulation de l'utilisateur permettant de contrôler les marches et les arrêts des compresseurs.

Une interface est créée en langage C à l'aide du logiciel Labwindows/CVI et a plusieurs fonctions :

- la visualisation des températures de retour d'eau, d'air extérieur ainsi que la pression BP
- la commande des compresseurs ZR18 et ZR22 par des interrupteurs virtuels
- l'utilisation des valeurs de températures et pression pour piloter les compresseurs.

Avant tout, il faut désactiver la régulation par interrupteur virtuel dans le code du programme. Pour cela, il faut mettre en commentaire les deux lignes « *GetCtrlVal* » par l'inscription de « *//* » en début de ligne.

```
//////////////////////////////////// Mettre la logique de régulation ici //////////////////////////////////////
// CompresseurM2      Variable pour le compresseurM2  0 --> Arrêt    1 --> Marche
// CompresseurM3      Variable pour le compresseurM2  0 --> Arrêt    1 --> Marche

GetCtrlVal (panelHandle, PANEL_Comp1,&CompresseurM2 ); // Récupération des valeurs de l'interrupteur virtuel
GetCtrlVal (panelHandle, PANEL_Comp2,&CompresseurM3 ); // Récupération des valeurs de l'interrupteur virtuel

//////////////////////////////////// Fin de l'espace alloué pour la régulation //////////////////////////////////////
```

Ensuite, il faut créer une logique avec les variables suivantes. Les variables d'entrée pour la régulation sont :

- Temp1 -> la température de la PT100 n°1
- Temp2 -> la température de la PT100 n°2
- Il -> la pression BP

Les variables de sorties pour la régulation sont :

- CompresseurM2 ->le pilotage du compresseur M2 (60 % de la puissance totale)
- CompresseurM3 ->le pilotage du compresseur M3 (40 % de la puissance totale)

Les variables sont déclarées en tant que :

- Temp1, Temp2, I1 sont des « double »
- CompresseurM2 et CompresseurM3 sont des « int »

Une interface graphique simplifiée a également été réalisée. La touche *START* sert à démarrer l'acquisition, elle permet la visualisation des valeurs sur l'ordinateur ainsi que le pilotage. Une fois la touche *STOP* utilisée, ni la visualisation, ni le pilotage ne fonctionnent. La touche *QUIT* permet de quitter l'interface. Pour des raisons évidentes de sécurité, les sorties compresseurs sont remises sur *OFF* lors de l'activation des boutons *STOP* ou *QUIT*.

Les essais présentés dans cette section ont été réalisés en régime permanent. Ainsi, la mise en marche/arrêt des différents composants se fait manuellement grâce aux boutons placés sur l'interface graphique du logiciel développé. Le programme de régulation complet ne sera réalisé qu'à la suite des résultats d'essais et qu'après des simulations saisonnières du fonctionnement du système afin d'en optimiser le fonctionnement.

3.3 ESSAIS DE LA PAC EN MODE CHAUFFAGE

Les essais ont été réalisés au sein du laboratoire CLIMATRON d'EDF. Le banc utilisé est identique à celui utilisé lors des essais à pleine charge de la PAC PMERV7 de référence. Il a été présenté au chapitre 2 de la thèse.

3.3.1 Instrumentation de la PAC

Les capteurs utiles au calcul de la puissance échangée sur l'eau :

- le débit d'eau mesuré sur le circuit à proximité du régulateur par un débitmètre électromagnétique (incertitude de 1% pleine échelle),
- les températures d'entrée et de sortie d'eau de la PAC mesurées par des sondes platine (Pt 100) intrusives appairées et doublées par des thermocouples de surface ; l'incertitude de la chaîne complète de mesure, de la sonde jusqu'à l'enregistrement est de +/- 0,1K. Un couple de sondes sert à l'acquisition, l'autre sert d'indication pour la régulation. La puissance thermique est ainsi calculée instantanément.
- Une deuxième sonde intrusive mesurant la température de retour d'eau renvoie l'information servant à la régulation de la PAC

Les mesures sur l'air

- la température en entrée et sortie de la batterie est mesurée par 6 sondes platine (Pt 100) (4 à l'entrée et 2 à la sortie),
- l'humidité de l'air est mesurée en entrée de batterie par un capteur de température de rosée (et vérifiée par un capteur capacitif donnant l'humidité relative),
- les pertes de charge de la batterie avec ou sans le grillage sont mesurées par un capteur de pression différentielle ; les piquages des prises de pression sont répartis sur la largeur de la batterie,

La mesure de puissance électrique

- la puissance électrique : on mesure la puissance absorbée par la PAC (moteur du ventilateur + compresseur) avec une incertitude de 0,5% pleine échelle),

Les mesures sur le fluide frigorigène

- des thermocouples de surface en entrée et sortie des différents composants,
- deux capteurs de pression en haute et basse pression,

Ainsi, il est possible d'estimer la surchauffe et le sous refroidissement avec toutefois une précision de l'ordre de 0,5K.

3.3.2 Chargement de la PAC en R407C

Lors de sa fabrication, la PAC a été mise sous vide et 2 kg de fluide R407C ont ainsi été récupérés. Elle a ensuite été rechargée avec 1,890 kg de fluide. Les premiers essais sur la PAC, à 7°C d'air, ont montré de fortes dégradations en terme de performances énergétiques. L'optimisation de la charge en fluide constitue un élément important pour l'optimisation du système.

Une amélioration des rendements par rapport à la PAC de référence devant être observée pour des fonctionnements sur un seul compresseur, ceci en partie dû au surdimensionnement des échangeurs à puissance partielle (cf. sections suivantes). Le choix des compresseurs est tel que la somme des puissances délivrées par chacun d'eux est supérieure à la puissance du compresseur d'origine (ZR34). Ceci a pour conséquence un relatif sous dimensionnement des échangeurs (batterie ailetée et échangeur à plaques) pour un fonctionnement à pleine puissance (les deux compresseurs fonctionnant en même temps en parallèle).

C'est pourquoi, il a été choisie d'optimiser la charge du système afin d'obtenir le meilleur rendement pour un fonctionnement à deux compresseurs. Trois éléments restent alors déterminants pour la quantité de fluide à introduire dans la machine :

- la charge optimale de fluide pour un mode de fonctionnement donnée, dépend de la température extérieure.

- une approche qualitative de la régulation de ce type de machine montre que le mode de fonctionnement à deux compresseurs ne se produit que pour des températures d'air extérieur très faibles (par exemple la température de base de -7°C).
- la suppression de l'appoint électrique ($\eta < 1$), implique d'obtenir une puissance délivrée par la PAC au moins égale au besoin thermique du bâtiment à la température de base.

En conclusion, la charge en R407C a donc été réalisée pour optimiser le rendement à pleine puissance, pour une température d'air de -7°C .

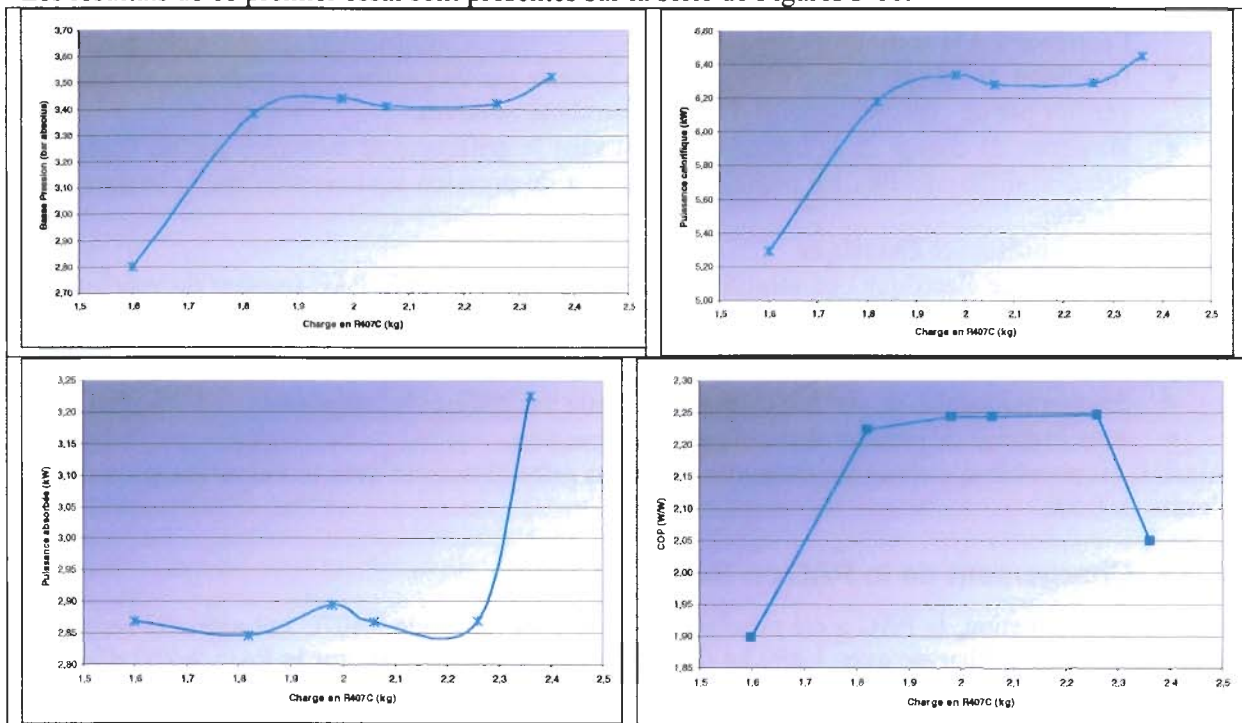
Ainsi une première série de mesures a été réalisées afin de déterminer la quantité de fluide.

En supposant que :

- la PAC d'origine était optimisée pour un fonctionnement à $+7^{\circ}\text{C}$, sur un compresseur dont la puissance est inférieure à celle disponible au moyen de la nouvelle configuration ;
- le volume du circuit fluidique d'origine a été augmenté d'une part du volume des deux collecteurs d'entrées et de sorties des deux compresseurs ; d'autre part de la différence entre le volume balayé par le ZR34 et le volume balayé par le ZR18 et le ZR22.

Ainsi, il est attendu d'obtenir une charge optimale supérieure à la charge d'origine de 1,890 kg.

Les résultats de ce premier essai sont présentés sur la série de Figures 3-10.



Figures 3-10 : Evolution de la BP, puissance calorifique, puissance absorbée et COP de la PAC bi compresseurs, pour une température extérieure de $-5,7^{\circ}\text{C}$ et une température de sortie d'eau de 33°C , en fonction de la charge en fluide frigorigène R407C

L'observation montre que le COP passe par un optimum qui se situe autour de 2,2 kg de fluide frigorigène. La basse pression et la puissance calorifique croissent avec l'augmentation de la charge en fluide en passant par un palier respectivement à 3,45 bar absolu et 6,3 kW chaud. Enfin la puissance absorbée par la PAC varie entre 2,79 et 2,90 kW en dessous de 2,36 kg de fluide puis augmente rapidement quand la charge augmente.

Ces résultats peuvent être interprétés comme suit :

- entre 1,6 et 2 kg, la PAC est sous chargée. L'augmentation de la charge entraîne une augmentation de la puissance délivrée. La puissance absorbée par la machine reste constante. Ceci entraîne un accroissement rapide du COP.

- Entre 2 et 2,3 kg, la batterie ailetée est à son point de fonctionnement optimal. La puissance délivrée, absorbée ainsi que la basse pression, se stabilisent à leur valeur optimale de fonctionnement. La PAC est correctement chargée. La stabilisation des grandeurs est due au remplissage de la bouteille de liquide.
- Après 2,3 kg, la PAC est surchargée. La bouteille de liquide est pleine et n'arrive plus à absorber l'excès de fluide frigorigène. Le fluide frigorigène dans le condenseur est en phase liquide. Il occupe un volume de plus en plus significatif et neutralise la surface d'échange avec le fluide caloporteur. D'où une forte baisse du coefficient d'échange du condenseur à plaques. Ceci entraîne une augmentation rapide de la haute pression d'où une augmentation de la puissance appelée par les compresseurs. Ceci entraîne une forte chute du COP de la PAC.

En conclusion, la charge retenue sera de 2,2 kg. La machine a donc été mise sous vide une seconde fois. Elle en ensuite été remplie de 2,2 kg de fluide frigorigène R407C.

L'optimisation de la charge pour une basse température d'air, permet d'obtenir le meilleur rendement ainsi que la puissance calorifique nécessaire pour répondre au besoin thermique de la maison (environ 7 kW). Cependant le phénomène de *surcharge* en fluide et de sous dimensionnement de la batterie ailetée devrait se reproduire lors des essais pour des températures d'air plus élevées. En effet, plus la température d'air extérieur est élevée, plus la charge en fluide frigorigène qui donne le COP le plus élevé, est faible. Lorsque la température d'air augmente, la bouteille de liquide se remplit pour adapter la charge en fluide frigorigène. Si le système fonctionne avec deux compresseurs, à charge partielle (par exemple une température d'air de 7°C), la bouteille de liquide risque d'être rapidement saturée en liquide, d'où une surcharge en fluide du système.

3.3.3 La problématique des cycles de dégivrage

3.3.3.1 Les différents modes utilisables

En ce qui concerne la question du dégivrage, les deux compresseurs autorisent quatre modes de dégivrage différents :

- un dégivrage par ventilation et par injection de gaz chaud dans le circuit basse pression ;
- un dégivrage par inversion de cycle en fonctionnement sur le compresseur ZR18 seul ;
- un dégivrage par inversion de cycle en fonctionnant sur le compresseur ZR22 seul ;
- un dégivrage par inversion de cycle en fonctionnement sur les deux compresseurs ZR18 et ZR22 en tandem.

Sachant que le fonctionnement par exemple avec deux compresseurs n'oblige pas un dégivrage par inversion de cycle avec les deux compresseurs en fonctionnement. Autrement dit, le pilotage de la PAC est tel que le mode de fonctionnement de la PAC pendant un cycle de dégivrage est indépendant du mode fonctionnement pendant les périodes de chauffe.

Pour chaque cycle de dégivrage, les pertes se répartissent ainsi :

- Pour un dégivrage par inversion de cycle :
 - Puissance absorbée par le ventilateur ($\approx 100\text{W}$)
 - Puissance de veille de la PAC ($\approx 50\text{W}$)
 - Puissance absorbée par le ou les compresseurs
 - Puissance reprise à la boucle d'eau
- Pour un dégivrage par ventilation :
 - Puissance absorbée par le ventilateur ($\approx 100\text{W}$)
 - Puissance de veille de la PAC ($\approx 50\text{W}$)

Afin de ne pas multiplier les points d'essai, les hypothèses suivantes seront faites :

- Le temps de chauffe entre deux dégivrages ne varie pas avec la température moyenne de sortie d'eau sur la plage [24°C ; 35°C]

- Le temps de dégivrage entre deux cycles de chauffe ne varie pas en fonction des températures de sortie d'eau sur la plage [24°C ; 35°C].

3.3.3.2 La régulation adoptée

Les quatre modes de dégivrage ont été testés sur le banc d'essai pour chacune des températures d'air. La répartition des pertes est présentée dans le Tableau 3-1 :

Tableau 3-1 : Répartition des pertes par dégivrage en fonction de la température d'air extérieur et du mode de fonctionnement

Tair (°C)	-7	-7	-7	-3	-3	-3
MODE	ZR18	ZR22	ZR18+22	ZR18	ZR22	ZR18+22
tdégiv (s)	00:04:30	00:04:08	00:02:09	00:03:30	00:03:20	00:02:01
Pfrigo degiv (kW)	3,52	4,74	8,56	4,88	5,58	9,51
Wabs degiv (kW)	0,73	0,94	1,75	0,80	0,89	1,85
Eperdue degiv (kJ)	950,27	1175,25	1104,56	1024,16	1115,32	1150,90
Eabs degiv (kJ)	196,66	233,67	226,32	168,87	178,15	224,24
Etotal degiv (kJ)	1146,93	1408,93	1330,88	1193,02	1293,47	1375,14

Tair (°C)	0	0	0	3	3	3	3
MODE	ZR18	ZR22	ZR18+22	ZR18	ZR22	ZR18+22	Ventilation
tdégiv (s)	00:02:29	00:02:24	00:01:43	00:01:40	00:01:44	00:00:56	00:06:09
Pfrigo degiv (kW)	5,51	5,60	9,28	4,31	4,14	7,44	0,00
Wabs degiv (kW)	0,76	0,97	1,90	0,79	1,01	2,17	0,15
Eperdue degiv (kJ)	821,35	806,40	955,53	430,94	430,30	416,74	0,00
Eabs degiv (kJ)	113,43	139,68	195,73	78,93	104,80	121,43	54,27
Etotal degiv (kJ)	934,78	946,08	1151,26	509,86	535,10	538,18	54,27

En vert sur le Tableau 3-1, les modes de dégivrage les plus efficaces en fonction de la température d'air correspondante.

- Pour toutes les températures extérieures, la méthode la plus efficace consiste à dégivrer avec le compresseur le plus petit.
- Toutefois pour des températures supérieures à 2°C, le dégivrage par ventilation est optimal. Ce dernier mode de dégivrage avait été proposé par T. ARGAUD [ARG01] et permet d'obtenir un gain de 20 % sur le coefficient de performance du système.

Il sera intéressant dans la section 3.4.2.3 de quantifier ce gain, en comparant le COP de la PAC prototype calculé en intégrant les pertes par dégivrage calculées à partir de la consommation du compresseur ZR34 d'origine, et le COP de la PAC prototype calculé en intégrant la logique de dégivrage actuelle.

Le maximum des pertes est atteint pour une température d'air comprise entre 0°C et 3°C.

La Figure 3-11 et la dernière ligne du Tableau 3-1 montrent que quelque soit la température extérieure, le dégivrage avec l'étage de puissance le plus petit est le plus efficace (hors dégivrage par ventilation). C'est celui qui récupère le moins de puissance calorifique à la boucle d'eau.

Pour la suite de l'étude la gestion du dégivrage est donc celle proposée ci-dessus. La gestion proposée constitue la première source d'amélioration du COP de la PAC prototype par rapport à la PAC de référence.

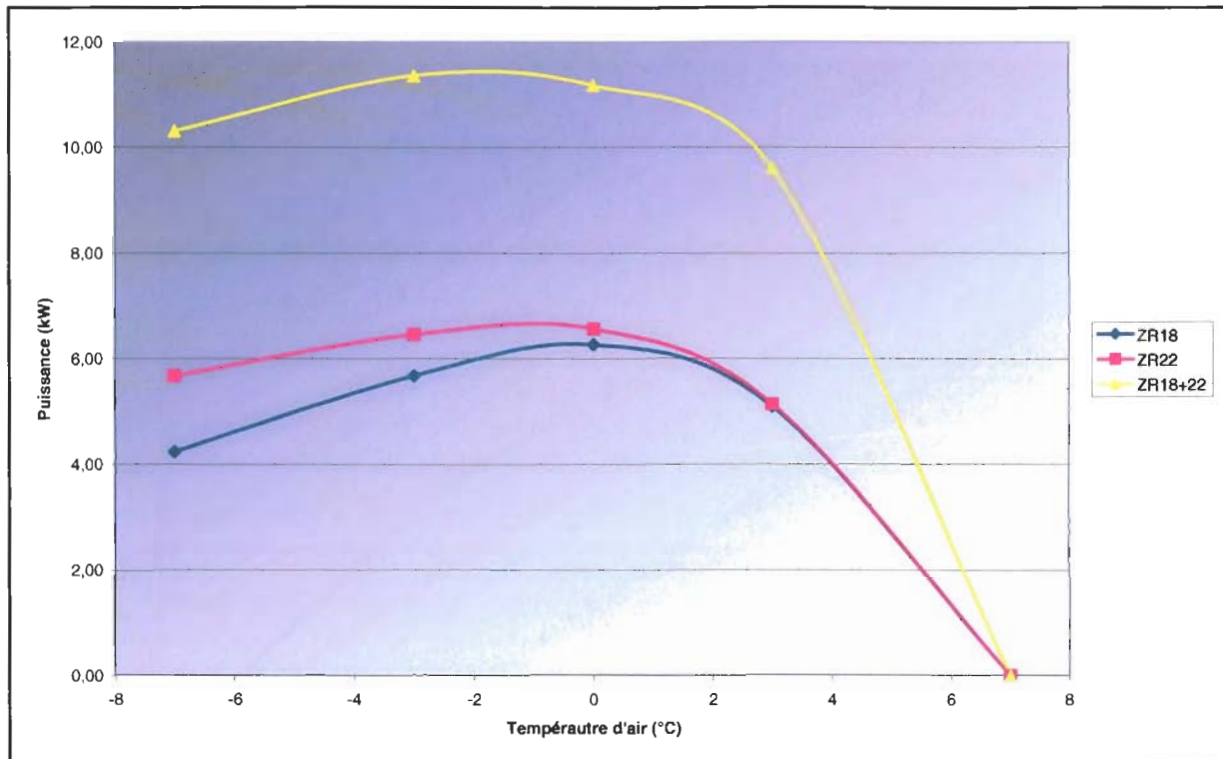


Figure 3-11 : Puissance totale perdue en fonction de la température extérieure et du mode de fonctionnement durant les phases de dégivrage

3.3.3.3 Interprétation physique

La logique de dégivrage appliquée ci-dessus peut elle être généralisée à l'ensemble des systèmes thermodynamiques à puissance variable ?

Pour répondre à cette question, il est nécessaire de connaître les paramètres d'efficacité du dégivrage. Un calcul d'efficacité peut être mis en place afin d'évaluer rapidement la solution proposée.

Les deux paramètres essentiels qui déterminent la quantité d'énergie perdue par dégivrage sont :

- Le temps de dégivrage : Plus il est long, plus son impact sur le COP du système à température fixée sera important.
 - D'une part, la Figure 3-12 montre que plus le compresseur utilisé est petit, plus le temps de dégivrage est long.
 - D'autre part pour un mode de fonctionnement donné, le temps de dégivrage est une fonction strictement décroissante de la température d'air extérieure alors que d'après la Figure 3-11, les pertes passent par un maximum, correspondant au taux de givre maximum pour une température d'air comprise entre 0°C et 2°C.
- Ceci entraîne la prise en compte d'un second paramètre : l'efficacité moyenne du cycle inversé. [ARG01] a montré que lors d'un cycle de dégivrage par inversion de cycle, la machine fonctionne différemment en mode rafraîchissement. Cependant il est possible de définir une efficacité moyenne de cycle de dégivrage comme étant le rapport entre l'énergie totale reprise à la boucle d'eau et l'énergie absorbée par le compresseur pendant la phase de dégivrage.

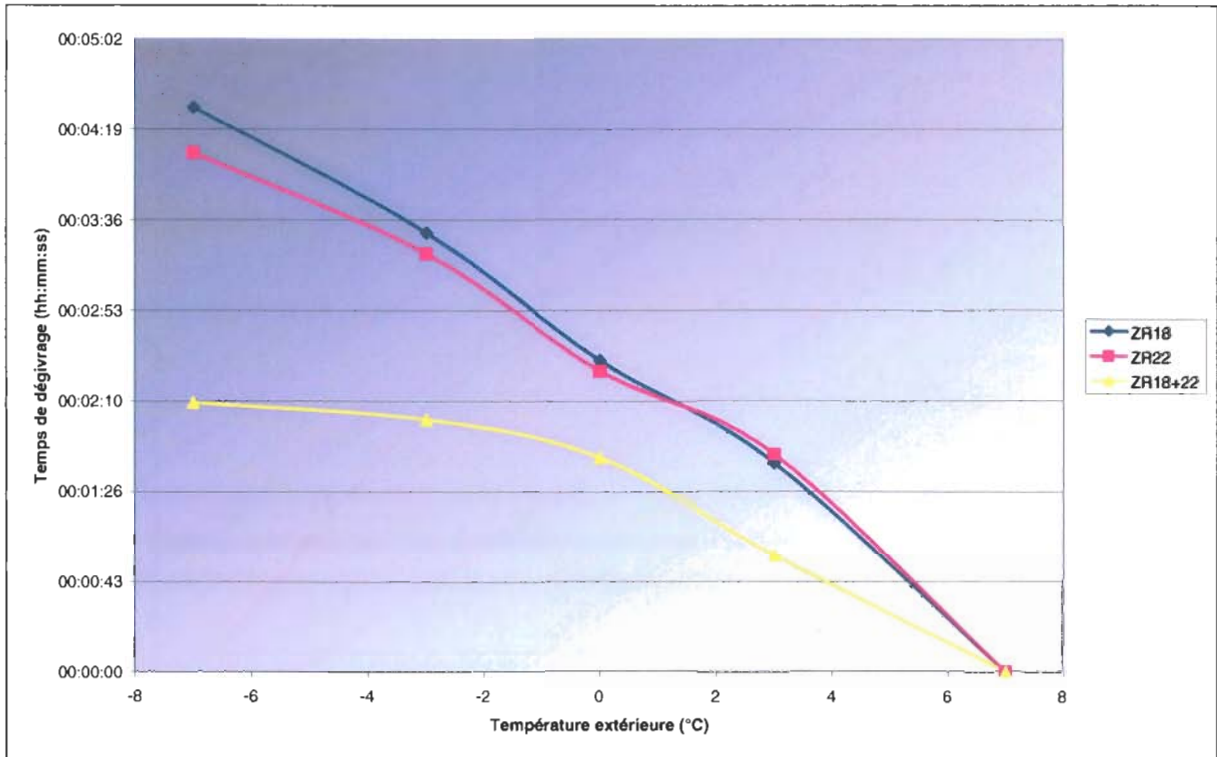


Figure 3-12 : Temps de dégivrage en fonction de la température d'air et du mode de fonctionnement

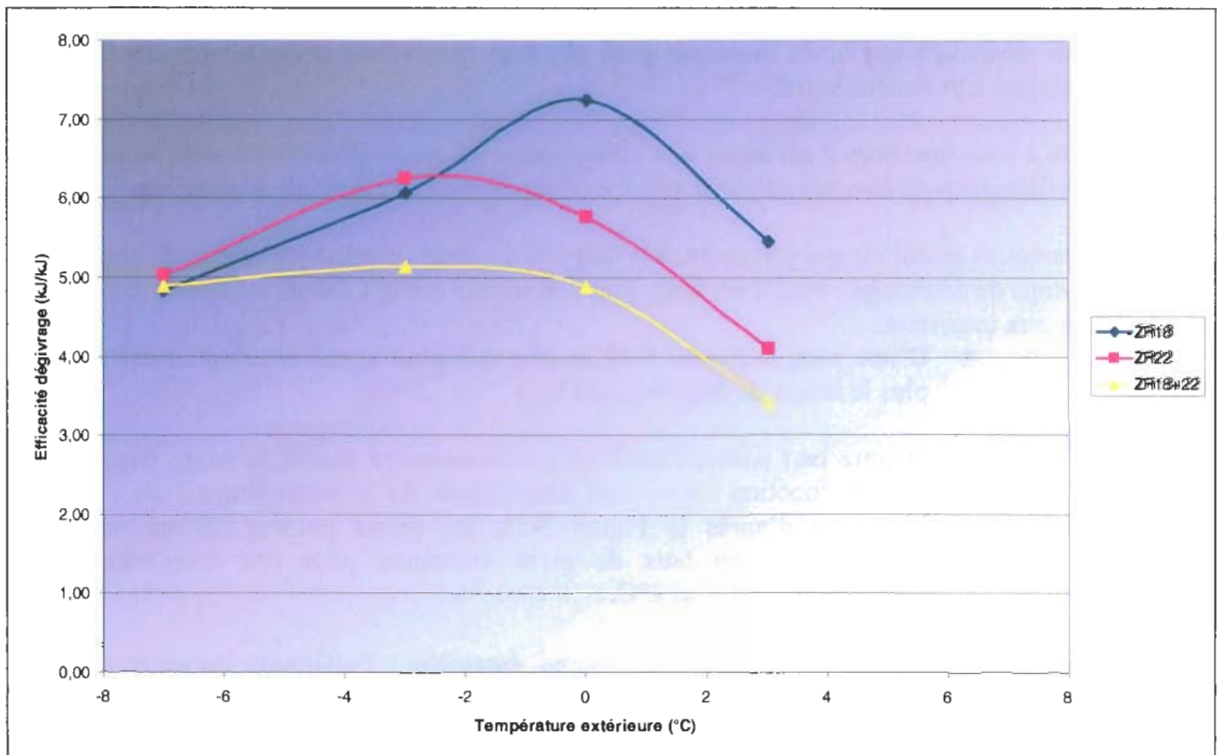


Figure 3-13 : COP moyens de dégivrage en fonction de la température extérieure et du mode de fonctionnement

Sur la Figure 3-13, on a considéré que le système en mode dégivrage, fonctionnait en mode rafraîchissement. C'est-à-dire que l'efficacité de dégivrage correspond à l'EER moyen du système pendant la phase de dégivrage.

A partir de -2°C de température d'air, le cycle équipé du compresseur le plus petit devient beaucoup plus efficace que celui équipé des niveaux de puissance supérieure. Ceci étant essentiellement dû au surdimensionnement des échangeurs avec le petit étage de puissance.

Parallèlement à cette remarque, les temps de dégivrage associés sont très proches les uns des autres quel que soit l'étage de puissance utilisé.

En conclusion, L'efficacité du cycle pendant la phase de dégivrage pondéré par le temps de dégivrage constitue les éléments de base d'une gestion optimisée des cycles.

L'association de ces deux paramètres permet de déterminer le mode de fonctionnement le plus intéressant, et permet de généraliser à d'autres systèmes multi étagés.

3.3.4 Influence du débit d'eau sur les performances du système

Pour cette analyse, les points d'essais suivant ont été réalisés :

- Une première série d'essais à puissance partielle (ZR18 seul), à une température d'air de -7°C .
- Une seconde série d'essais à puissance partielle (ZR22 seul), à une température d'air de -7°C .
- Enfin, une série d'essais à -3°C à pleine puissance (ZR18+22).

Pour chaque série d'essais, on fait varier le débit d'eau de 500 l/h à 2000 l/h. Sachant que le débit nominal sur la PAC de référence est de 1368 kg/h. L'écart de température entrée/sortie d'eau décroît de façon logarithmique avec l'augmentation du débit d'eau (cf. Figure 3-14).

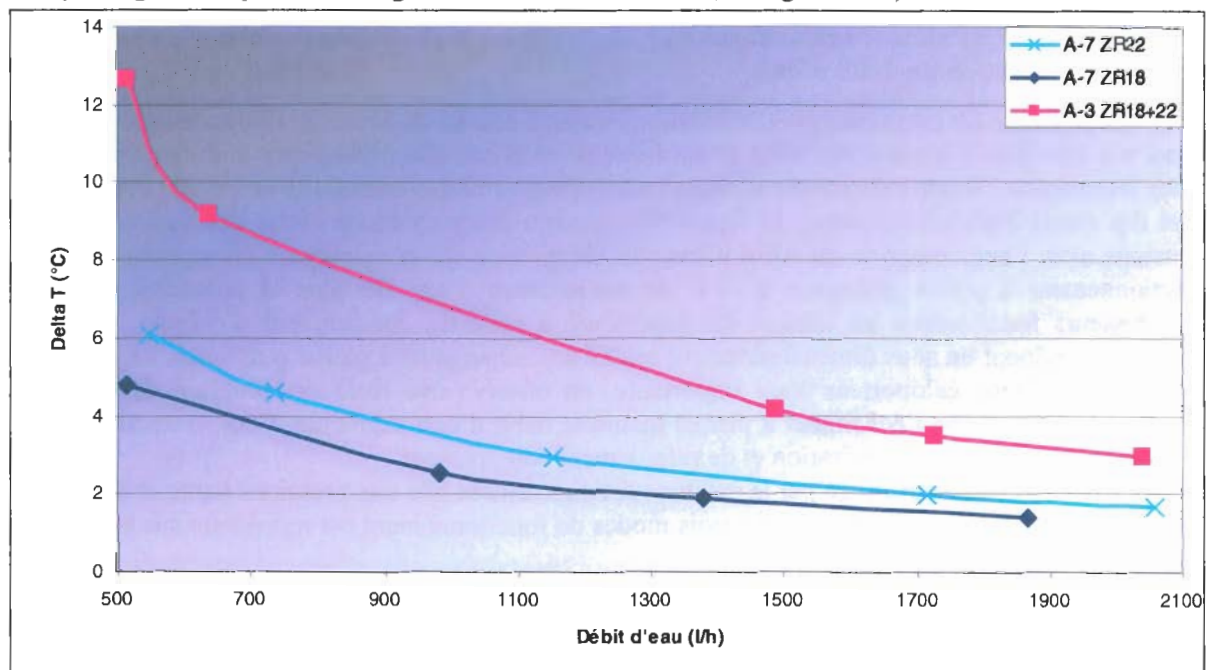


Figure 3-14 : Delta T entrée/sortie d'eau en fonction du débit pour les trois séries de mesures

Les variations de débits du fluide caloporteur ont souvent été sujettes à discussion pour l'amélioration du coefficient de performance. Les études des systèmes à air VEV dans le premier chapitre ont montré l'intérêt des variations de débit d'air.

Dans le cas des systèmes à eau, la question de l'utilisation d'une pompe de circulation à débit variable peut être posée.

Les figures 3-15 à 3-18 donnent l'évolution de la haute pression, de la basse pression, des puissances calorifique et absorbée en fonction du débit d'eau. Enfin l'impact de l'évolution de ces grandeurs sur les performances de la PAC.

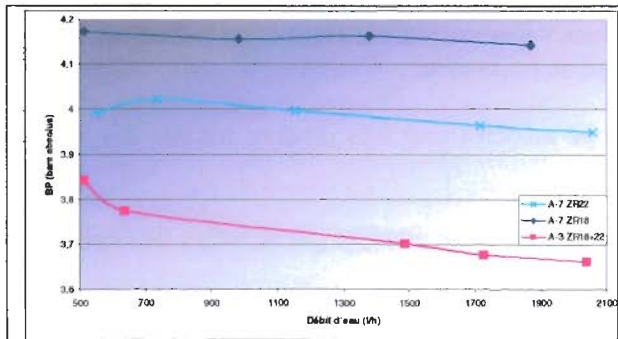


Figure 3-15 : Basse pression en fonction du débit d'eau

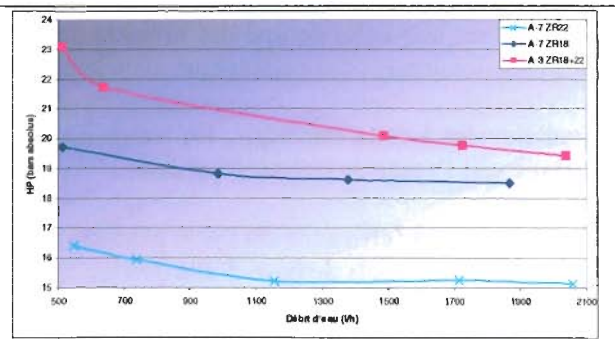


Figure 3-16 : Haute pression en fonction du débit d'eau

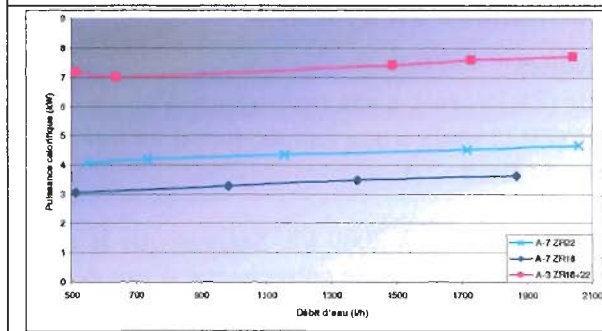


Figure 3-17 : Puissance calorifique en fonction du débit d'eau

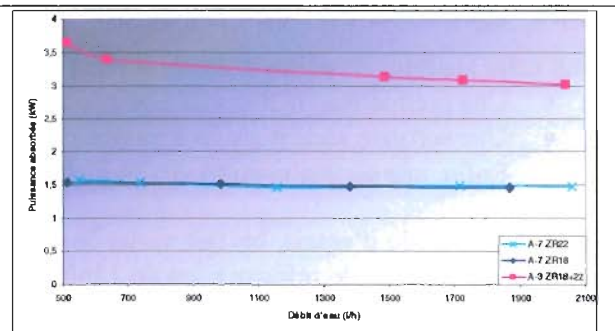


Figure 3-18 : Puissance absorbée en fonction du débit d'eau

En ce qui concerne les pressions, pour le fonctionnement à puissance partielle, l'augmentation du débit d'eau n'a que peu d'impact. En effet le surdimensionnement des échangeurs entraîne un échange fluide frigorigène / fluide caloporteur maximal, ceci même pour des débits de l'ordre 500 l/h.

Lors des essais à pleine puissance, la figure 3-16 montre une importante chute des basses et hautes pressions avec l'augmentation du débit d'eau : le chargement de la machine a été optimisé pour un fonctionnement à pleine puissance à -7°C de température d'air. De plus la puissance des deux compresseurs fonctionnant en tandem est supérieure à celle du compresseur d'origine. Ces deux éléments entraînent un sous dimensionnement relatif des échangeurs à pleine puissance. La puissance à délivrer au fluide caloporteur étant importante, on observe une forte amélioration de l'échange thermique au niveau de l'échangeur à plaque quand le débit d'eau augmente. Ceci se traduit par une diminution des pressions d'aspiration et de refoulement compresseur.

La puissance électrique absorbée par la machine est directement liée aux pressions haute et basse.

Finalement, le COP de la PAC pour les trois modes de fonctionnement est représenté sur la figure 3-19.

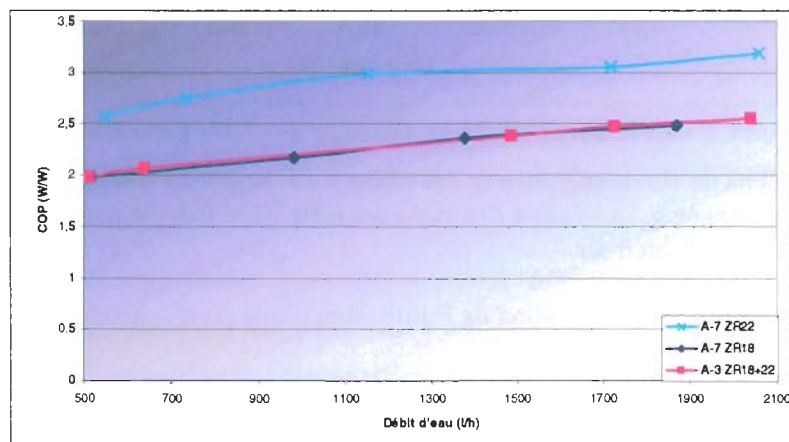


Figure 3-19 : COP en fonction du débit d'eau

Globalement, plus le débit d'eau augmente plus le coefficient de performance du système augmente. Sur la plage de variation de débit que peut fournir la pompe, les essais n'ont pas permis de trouver le débit maximal à partir duquel le COP se stabilise.

De plus la consommation de la pompe de circulation n'est pas prise en compte dans les calculs de performances. En tenant compte de cette consommation, le graphique qui donne le COP en fonction du débit d'eau passerait par un maximum (non déterminé).

Pour la suite des essais et afin de pouvoir être comparés à la PAC de référence mono compresseur, le débit sera pris constant et conforme au point d'essai normalisé (1368 l/h). C'est-à-dire que la différence entrée/sortie d'eau sera égale à 5°C pour le point à -7°C pour un fonctionnement à pleine puissance.

3.3.5 Description des points d'essai

L'objectif de cette section est d'une part de comparer la machine à puissance variable avec la machine de référence, et d'autre part de la caractériser complètement.

En effet, afin de réaliser des simulations saisonnières, pour des bâtiments types et des climats de référence, il est nécessaire de connaître les performances du système pour toutes les températures d'air et pour les trois modes de fonctionnement (ZR18 seul, ZR22 seul, ZR18+ZR22 en tandem).

D'autre part la mise au point d'une régulation afin d'améliorer les performances du système est aussi un enjeu majeur du travail réalisé. Les modes de régulation pouvant être utilisés sont par exemple une température de consigne fixée ou une régulation sur loi d'eau.

Le chapitre précédent a montré que la régulation sur loi d'eau augmentait le temps d'arrêt de la machine, d'où une augmentation de sa consommation de veille.

Afin de comparer et de chiffrer l'impact de ces régulations sur les performances saisonnières du système, il est apparu nécessaire de tester la machine pour plusieurs températures de sortie d'eau et pour chaque mode de fonctionnement.

108 points d'essai ont été réalisés comme décrit dans le Tableau 3-2 :

Tableau 3-2 : Point d'essais réalisés sur la PAC bi compresseurs

Conditions sur l'air	Conditions sur l'eau	Mode de fonctionnement
T° air bulbe sec en °C : {-7 ; -3 ; 0 ; 3 ; 7 ; 12}	T° sortie eau en °C : {24 ; 26 ; 28 ; 30 ; 32 ; 35}	ZR18 seul ; ZR22 seul ; ZR18+22 en tandem

Les résultats d'essais sont présentés dans les sections suivantes et sont classés selon le mode de fonctionnement de la machine.

3.3.6 Résultats d'essais à pleine puissance et à puissance partielle

Les essais ont dans un premier temps été réalisés à pleine puissance, c'est-à-dire avec les deux compresseurs en fonctionnement tandem. Les températures d'air extérieur et de sortie d'eau sont les variables, tel qu'il est décrit dans la section 3.3.5.

Ensuite, pour chaque condition climatique, les performances en fonctionnement sur chacun des deux autres étages ont été mesurées.

Les tableaux contenant les résultats d'essais sont présentés en annexe 8. L'efficacité de la PAC est donnée en mode chauffage sans prise en compte du dégivrage, et avec prise en compte du dégivrage en tenant compte de la logique de dégivrage décrite dans la section précédente.

L'analyse et la comparaison des performances du système par rapport au système de référence sera effectuée à la section 3.4 et plus détaillée dans le chapitre 4.

3.3.7 Modèles par régressions pour l'optimisation saisonnière

Les résultats d'essais étant ainsi proposés, permettent de caractériser l'ensemble des modes de fonctionnement dans la plage [-7°C ; 12°C] pour les températures d'air et [24°C ; 35°C] pour la température de sortie d'eau.

Le chapitre quatre de la thèse a pour objectif de mettre en place une régulation optimisée de la PAC bi compresseurs réalisée.

Afin de préparer cette optimisation, il apparaît nécessaire de développer à ce stade de l'étude, des modèles par régression décrivant le fonctionnement de la machine.

Les régressions développées par la suite, doivent donner la puissance calorifique délivrée par la PAC à la boucle d'eau ainsi que la puissance absorbée en fonction de la température d'air, de la température de retour d'eau et du mode de fonctionnement. Ce qui fait un total de six relations.

Le modèle intègre les pertes par dégivrage avec la gestion décrite dans la section 3.3.3.

Le logiciel TableCurve3D a permis de trouver la valeur optimale des paramètres. Les corrélations proposées sont les suivantes :

3.3.7.1 Régression pour un fonctionnement à pleine Puissance (ZR18+22)

- Pour la puissance délivrée :

$$P_{calo_ZR18+22}(T_{ee}, T_{air}) = 865628 + 0,0299T_{ee} + 12547T_{air} - 681807T_{air}^2 + 0,16461T_{air}^3 - 0,000149T_{air}^4 \quad (34)$$

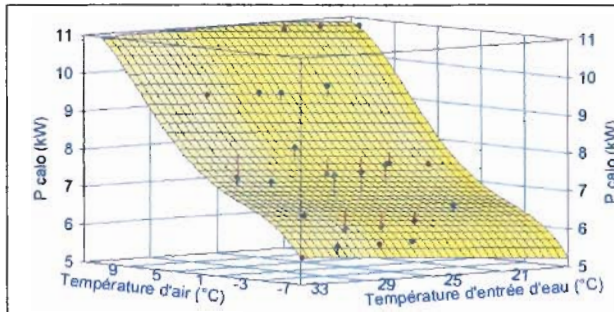
avec $R^2=0,9588$.

- Pour la puissance électrique absorbée :

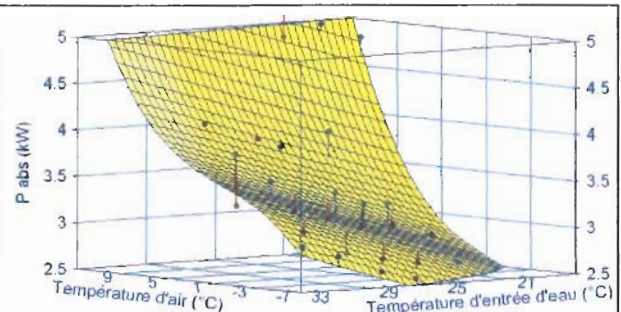
$$W_{abs_ZR18+22}(T_{ee}, T_{air}) = -15936,5 + 0,0639.T_{ee} + 174,784.T_{air} - 0,639834.T_{air}^2 + 0,000781.T_{air}^3 \quad (35)$$

avec $R^2=0,9259$.

Les corrélations définies ainsi que les points d'essai correspondants sont représentés sur les figures 3-20 et 3-21.



Figures 3-20 : Puissance calorifique en fonction de la température d'air et de retour d'eau pour un fonctionnement à pleine puissance



Figures 3-21 : Puissance absorbée en fonction de la température d'air et de retour d'eau pour un fonctionnement à pleine puissance

3.3.7.2 Régression pour un fonctionnement à puissance partielle (ZR18)

- Pour la puissance délivrée :

$$P_{calo_ZR18}(T_{ee}, T_{air}) = 15498 - 0,0304.T_{ee} - 167,867.T_{air} + 0,60587.T_{air}^2 - 0,000728.T_{air}^3 \quad (36)$$

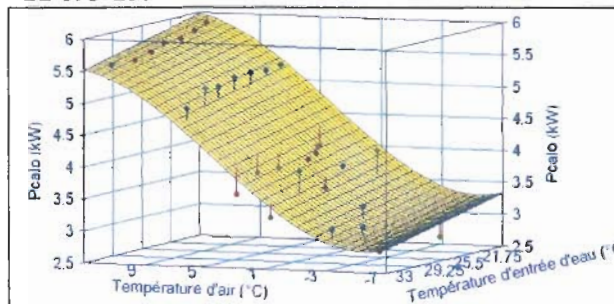
avec $R^2=0,9677$.

- Pour la puissance électrique absorbée :

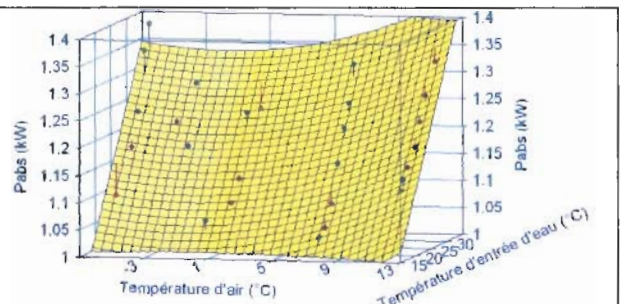
$$W_{abs_ZR18}(T_{ee}, T_{air}) = 78,4048 + 0,0213.T_{ee} - 0,784084.T_{air} + 0,002372.T_{air}^2 + 2,28.10^{-6}.T_{air}^3 \quad (37)$$

avec $R^2=0,9296$.

Les corrélations définies ainsi que les points d'essai correspondants sont représentés sur les figures 3-22 et 3-23.



Figures 3-22 : Puissance calorifique en fonction de la température d'air et de retour d'eau pour un fonctionnement sur le ZR18



Figures 3-23 : Puissance absorbée en fonction de la température d'air et de retour d'eau pour un fonctionnement sur le ZR18

3.3.7.3 Régression pour un fonctionnement à puissance partielle (ZR22)

- Pour la puissance délivrée :

$$P_{calo_ZR22}(T_{ee}, T_{air}) = 1110,9 - 0,0273.T_{ee} - 11,8528.T_{air} + 0,0421.T_{air}^2 - 0,0000491.T_{air}^3 \quad (38)$$

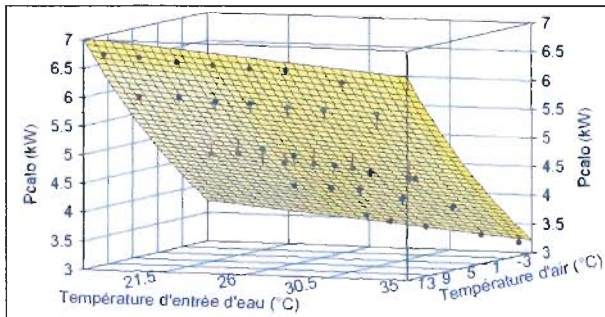
avec $R^2=0,9816$.

- Pour la puissance électrique absorbée :

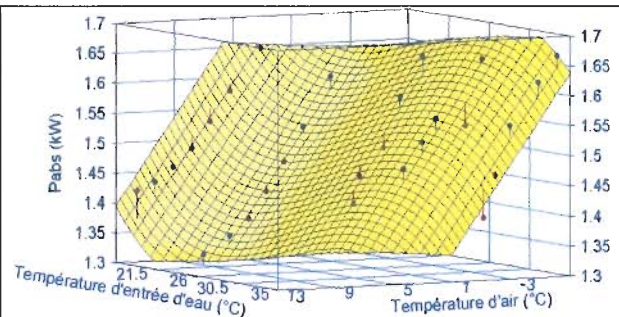
$$W_{abs_ZR22}(T_{ee}, T_{air}) = -3526,19 + 0,0255.T_{ee} + 38,3113.T_{air} - 0,138968.T_{air}^2 + 1,68.10^{-4}.T_{air}^3 \quad (39)$$

avec $R^2=0,9570$.

Les corrélations définies ainsi que les points d'essai correspondants sont représentés sur les figures 3-24 et 3-25.



Figures 3-24 : Puissance calorifique en fonction de la température d'air et de retour d'eau pour un fonctionnement sur le ZR22



Figures 3-25 : Puissance absorbée en fonction de la température d'air et de retour d'eau pour un fonctionnement sur le ZR22

Les régressions ainsi déterminées seront utilisées dans le chapitre quatre de la thèse pour le calcul des performances saisonnières.

Pour toutes les équations, les températures d'entrée d'air et d'eau sont exprimées en Kelvin. Les puissances calculées, sont exprimées en kW.

L'observation des figures 3-22 à 3-25 indique une différence importante lors du fonctionnement de la PAC aux deux premiers étages de puissance :

- Lors du fonctionnement avec le ZR18 seul, la représentation de la puissance absorbée est assez « plane » (figure 3-23). Concernant la puissance calorifique, pour ce mode de fonctionnement, la courbure due aux pertes par dégivrage (qui implique des régressions du troisième degré) est nettement visible. La forme de ces courbes correspond à celle obtenue avec la PAC de référence.
- Inversement, lors du fonctionnement avec le ZR22 seul, la représentation de la puissance calorifique est « plane », alors que la puissance électrique est courbe. Tout se passe comme si le dégivrage modifiait la consommation moyenne du compresseur pendant un cycle.

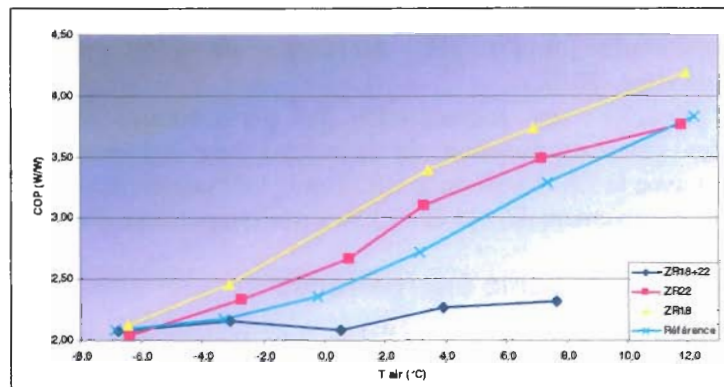
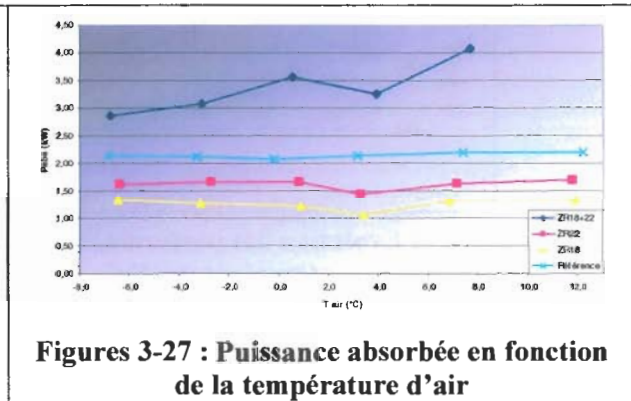
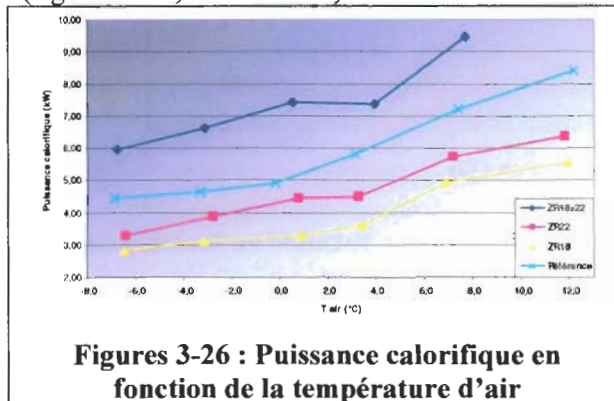
Les performances en régime permanent du prototype étant caractérisées, il est possible de les comparer à celles obtenues sur la PAC de référence.

3.4 COMPARAISON A LA PAC DE REFERENCE

3.4.1 Quantification des gains/pertes énergétiques en régime permanent

Des exemples de performances de la machine prototype sont comparés aux performances de la PAC air eau mono compresseur de référence.

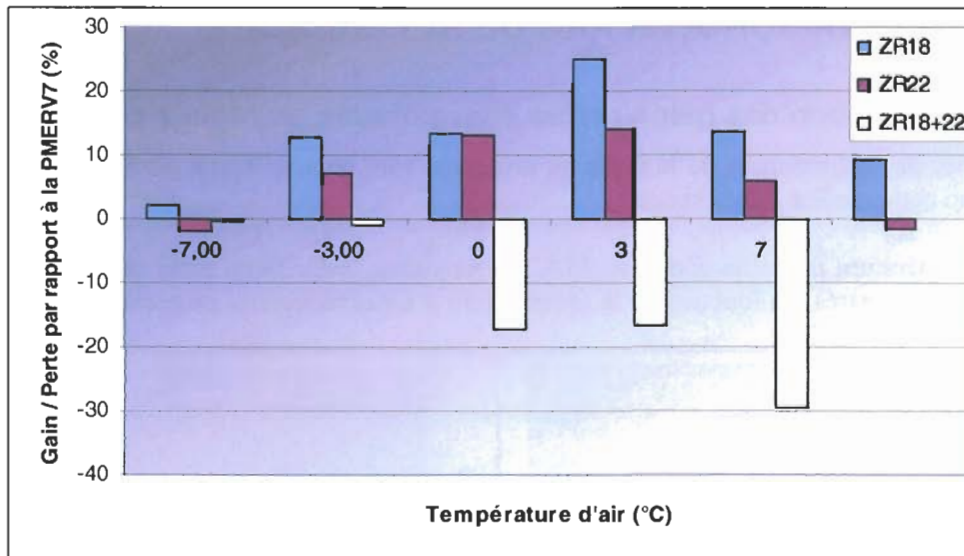
Pour une température de sortie d'eau de 35°C, la puissance calorifique ainsi que le COP des deux systèmes sont comparés, en fonction de la température d'air extérieure et du mode de fonctionnement (figures 3-26, 3-27 et 3-28).



Pour toutes les grandeurs représentées sur les graphiques et quelle que soit la température d'air, la PAC de référence se situe entre la PAC bi compresseurs fonctionnant à pleine puissance et la même PAC fonctionnant à puissance partielle.

De plus les trois niveaux de puissance délivrés par la PAC à puissance variable sont bien distincts. A pleine puissance, le COP est inférieur ou égal à celui de la PAC de référence, mais en contrepartie la puissance calorifique est supérieure. Ceci sera abordé dans la section 3.4.2.3 sur la problématique de l'appoint électrique.

En régime permanent, sans régulation particulière, les gains et pertes sur les COP en fonction du mode de fonctionnement et de la température extérieure sont présentés en % de la PAC de référence sur la figure 3-29 :



Figures 3-29 : Evolution des performances de la PAC à puissance variable en fonction de la température d'air et du mode de fonctionnement

En régime permanent, l'évolution des performances peut être analysée en fonction du niveau de puissance :

- **A pleine puissance** : l'optimisation de la charge en fluide R407C à -7°C ainsi que la gestion du dégivrage permet d'obtenir des performances quasi identiques à celles de la PAC d'origine pour des températures jusqu'à -3°C. Au dessus de -3°C, on observe une chute des performances de -16 à -28 %.
- **A puissance partielle** : une augmentation des performances de 3 à 25 % est réalisée. L'évolution des gains en fonction de la température extérieure, que se soit pour un fonctionnement avec le ZR18 seul ou le ZR22 seul, suit une évolution parabolique passant par un maximum respectivement de +14 et +25 % à une température d'air de 3°C.

3.4.2 Nature des pertes et gains énergétiques

Les performances de la PAC à puissance variable sont maintenant complètement connues. La comparaison des performances par rapport à la PAC de référence révèle des différences de rendement.

Quatre sources d'amélioration ou de dégradation du COP de référence par rapport au COP bi compresseurs ont pu être identifiées.

Les origines des pertes / gains peuvent être :

- Le rendement des compresseurs ;
- le dégivrage ;
- l'appoint électrique ;
- les échangeurs.

Il est maintenant nécessaire de connaître la part de chacun de ces trois paramètres dans le calcul des performances de la PAC prototype.

3.4.2.1 Le rendement des compresseurs

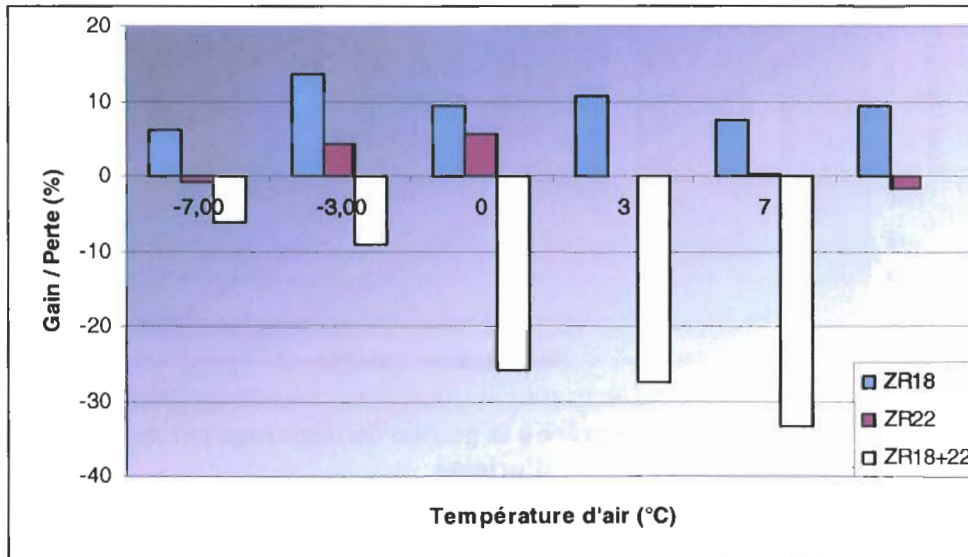
Les différents rendements des compresseurs équipant la PAC prototype par rapport au compresseur équipant la PAC de référence ont été étudiés dans le premier chapitre.

La différence de rendement est faible puisqu'elle ne provient que du rendement du moteur électrique, de l'ordre de 1%.

Cette perte de 1% est largement dépassée par les trois autres phénomènes étudiés par la suite.

3.4.2.2 Le dimensionnement des échangeurs

La figure 3-30 présente l'évolution du coefficient de performance de la PAC bi compresseurs (en fonction de la température d'air extérieure, pour une température de sortie d'eau de 35°, en fonction du mode de fonctionnement), par rapport aux performances de la PAC de référence.



Figures 3-30 : Améliorations ou pertes dues au dimensionnement des échangeurs

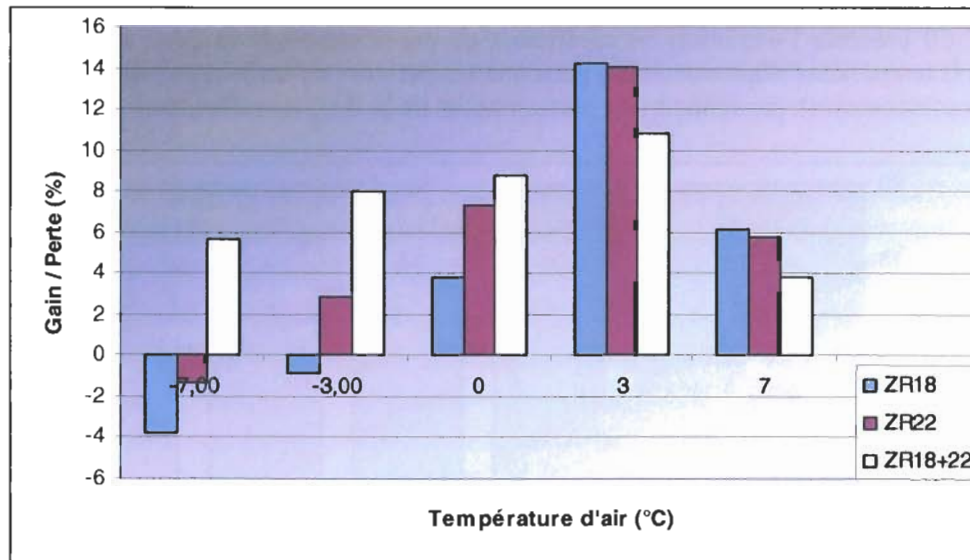
Les pertes/gains dus aux échangeurs sont obtenues en comparant les performances de la PAC bi compresseurs, à celles obtenues avec la PAC de référence, pendant les périodes de chauffage. C'est-à-dire, que les pertes dues aux cycles de dégivrage ne sont pas prises en compte.

Selon le mode de fonctionnement, deux phénomènes sont remarquables :

- **A pleine puissance**, les échangeurs sont relativement sous dimensionnés. La chute du coefficient de performance augmente linéairement avec la température d'air. En effet, l'énergie à transmettre par la PAC à la boucle d'eau est de plus en plus importante avec la température d'air ; en même temps, à débit d'eau fixé, l'échangeur à plaque se retrouve, de manière croissante, dans l'incapacité d'évacuer la quantité de chaleur vers la boucle d'eau du plancher. Ceci entraîne une chute de performance de -5 % à -33 % respectivement de -7°C à 7°C de température extérieure.
- **A puissance partielle (ZR22 seul)**, une amélioration d'environ 5% est observée dans la plage de température [-3°C ; 0°C].
- **A puissance partielle (ZR18 seul)**, une amélioration de 6 % à 14 % est observée. La bouteille de liquide est vide et l'échangeur à plaque est relativement surdimensionné.

3.4.2.3 Le dégivrage

La figure 3-31 présente l'évolution du coefficient de performance de la PAC bi compresseurs associée à la logique de dégivrage présentée à la section 3.3.3 (en fonction de la température d'air extérieure, pour une température de sortie d'eau de 35°C, en fonction du mode de fonctionnement), par rapport aux performances de la même PAC prototype associée à une logique de dégivrage virtuelle effectuée par un compresseur ZR34 équipant la PAC de référence.



Figures 3-31 : Amélioration obtenue grâce à la gestion du dégivrage par rapport à la gestion d'origine

Les pertes/gains dus au dégivrage sont obtenus en ôtant les gains/pertes dus au dimensionnement des échangeurs, aux gains/pertes totaux de la PAC prototype par rapport à la PAC de référence.

- **A pleine puissance**, un gain compris entre 5 % et 8,5 % est observé pour le dégivrage par inversion de cycle ; et un gain de 11 % et 4 % respectivement pour les températures d'air de 3°C et 7°C pour un mode de dégivrage par ventilation.
- **A puissance partielle**, un gain compris entre 4 % et 14 % est observé pour des températures d'air de 0°C à 7°C. Une perte de 4 % par rapport à la machine de référence est observée pour une température d'air de -7°C.

3.4.2.4 La problématique de l'appoint électrique

La question de l'appoint électrique représente un enjeu majeur pour les performances saisonnières d'un système thermodynamique.

En effet l'appoint électrique vise à compenser la puissance calorifique délivrée par le système de chauffage de la maison, afin de fournir l'énergie nécessaire capable de maintenir une température de consigne. Cependant l'appoint électrique peut être modélisé par une résistance pure ayant un rendement proche de l'unité.

Deux cas :

- La PAC est dimensionnée pour répondre au besoin thermique du bâtiment à la température de base. Dans ce cas, il n'y a pas d'appoint. Ceci entraîne évidemment un surcoût d'investissement.
- Conformément à la plupart des recommandations [COS00], et ce pour réduire le coût d'investissement, la PAC est dimensionnée pour répondre à 80 % des besoins à la température de base. L'utilisation d'un appoint électrique devient alors obligatoire. D'un point de vue purement énergétique, ceci fait chuter considérablement le coefficient de performance pour des températures comprise en -7°C et -3°C.

Sur une PAC équipée de trois niveaux de puissances, le dimensionnement pour la température la plus faible permet des gains substantiels par rapport à la sélection avec appoint.

Afin d'illustrer, ceci, reprenons l'exemple du chapitre 1 de la thèse : le besoin en chauffage d'une maison individuelle en régime permanent est proportionnel à l'écart de température intérieure/extérieure. Pour une température de chauffe de 20°C, ceci qui peut se traduire par la relation suivante : $Besoin = GV (20 - T_{extérieure})$. (40)

Pour une maison de 140m², ayant un coefficient de déperdition GV de 220 W/K, la courbe des besoins en fonction de la température extérieure est présentée sur la figure 3-32.

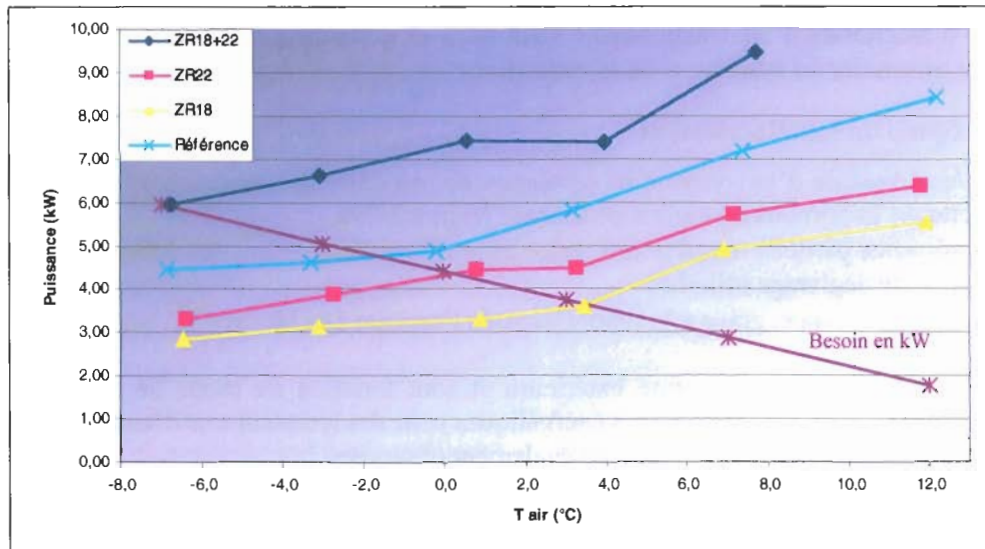


Figure 3-32 : Besoin et puissance calorifique en fonction de la température extérieure pour une température de sortie d'eau de 35°C

La PAC de référence est dimensionnée pour répondre à 80 % des besoins à la température de base. Pour des températures d'air inférieures à -2°C, la PAC de référence est incapable de fournir la puissance nécessaire. Les 20 % restant sont fournis par un appoint de rendement inférieur à un.

Après les transformations effectuées, la PAC prototype est capable de répondre à 100 % des besoins. Ainsi il est possible de comparer le gain à pleine puissance obtenu sur la PAC bi compresseurs par rapport à la PAC mono compresseur.

L'évolution du gain en pourcent est représentée sur la figure 3-33 en fonction de la température extérieure. Le COP de la machine mono compresseur est recalculé en ajoutant la puissance nécessaire pour répondre au besoin du bâtiment. Le rendement de l'appoint est supposé égal à 1. La puissance absorbée par le compresseur est donc ajoutée à la puissance électrique absorbée par l'appoint. Les pertes par dégivrage ainsi que les pertes par sous dimensionnement des échangeurs sur la PAC bi compresseurs ne sont pas prises en compte afin d'isoler l'impact énergétique dû à l'appoint.

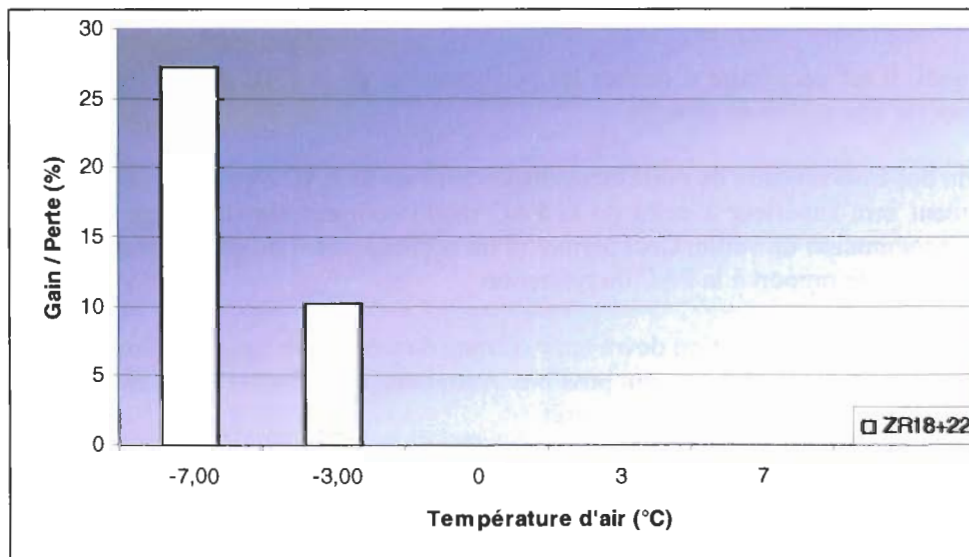


Figure 3-33 : Impact de l'appoint électrique sur le rendement du système en fonction de la température extérieure

Sur la PAC bi compresseurs, le gain énergétique obtenu en supprimant l'appoint électrique, est de 27% à -7°C et de 10% à -3°C.

3.4.3 Les voies d'amélioration pour l'optimisation saisonnière du système bi compresseurs

Trois voies d'amélioration sont maintenant identifiées et permettront d'améliorer le coefficient de performance saisonnier du système et de le quantifier :

3.4.3.1 Le régime de fonctionnement

La PAC air/eau équipée d'un système bi compresseurs présente des rendements qui permettent des gains énergétiques importants en régime permanent (figure 3-29).

- A puissance partielle tout d'abord, grâce au surdimensionnement des échangeurs ainsi qu'à la logique de dégivrage utilisée ;
- A pleine puissance, grâce à la suppression de l'appoint électrique.

Ces gains varient avec la température extérieure et sont fonction du mode de fonctionnement du système bi compresseurs. De fortes pertes énergétiques pour des températures d'air élevées dans le cas d'un fonctionnement à pleine puissance sont également observées.

Les essais en régime permanent ne permettent pas d'optimiser un tel système mais d'avoir une approche qualitative et quantitative des gains énergétiques potentiels.

La mise en place de la gestion du dégivrage, la problématique de l'appoint électrique et le dimensionnement des échangeurs constituent maintenant des gains ou pertes intrinsèque au système en fonctionnement stabilisé.

L'étude de la régulation de la PAC bi compresseurs, va permettre de créer une logique visant à préconiser tel ou tel mode de fonctionnement en fonction des conditions climatiques. La problématique consiste à faire fonctionner le niveau de puissance adéquat afin d'optimiser à chaque instant le régime le plus efficace énergétiquement, tout en étant capable de répondre aux besoins thermiques.

3.4.3.2 Le temps de fonctionnement

Au chapitre 2, il a été mis en évidence que les pertes à charge partielle dues à la consommation de veille des systèmes thermodynamiques entraînaient des pertes importantes sur le coefficient de performance de ces derniers.

C'est pourquoi, il est nécessaire d'étudier les performances de la PAC de référence et de la PAC bi compresseurs sur une saison de chauffe.

Compte tenu des trois niveaux de puissances disponibles sur la PAC à puissance variable, le temps de fonctionnement sera supérieur à celui de la PAC mono compresseur, à charge partielle. D'où une baisse de consommation de veille. Ceci permettra un accroissement du gain énergétique saisonnier de la PAC prototype par rapport à la PAC de référence.

Finalement, l'étude de la régulation devra tenir compte du paramètre temps de fonctionnement afin de faire fonctionner la PAC le plus souvent possible. Autrement dit, à inertie constante, il sera nécessaire, de minimiser le nombre de cycles marche/arrêt.

3.4.3.3 La problématique de la régulation sur loi d'eau

Dans le cas d'une régulation sur loi d'eau, la puissance délivrée par la machine à charge partielle devient supérieure à celle délivrée dans le cas d'une régulation à une température de consigne fixée (par exemple 35°C).

Ceci entraîne une diminution du temps de marche, d'où un accroissement des pertes pendant les phases d'arrêt de la machine.

Les simulations effectuées dans le chapitre suivant permettront de comparer les performances saisonnières du système bi compresseurs avec une régulation sur loi d'eau et celle du même système avec une température de consigne fixée.

Les gains relatifs en régime permanent présentés dans ce chapitre sont valides pour une température de sortie d'eau constante de 35°C. A charge, maintenant d'étudier puis de quantifier le gain relatif en fonction de la loi d'eau utilisée ou de la consigne.

3.4.3.4 Exemple illustratif

Si on laisse de coté les deux dernières voies d'amélioration, il est possible de connaître en régime permanent le gain énergétique total en fonction de la température extérieure dans l'exemple de fonctionnement suivant :

- Pour une température d'air inférieure à 0°C, la PAC prototype fonctionne à pleine puissance mais en cyclage.
- Pour une température comprise entre 0°C et 3°C, la PAC fonctionne au moyen du compresseur ZR22 seul.
- Pour une température supérieure à 3°C, la PAC fonctionne au moyen du compresseur ZR18 seul.

En fonction de la température extérieure et pour une température de sortie d'eau de 35°C, les puissances calorifiques sont représentées sur la figure 3-34. Le gain en fonction de la température extérieure par rapport au système de référence est représenté sur la figure 3-35. Ce gain total tient compte, du gain échangeur, du gain dégivrage et du gain appoint électrique. Il ne prend pas en compte les pertes de mise en veille ainsi que l'utilisation d'une loi d'eau.

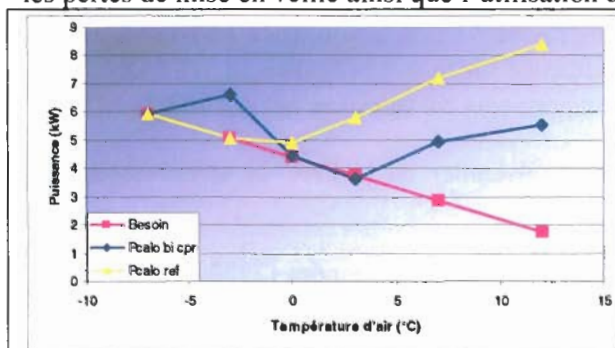


Figure 3-34 : Puissance calorifique délivrée par les deux systèmes et besoin énergétique du bâtiment

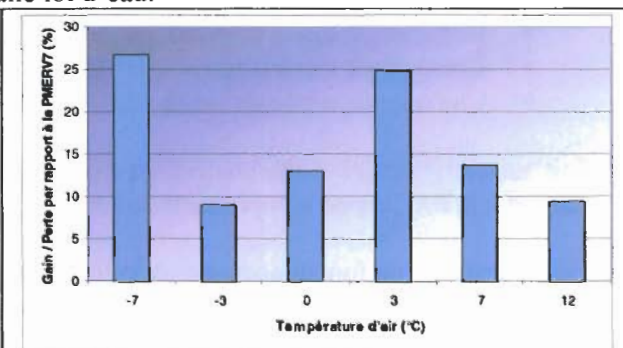


Figure 3-35 : gain énergétique en % pour la régulation proposée en fonction de la température extérieure

La figure 3-34 montre que la puissance délivrée par la PAC à puissance variable s'adapte au besoin énergétique du bâtiment pour des températures extérieures de -7°C à 3°C.

Avec les différents modes de fonctionnements proposés le gain de la PAC à puissance variable par rapport à la PAC de référence est compris entre 8 et 26 %.

Il est intéressant d'évaluer le gain moyen sur la saison de chauffe du système à puissance variable par rapport au système d'origine. Pour se faire, il est nécessaire de pondérer les rendements de chaque système par l'occurrence des températures extérieures.

Prenons par exemple la ville de Trappes. Les températures moyennées sur 10 ans, se répartissent comme indiqué sur la figure 3-36.

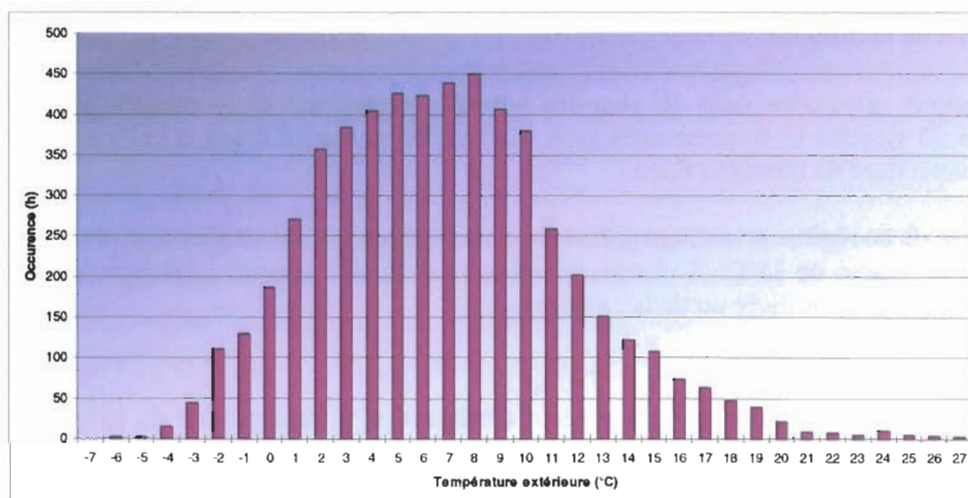


Figure 3-36 : Occurrence des températures extérieure pour la ville de Trappes

L'occurrence des températures ainsi établie, il est possible de déterminer, degré par degré le besoin énergétique total en fonction de la température extérieure pour une température d'air ambiant de 20°C.

L'énergie totale sur la saison de chauffe, fournie par les deux systèmes (de référence et bi compresseurs) est identique. En revanche, l'énergie totale absorbée varie de l'un à l'autre. La température maximale d'air extérieur d'arrêt de chauffe sera fixée à 15°C

D'après le bilan énergétique effectué, avec comme hypothèse, que les performances en régime stationnaire sont égales à celles obtenues à charges partielles, on trouve :

- Une énergie totale délivrée par la PAC de référence sur la saison égale à 57 193 MJ.
- Une énergie totale délivrée par la PAC bi compresseurs sur la saison égale à 57 193 MJ.
- Une énergie totale absorbée par la PAC de référence sur la saison égale à 18 518 MJ.
- Une énergie totale absorbés par la PAC bi compresseurs sur la saison égale à 16 075 MJ.

Soit une augmentation du coefficient de performance saisonnier de la PAC bi compresseurs par rapport à la PAC mono compresseur de 15,2 %.

Enfin, le temps de fonctionnement total sur la saison est de 8 829 463 secondes (2500 h) pour la PAC de référence, alors qu'il est de 11 930 545 secondes (3333 h) pour la PAC prototype. Soit une augmentation du temps de fonctionnement de 35,1 %. Or les deux systèmes consomment environ 50W lorsqu'ils sont en veille. L'augmentation du temps de marche va entraîner la réduction des périodes de veille de la PAC prototype. Ceci va se traduire par un accroissement de l'écart entre les deux COP saisonniers de 0,6 %, au bénéfice de la PAC à puissance variable.

Soit un gain total de 15,8 % pour la PAC à puissance variable.

3.5 CONCLUSIONS

Ce chapitre a démontré la faisabilité de l'adaptation de la puissance variable sur un système classique air/eau mono compresseur.

Les principaux résultats sont:

- Les différents organes à changer ainsi que les précautions à prendre ont été démontrées.
- L'impact de la charge en fluide frigorigène sur les performances du système a été étudié.
- Une gestion améliorée des cycles de dégivrage a été développée et appliqué à la PAC bi compresseurs.
- Les essais à pleine puissance et puissance partielles sur la PAC bi compresseurs ont permis de développer des modèles externes caractérisant la PAC pour tout ses modes de fonctionnement.
- Les performances du système fabriqué ont été comparées au système air/eau de référence mono compresseur. Les pertes et les gains entre les deux systèmes ont été identifiés puis quantifiés.
- Un exemple de calcul de COP saisonnier a été réalisé pour une régulation particulière, a montré une augmentation des performances de 15,8 %.
- Ce gain des performances saisonnières peut être amélioré grâce au trois voies d'améliorations proposées dans ce chapitre. Ainsi, le chapitre quatre de la thèse permettra d'explorer les différentes régulations disponibles, d'identifier la plus pertinente et de quantifier les améliorations obtenues.

•

**CHAPITRE 4. MODELISATION ET
SIMULATION SAISONNIERE D'UNE
PAC AIR/EAU BI COMPRESSEURS**

SOMMAIRE DU CHAPITRE 4

4.1	OBJECTIFS	125
4.2	DESCRIPTION DU SYSTEME	126
4.3	MODELISATION DU BATIMENT	127
4.3.1	Le choix du modèle	127
4.3.2	Le modèle R3C2	127
4.3.2.1	Description qualitative des échanges thermiques	127
4.3.2.2	Les apports « gratuits »	128
4.3.2.3	Autres Flux	128
4.3.2.4	Description du modèle utilisé	129
4.3.2.5	Calcul de la température intérieure	129
4.3.2.6	L'algorithme de calcul	129
4.3.2.7	Le modèle Matlab/Simulink	130
4.3.3	Application à une maison individuelle	130
4.3.3.1	Description du bâtiment modélisé	130
4.3.3.2	Réponse du système à plusieurs sollicitations thermiques	131
4.3.3.3	Calcul du besoin énergétique de chauffage	133
4.4	MODELISATION DU PLANCHER CHAUFFANT	134
4.4.1	Description du plancher	134
4.4.2	Description qualitative des échanges thermiques	136
4.4.3	Description d'un premier modèle 1D	136
4.4.3.1	Modélisation de la boucle d'eau	137
4.4.3.2	Modélisation des échanges entre les couches du plancher	142
4.4.3.3	Couplage des deux modèles et calcul des sorties	145
4.4.4	Critiques du modèle plancher 1D	147
4.4.5	Description du modèle final	148
4.4.5.1	Modélisation de la boucle d'eau	148
4.4.5.2	Modélisation des échanges entre les couches du plancher	149
4.4.5.3	Couplage des deux modèles et calcul des sorties	149
4.4.6	Considérations sur le pas d'espace n	150
4.4.7	Eléments de validation	151
4.4.7.1	Validation à partir d'un code 3D	152
4.4.7.2	Validation avec le logiciel THERMETTE	155
4.4.8	Conclusion sur le modèle de plancher chauffant/rafraîchissant	157
4.5	MODELISATION DE LA PAC	158
4.6	LE COUPLAGE DES DIFFERENTS ELEMENTS DU SYSTEME	158
4.7	SIMULATIONS SUR TROIS ZONES CLIMATIQUES DE TROIS TECHNOLOGIES DE VARIATION DE PUISSANCE	160
4.7.1	Première simulation sur le système de référence	160
4.7.2	Performances saisonnières d'une installation réelle	162
4.7.2.1	Introduction de l'appoint électrique	162
4.7.2.2	Influence de la consommation de veille et du climat	162
4.7.3	Impact de la régulation sur les performances du système mono compresseur	163
4.7.3.1	Performance du système avec un thermostat d'ambiance	163
4.7.3.2	Comparaison consigne fixe / loi d'eau	165
4.7.4	Performances saisonnières d'un système bi compresseurs	167
4.7.4.1	Gestion d'ensemble de la PAC bi compresseurs	167
4.7.4.2	Résultat de simulations	171
4.7.4.3	Comparaison du système à puissance variable par rapport au système à puissance fixe	172
4.8	CONCLUSION	174

4.1 OBJECTIFS

Les chapitres précédents ont permis :

- De sélectionner les technologies de variation de puissance applicable aux systèmes air/eau pour le secteur résidentiel individuel neuf.
- De connaître le fonctionnement, puis les performances d'un système de référence mono compresseur à pleine charge et à charge partielle.
- La conception puis les essais d'une PAC prototype équipée d'un système bi compresseurs.

Les essais en régime permanent de la PAC bi compresseurs, ont mis en évidence des gains ou des pertes énergétiques par rapport au système de référence. Ces pertes ou gains ont été identifiés puis quantifiés. L'exemple formulé dans le chapitre 3, dans le cadre d'un premier calcul de COP saisonnier, montre une amélioration de l'ordre de 15,8 % par rapport à la PAC de référence.

L'étude a précisé le caractère important de la régulation du système afin d'obtenir une amélioration énergétique saisonnière. Ainsi des voies d'amélioration ont été proposées.

Il s'agit maintenant de calculer les rendements saisonniers du système bi compresseurs puis de mettre au point une logique de régulation associée à une amélioration des performances énergétiques saisonnières.

Ce chapitre présente le développement d'un outil de simulation qui permet ce calcul de COP saisonnier. Il est constitué de quatre grandes parties :

- La modélisation du bâtiment,
- La modélisation du plancher chauffant / rafraîchissant,
- La modélisation de la PAC,
- Les résultats de simulation sur une saison de chauffe.

Le logiciel tient compte de :

- la régulation de la pompe à chaleur et de son appoint électrique,
- la gestion de la détente et du débit de fluide frigorigène dans le circuit thermodynamique,
- la gestion des débits du circuit hydraulique et du ventilateur sur la batterie extérieure,
- et la gestion des cycles de givrage/dégivrage pour les basses températures extérieures.

Tous ces paramètres seront pris en compte sans l'étude numérique pour la mise au point d'une gestion d'ensemble du système thermodynamique et une optimisation de cette gestion afin d'obtenir une performance saisonnière maximale pour un niveau de confort donné.

Enfin ce chapitre permettra de mettre en évidence la pertinence d'une technologie thermodynamique air/eau de variation de puissance associée à une gestion d'ensemble optimisée. La pertinence énergétique d'un tel système comparativement à la « puissance fixe » sera évaluée.

4.2 DESCRIPTION DU SYSTEME

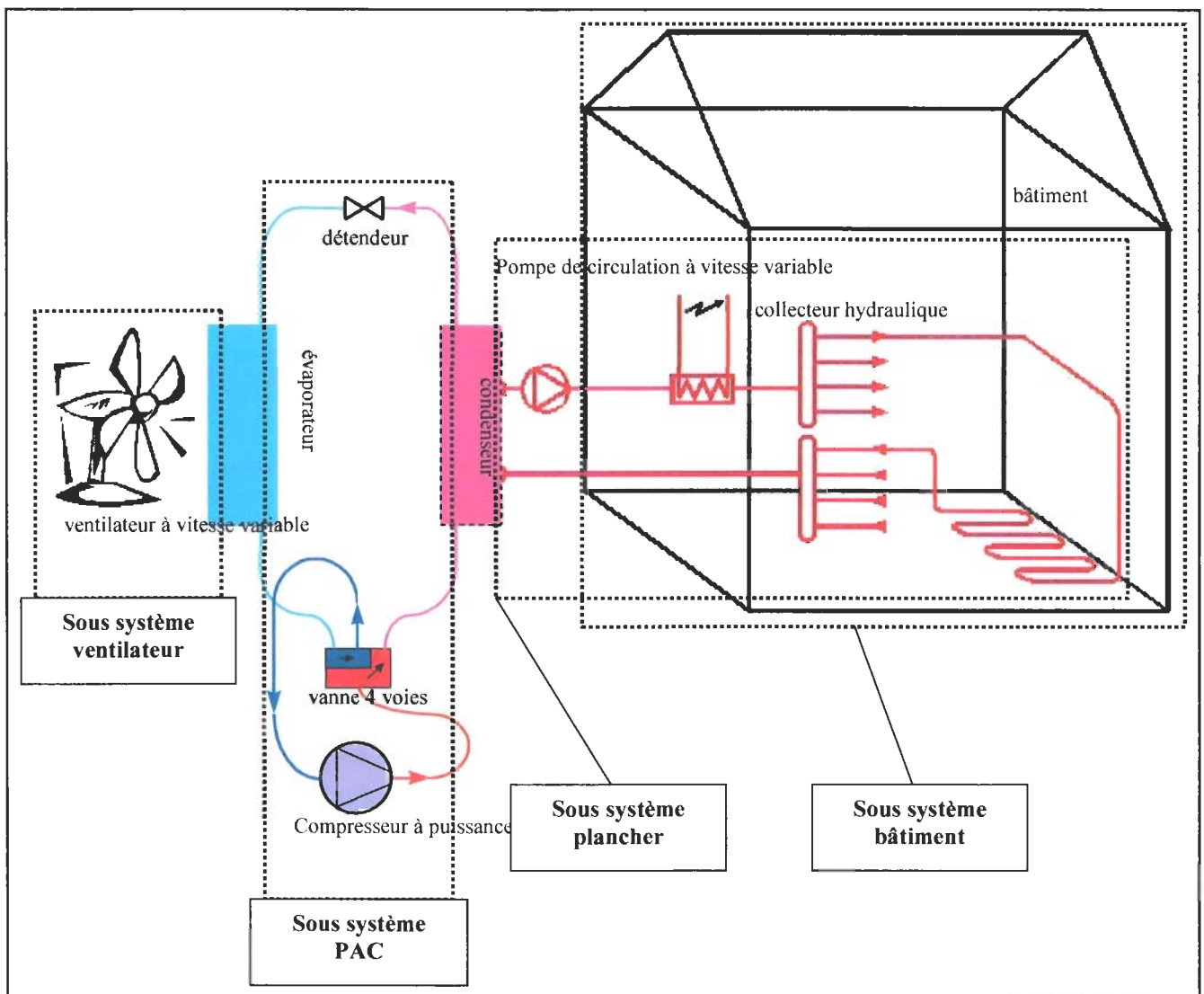


Figure 4-1 : système de chauffage/rafraîchissement à puissance variable

Le système global est composé de quatre sous systèmes :

- Le sous système « ventilateur » à vitesse variable qui fait circuler l'air extérieur sur l'évaporateur qui transfère de l'énergie au fluide frigorigène. Il interagit avec le milieu extérieur en fonction de la température de l'air et de l'énergie électrique absorbée (vitesse de rotation du ventilateur).
- Le sous système « PAC »
- Le sous système « plancher chauffant »
- Le sous système « bâtiment »

Ces quatre sous systèmes interagissent dans le but de fournir au bâtiment l'énergie nécessaire pour obtenir une température d'air ambiant constante comprise entre 18 et 20°C.

La dernière étape pour le développement du modèle sera de coupler les modèles des différents sous systèmes afin de mettre au point une logique de régulation pertinente permettant l'optimisation du coefficient de performance saisonnier du système pour une application résidentielle individuelle.

Les composants ventilateur et pompes à chaleur ont des inerties de l'ordre de la minute c'est à dire que les régimes transitoires ont un impact négligeable sur la température d'air dans la pièce.

Les sous systèmes plancher et bâtiment ont une inertie thermique de l'ordre de quelques heures voire quelques jours pour la montée en température d'un plancher chauffant en début de saison de chauffe.

Le comportement thermique du système sera déterminé par les sous systèmes plancher et bâti qui seront modélisés en régime dynamique alors qu'une modélisation en régime permanent sera effectuée pour la pompe à chaleur et ses éléments.

4.3 MODELISATION DU BATIMENT

4.3.1 Le choix du modèle

Le modèle de bâtiment est le premier élément important nécessaire aux simulations du système complet. Comme pour les modèles de plancher et de PAC il doit d'être suffisamment représentatif de la réalité sans pour autant alourdir les temps de calcul. La température à l'intérieur de la pièce sera connue à chaque instant en fonction de la température extérieure, du flux solaire incident et du flux émis par le plancher vers la pièce.

Une représentation simplifiée donne les déperditions en fonction du coefficient GV et de la température extérieure. Le taux de fonctionnement est fonction des besoins thermiques. Ils suivent la loi de déperdition pour le volume considéré. Ils sont de la forme :

$$\text{Déperditions} = GV (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}) \quad (41)$$

La température ambiante de la pièce est fixée à 20°C. Cette loi ne permet pas de modéliser les apports internes ni le flux solaire incident. De plus ses limites se situent au passage en régime transitoire. En effet elle ne tient pas compte de l'effet capacitif des murs et du volume d'air. Ainsi, il est nécessaire d'utiliser un modèle plus réaliste intégrant les dynamiques.

4.3.2 Le modèle R3C2

L'objectif du modèle bâtiment est de représenter la réponse d'un bâtiment aux sollicitations thermiques, de façon simple et précise à la fois. Pour ce faire, il faut un modèle dont les entrées sont les paramètres géométriques et constructifs de la pièce ainsi que les conditions thermiques imposées.

Il existe de nombreux modèles simplifiés de représentation d'une enveloppe de bâtiment. Afin de faire le choix le plus approprié, il est nécessaire de connaître les sorties du système. Dans le cadre de notre étude, un modèle simple à résoudre et à implémenter dans un logiciel.

Le modèle de réduction de bâtiment R3C2 a été choisi.

4.3.2.1 Description qualitative des échanges thermiques

Les différents flux thermiques appliqués à l'enveloppe du bâtiment sont représentés sur la Figure 4-2 :

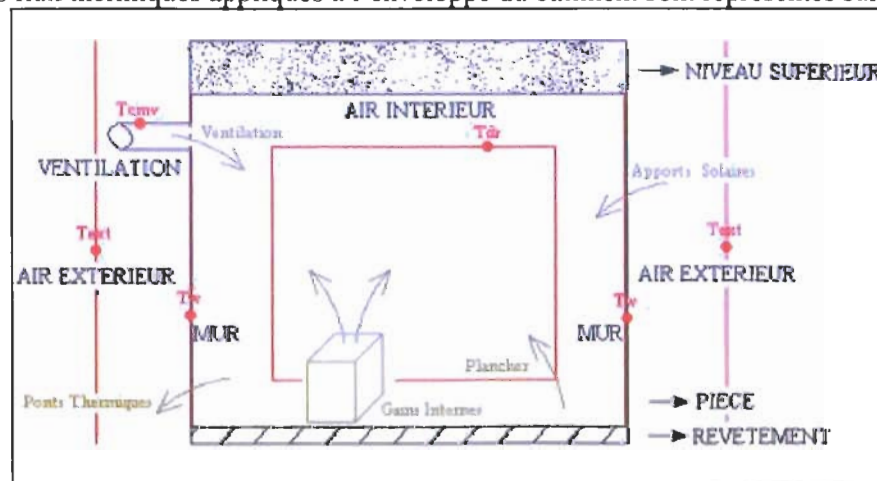


Figure 4-2 : Les échanges sur l'enveloppe du bâtiment

Comme le montre la Figure 4-2, les déperditions thermiques sont dues au renouvellement d'air par le système de ventilation, aux ponts thermiques et aux pertes par conduction à travers les parois. Les apports thermiques « gratuits » sont dus essentiellement au flux solaire incident et aux apports internes (présence humaine et équipements).

Enfin les apports thermiques « payants » proviennent du plancher chauffant en fonction des besoins. L'ensemble de ces flux sont en équilibre dynamique afin de conserver une température à l'intérieur de l'enveloppe de 20°C.

4.3.2.2 Les apports « gratuits »

Le flux gratuit est la somme des apports solaires et des apports internes :

$$\varphi_{\text{gratuit}} = \varphi_{\text{gains_internes}} + \varphi_{\text{solaire}} \quad (42)$$

Le flux solaire est aisément quantifiable à partir des fichiers météorologiques.

Les apports internes sont en revanche plus difficiles à évaluer. En effet, ils impliquent la connaissance à chaque pas de temps du nombre de personnes présentes dans la maison afin d'estimer le gain de chaleur ainsi que l'apport d'humidité.

L'enveloppe qui sera modélisée dans la suite de l'étude sera appliquée à une maison de 140m² occupée par cinq personnes. Le flux de chaleur émis par une personne se fait :

- par convection naturelle entre la surface cutanée à 37°C et la pièce,
- par échange radiatif sur toute la surface des vêtements.

Soit :

$$\begin{aligned} \varphi_{\text{personne}} &= \varphi_{\text{radiatif}} + \varphi_{\text{convectif}} \\ \varphi_{\text{personne}} &= A_{\text{corps}} \cdot \mathcal{E}_{\text{vêtements}} \cdot \sigma \cdot T_{\text{corps}}^4 + A_{\text{corps}} \cdot h_c \cdot (T_{\text{corps}} - T_{\text{dr}}) \end{aligned} \quad (43)$$

Avec :

- A_{corps} la surface corporelle (exemple : 2,18m² environ pour une personne de 65kg), ceci en considérant une loi de proportionnalité entre la masse corporelle et la surface avec $k=0,0335\text{m}^2/\text{kg}$,
- $\mathcal{E}_{\text{vêtements}}$ l'émissivité des vêtements,
- σ la constante de Stefan-Boltzman ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$),
- T_{corps} la température du corps humain ($T_{\text{corps}} = 33^\circ\text{C}$) source [XPA04],
- h_c le coefficient d'échange convectif s'exprime par $h_c = 2,38 \cdot (T_{\text{corps}} - T_{\text{dr}})^{\frac{1}{4}}$.

D'où la relation qui exprime le flux transmis à la pièce pour une personne (en W/pers) :

$$\varphi_{\text{personne}} = 0,02932 + 5,19 \cdot (33 - T_{\text{dr}})^{\frac{5}{4}} \quad (44)$$

Les apports gratuits sont ainsi déterminés.

4.3.2.3 Autres Flux

Les autres flux mis en jeu dans les transferts thermiques avec le bâtiment sont les flux en provenance du plancher chauffant / rafraîchissant ; ainsi que le flux de renouvellement d'air dû au système de ventilation ainsi que les pertes par pont thermique.

Le flux en provenance du sous système plancher sera calculé dans la section suivante et sera ajouté au masque du système complet. Il est supposé indépendant des caractéristiques de l'enveloppe du bâtiment.

Les autres flux sont pris en compte dans le modèle R3C2.

4.3.2.4 Description du modèle utilisé

Le but du R3C2 est de réduire un bâtiment en un système d'équations simples à résoudre par analogie électrique/thermique.

La résistance électrique est équivalente à la résistance thermique (l'inverse du coefficient d'échange), le courant électrique est le flux thermique, enfin le potentiel électrique est la température. Le modèle réduit final est sur la figure 4-3.

T_{res} est la température résultante dans la pièce à ne pas confondre avec la température interne.

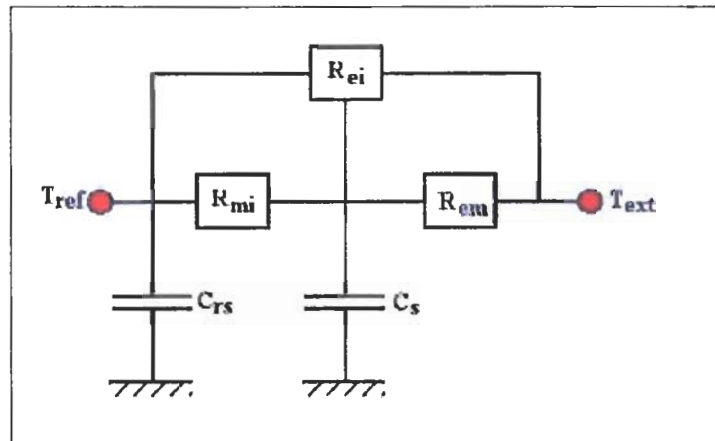


Figure 4-3 : Modèle de réduction R3C2 du bâtiment

Le système d'équations de ce modèle peut être déterminé. Lorsqu'on a deux capacitances, le système est composé de deux équations.

Pour trouver chaque équation, on considère que la participation d'une capacitance est négligeable (fonctionnement en régime permanent) puis on résout l'équation à partir de la loi de Kirchhoff en circuits électriques (somme des courants en chaque nœud égale à zéro).

Les équations du système sont présentées en annexe 9.

4.3.2.5 Calcul de la température intérieure

L'hypothèse suivante est formulée : La température à l'intérieur de la maison est considérée comme uniforme. Cette température peut s'exprimer par la relation :

$$T_{air} = \frac{1}{a} T_{dr} - \left(1 - \frac{1}{a}\right) T_w, \text{ avec usuellement } a=0,45. \quad (45)$$

4.3.2.6 L'algorithme de calcul

D'abord il faut séparer les parois lourdes des légères, cela se fait après une comparaison avec la constante de temps. Ensuite on sépare les parois internes des externes. Cet algorithme est illustré sur la figure 4-4.

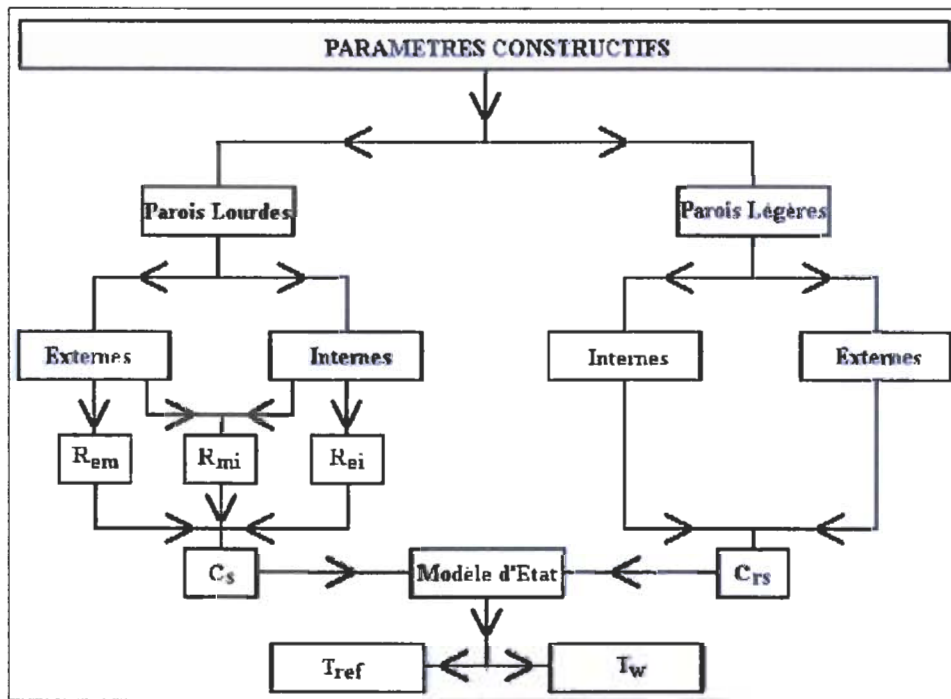


Figure 4-4 : Algorithme de résolution du modèle bâtiment

4.3.2.7 Le modèle Matlab/Simulink

Le modèle de bâtiment doit avoir trois parties connectables :

- l'initialisation avec le code de transcription des paramètres physiques,
- le bloc des gains internes,
- la résolution du modèle d'état.

La représentation sous Matlab / Simulink du module bâtiment est présentée sur la figure 4-5.

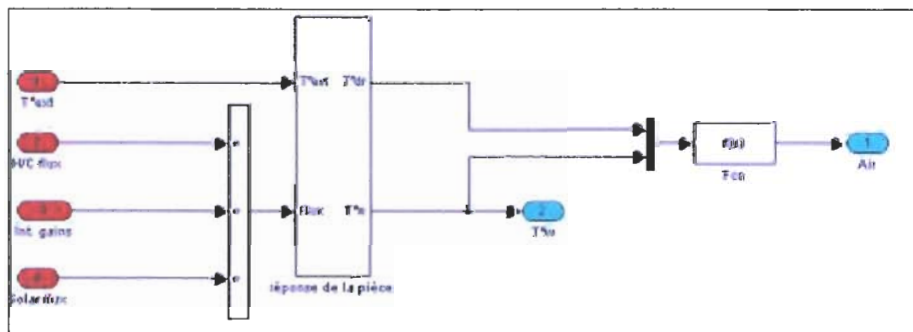


Figure 4-5 : Modèle de bâtiment Matlab/Simulink

Ce modèle est constitué de trois blocs : le premier fait la somme des flux entrants, le deuxième résout le système du modèle d'état et le troisième détermine la température dans la pièce à partir de la température dite de référence.

4.3.3 Application à une maison individuelle

Le modèle R3C2 ainsi développé est appliqué à une maison individuelle représentative du parc français. Cette section détaille, d'une part les caractéristiques du bâtiment, et d'autre part, la validation au moyen de l'outil de modélisation et de simulation : COMFIE, PLEIADE.

4.3.3.1 Description du bâtiment modélisé

Le logement modélisé est une maison individuelle type, de 100 m² (volume=250 m³). Elle comporte un garage accolé à un de ses pignons. Elle est construite sur un vide sanitaire.

Le débit de renouvellement d'air est de 0,55 volumes par heure.
Soit un débit de renouvellement de 0,0468 kg/s.

Son GV est de 197 W/K. Le détail des différents éléments constitutifs de la maison est détaillé en annexe 9. Ce bâtiment a été modélisé sous différents outils : COMFIE, PLEIADE, PAPTER, et CLIM2000.

L'application du modèle R3C2, et l'analogie par rapport aux simulations sur les différents outils, a permis de valider les différents paramètres du modèle R3C2.

Ainsi, en utilisant les notations du modèle détaillé dans la section 4.3.2, les 5 paramètres sont :

- $R_{ei} = 1,873.10^{-2} \text{ K.W}^{-1}$
 - $R_{mi} = 1,485.10^{-3} \text{ K.W}^{-1}$
 - $R_{em} = 8,785.10^{-3} \text{ K.W}^{-1}$
 - $C_{rs} = 2,802.10^6 \text{ K.W}^{-1}$
 - $C_s = 3,452.10^7 \text{ K.W}^{-1}$
- (46)

Pour la suite de l'étude, Les apports solaires seront pris en compte. Les apports internes gratuits ont été modélisés mais aucun scénario d'occupation ne sera entré dans le modèle.

4.3.3.2 Réponse du système à plusieurs sollicitations thermiques

Les hypothèses étant posées, il est maintenant possible de tester le modèle développé.

La figure 4-6 présente la réponse du bâtiment à un échelon de température de 20 à 0°C.

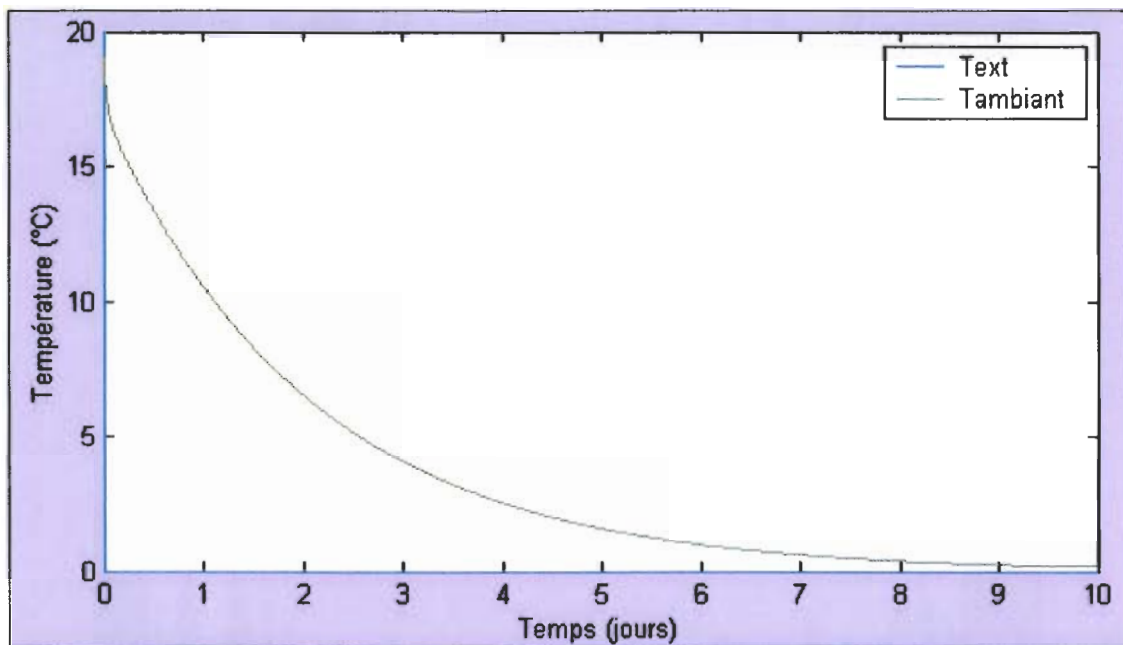


Figure 4-6 : Réponse de la maison à un échelon de température

Dans le cas d'un bâtiment passif, c'est-à-dire sans système de chauffage, le modèle calcule la température en temps réel en fonction du climat extérieur.

La série de figures 4-7 à 4-9 présente l'évolution de la température sèche extérieure et la température moyenne d'air dans la maison pour les trois zones climatiques : Nice, Trappes et Nancy.

Ces simulations sont lancées sur une saison de chauffe, c'est-à-dire du 1 Octobre de l'année n-1 au 20 Mai de l'année n. **Les apports internes sont négligés pour la suite de l'étude.**

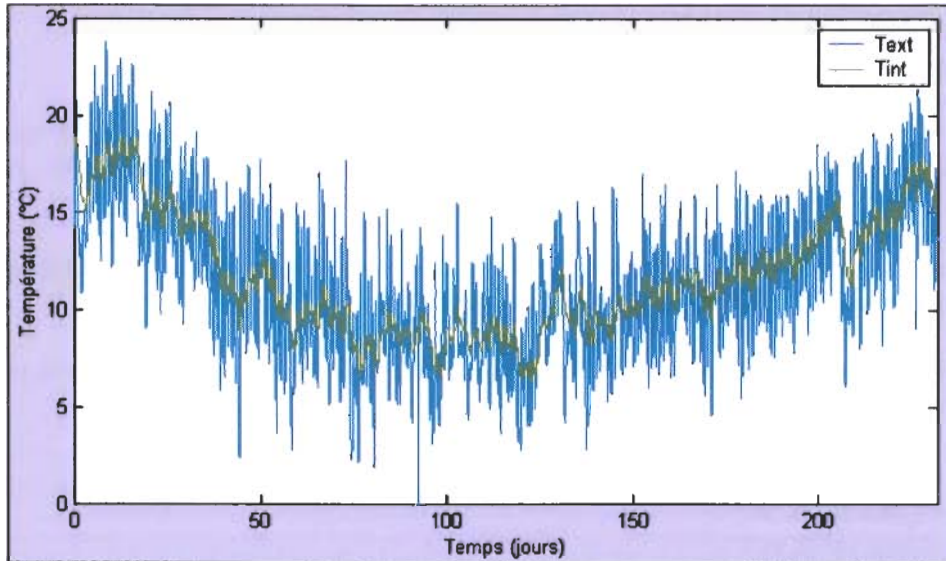


Figure 4-7 : Température de la maison pour la ville de Nice

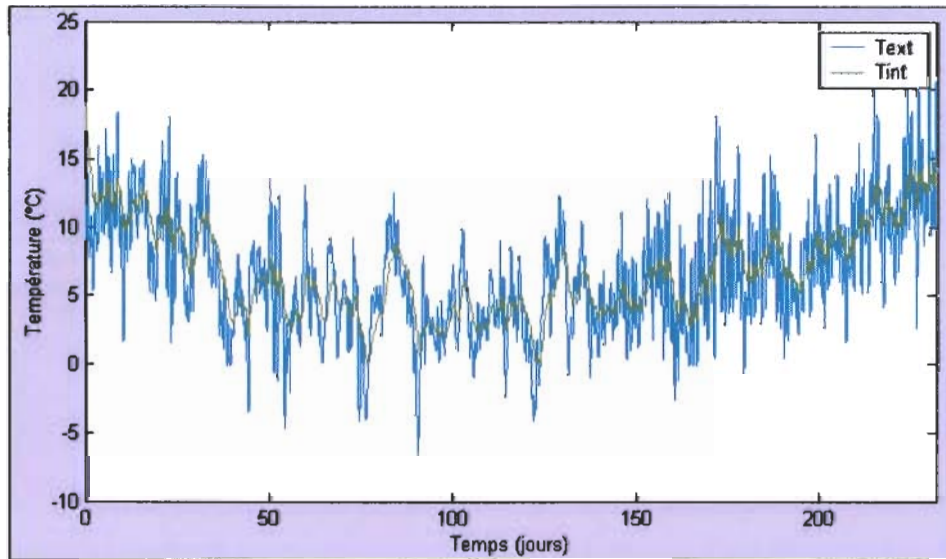


Figure 4-8 : Température de la maison pour la ville de Trappes

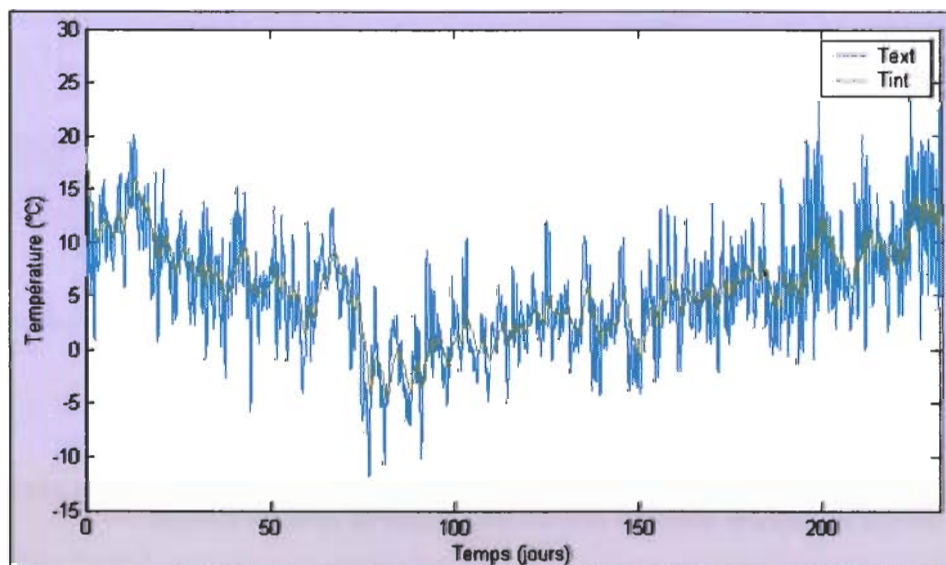


Figure 4-9 : Température de la maison pour la ville de Nancy

4.3.3.3 Calcul du besoin énergétique de chauffage

La consigne de température est supposée fixe et égale à 19°C. Le modèle est capable de calculer l'énergie nécessaire au maintien de cette consigne sur l'ensemble de la saison de chauffe.

- En effet, si $T_{int} \leq 19^\circ\text{C}$, alors l'énergie nécessaire instantanée pendant le pas de temps dt vaut :

$$B_v = GV \cdot (T_{int} - T_{ext}) \cdot dt \quad (47)$$

Soit le besoin énergétique total sur la saison de chauffe : $B_{v.TOTAL} = GV \cdot \int (T_{int} - T_{ext}) \cdot dt \quad (48)$

- Par contre, si $T_{int} \geq 19^\circ\text{C}$, alors le besoin énergétique est nul.

Un module *calcul besoin énergétique* a ainsi été créé.

Ce module doit être validé pour chacun des climats étudiés. Ainsi, il a été décidé de fournir au module *bâtiment* au pas de temps t l'énergie nécessaire au respect de la consigne de température, calculé au pas de temps $t-1$. Si le calcul du besoin énergétique est correct, la température d'air dans la maison doit être égale à la température de consigne.

Les figures 4-10 à 4-12 montrent la réponse de la température d'air de la maison pour les trois zones climatiques avec un flux thermique entrant égal au besoin thermique calculé à $t-1$:

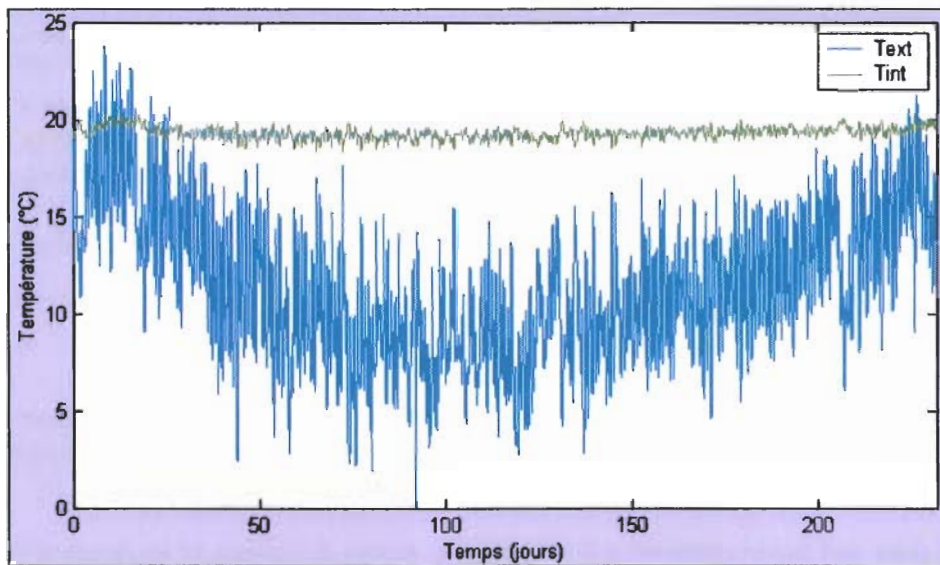


Figure 4-10 : Températures de la maison et extérieure pour la ville de Nice

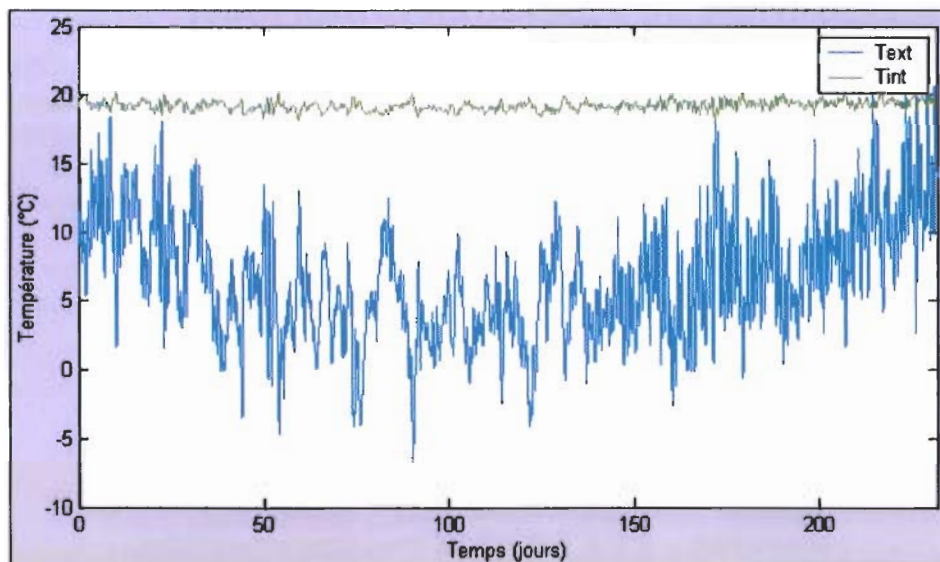


Figure 4-11 : Températures de la maison et extérieure pour la ville de Trappes

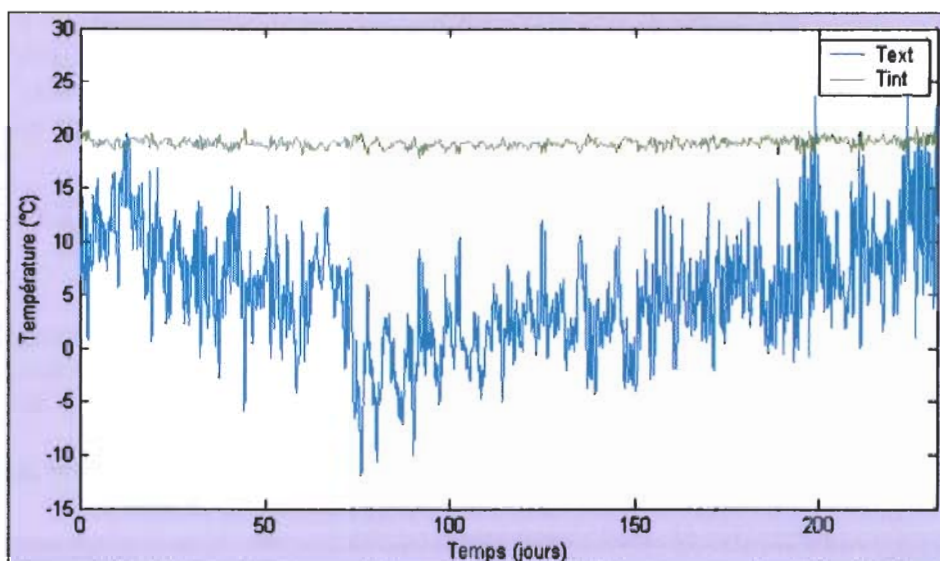


Figure 4-12 : Températures de la maison et extérieure pour la ville de Nancy

Pour les trois zones climatiques, la température à l'intérieur de la maison est de l'ordre de la température de consigne quelle que soit la température extérieure. Les variations de la température intérieure sont dues au fait que le besoin est calculé en régime permanent. Le calcul ne tient pas compte des effets capacitifs des murs.

Ainsi, le besoin énergétique annuel pour chaque zone climatique a pu être calculé, pour une température de consigne de 19°C. Il est de :

- 30 360 MJ pour la ville de Nice,
- 49 370 MJ pour la ville de Trappes,
- 54 410 MJ pour la ville de Nancy.

Le module *bâtiment* a ainsi été réalisé. Il donne pour les trois zones climatiques pendant la saison de chauffage, la température moyenne d'air dans la pièce ainsi que la température moyenne radiante. Les apports solaires sont également pris en compte dans le calcul.

Ce module, dans son environnement est couplé à la pompe à chaleur et au mode d'émission : le plancher chauffant. Le modèle de ce dernier est présenté dans le paragraphe suivant.

4.4 MODELISATION DU PLANCHER CHAUFFANT

Ce module réalisé au moyen du logiciel Matlab/Simulink permet de simuler en régime dynamique, un plancher chauffant/rafraîchissant à eau. Il calcule la température moyenne d'eau circulant à travers les tubes dans le plancher et décrit les échanges de chaleur à travers les différentes couches et revêtements constitutifs du plancher. Sous les tubes de circulation d'eau se trouve une couche isolante ainsi que la dalle porteuse en béton. Les échanges de chaleur avec le niveau inférieur sont modélisés par une résistance thermique équivalente à la combinaison de ces deux couches.

Le modèle calcule la température de surface, le flux convectif et le flux radiatif émis vers la pièce. Enfin, il calcule la température de sortie d'eau en fonction du temps et des paramètres extérieurs.

4.4.1 Description du plancher

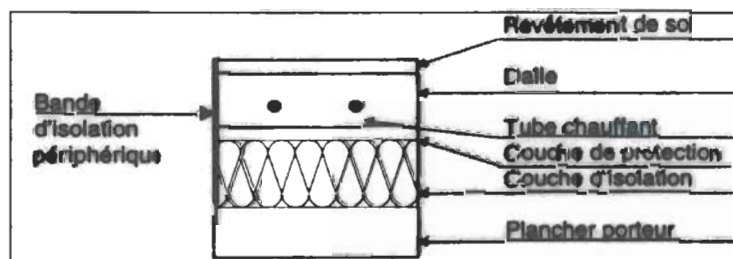


Figure 4-13 : Constitution d'un plancher chauffant / rafraîchissant

Le détail des différents éléments constitutifs d'un plancher chauffant rafraîchissant sont (figure 4-14) :

- La dalle en béton, d'une épaisseur de 5 à 6 cm, contribue à rendre thermiquement inerte le plancher. La régulation du système est rendue délicate par cette inertie.



Figure 4-14: Mise en œuvre d'un plancher chauffant / rafraîchissant

- Du point de vue des revêtements, les parquets flottants, les parquets contrecollés, les revêtements de sol stratifiés flottants, le marbre, les pierres naturelles sujettes aux tâches dues à la présence d'humidité et la moquette sont pour l'instant exclus de l'application plancher chauffant/rafraîchissant. Les revêtements actuellement jugés compatibles sont les carreaux de céramiques, les dalles de pierre non sensibles à la présence d'humidité, les éléments de granit, les revêtements plastiques titulaires de la marque NF-UPEC, les parquets massifs en pose collée constitués d'essence de bois exotique (teck, iroko,...) ou d'essence indigène purgée d'aubier (chêne, châtaignier, robinier). La couche d'isolation est généralement constituée d'une dalle à plots en polystyrène expansé, les plots permettant la fixation des tubes.
- Le polyéthylène réticulé a avantageusement remplacé le cuivre pour les tubes de circulation d'eau de chauffage. Bien que moins conducteur que le cuivre, le polyéthylène réticulé possède des qualités de souplesse qui permettent une disposition aisée du réseau de tubes sur la dalle à plots. En outre, le Polyéthylène Réticulé (PER) est moins cher que le cuivre. La figure 4-15 montre les deux types d'enroulements de tubes les plus couramment pratiqués.

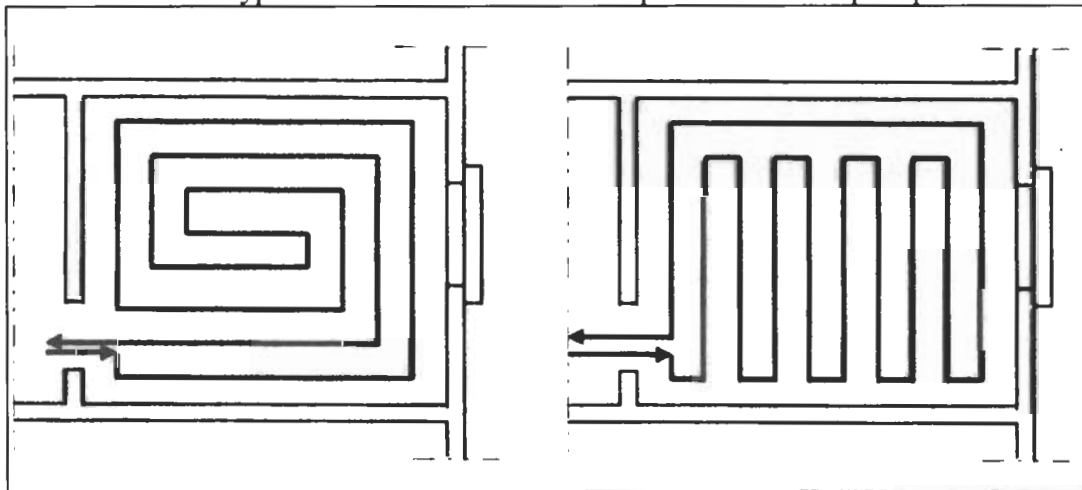


Figure 4-15 : Les différentes dispositions de tubes dans la dalle

La configuration de gauche dite 'en escargot', assure généralement une meilleure répartition des températures de surface que la configuration de droite dite 'en serpentins' ([ZIR96]), excepté dans les locaux pour lesquels les apports (solaires ou autres) ne sont pas uniformément répartis sur la surface du plancher. Dans ce cas, la configuration en serpentins peut être avantageuse. On procède même parfois à une augmentation de la densité de tubes aux endroits où les apports sont jugés moins importants.

4.4.2 Description qualitative des échanges thermiques

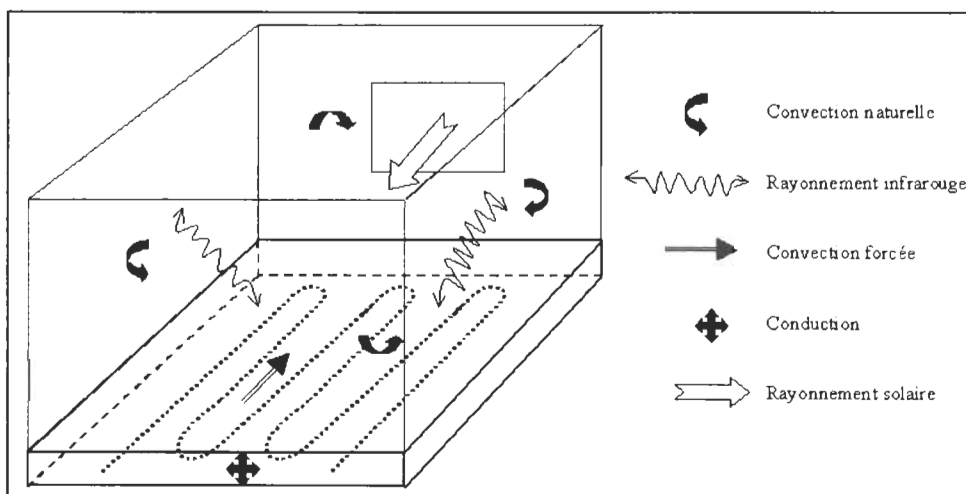


Figure 4-16 : Les phénomènes physiques intervenant dans le fonctionnement des planchers chauffants/rafraîchissants

La figure 4-16 schématise l'ensemble des échanges thermiques intervenant à l'intérieur d'une pièce équipée d'un plancher chauffant.

Après introduction de l'eau dans les tubes, l'eau échange de la chaleur avec la peau interne des tubes par convection forcée. On parle de convection forcée lorsque le fluide est mis en mouvement par une action mécanique extérieure, ici la pompe de circulation d'eau. Le régime turbulent est atteint dès que le nombre de Reynolds dépasse la valeur de 2000 ([INC90], [PET70]), ce qui est pratiquement toujours le cas étant donné le diamètre des tubes et le débit de circulation de l'eau. Le régime turbulent augmente considérablement l'échange thermique.

La chaleur se propage ensuite par conduction dans le plancher selon la loi de Fourier. L'inertie thermique associée au phénomène de conduction dépend de l'épaisseur de la dalle et des caractéristiques thermophysiques des matériaux la constituant : masse volumique, chaleur massique, conductivité thermique.

L'inertie thermique de la dalle impose un certain temps de retard entre le moment où l'on introduit l'eau dans le tube et le moment où la température de surface varie.

Le rafraîchissement ou le chauffage de la surface induit des échanges par rayonnement entre la surface du plancher, les parois adjacentes et le plafond qui sont alors à des températures différentes. Le rayonnement, correspondant à une émission et une absorption de photons, se situe dans les grandes longueurs d'ondes avoisinant les $10 \mu\text{m}$. Selon la théorie de Stefan-Boltzman, le flux de rayonnement est proportionnel à l'écart des températures des parois à la puissance 4. Il dépend également de l'émissivité des parois supposées 'grises' à comportement diffus pour les matériaux du bâtiment. Dans le cas de pièces à grandes parois vitrées, une partie du flux solaire traversant le vitrage, atteint directement la surface du plancher. Le flux solaire correspond en grande partie à des rayonnements de longueurs d'ondes dans la gamme $0,25\text{-}2,5\mu\text{m}$. Les différences de température entre le plancher, les autres parois et l'air induisent de la convection naturelle résultant des différences de densité de l'air dans la pièce. Dans le cas du plancher rafraîchissant, on parle de convection naturelle 'bloquée', en raison de la stratification thermique au niveau du sol qui ne favorise pas l'homogénéisation de la température d'air.

Dans les locaux munis de ventilation mécanique, il peut y avoir un compromis entre convection forcée et convection naturelle : on parle alors de convection mixte.

4.4.3 Description d'un premier modèle 1D

Le plancher considéré pour la modélisation est présenté sur la figure 4-17.

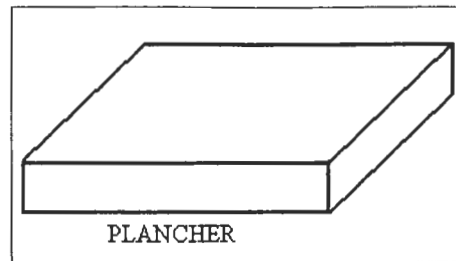


Figure 4-17: Le schéma simplifié du plancher

Il s'agit d'un parallélépipède rectangle dont la hauteur correspond à l'épaisseur totale du plancher et ses cotés constituent la surface totale du bâtiment à chauffer.

Les différentes couches constitutives du plancher sont représentées sur la figure 4-18 :

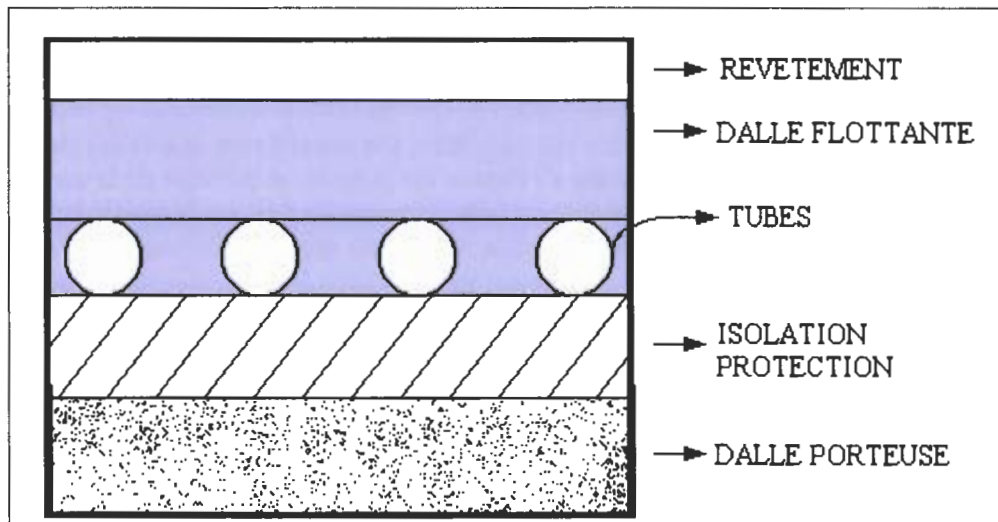


Figure 4-18 : Modèle final des couches du plancher

Le modèle décrit ci-dessous se décompose en deux parties :

- Un premier modèle de boucle d'eau. Il permet de calculer la température de sortie d'eau en fonction de la température d'entrée d'eau dans la boucle et des pertes thermiques transmises aux différentes couches du plancher. L'inertie de la boucle d'eau sera elle aussi prise en compte dans le calcul.
- Un second modèle qui calcule la température de surface du plancher, ainsi que la température au niveau des différentes couches du plancher en fonction : d'une part de la température moyenne de la couche « eau » contenant la boucle d'eau, et d'autre part des températures moyennes d'air dans la pièce et des murs radiants.

La stratégie va consister à décomposer le système plancher en deux sous-systèmes plus faciles à résoudre, et à reconstruire ensuite le modèle global en tenant compte des couplages physiques existants entre la boucle d'eau et les couches solides du plancher.

4.4.3.1 Modélisation de la boucle d'eau

4.4.3.1.1 Les hypothèses

Afin de modéliser simplement les phénomènes physiques entrant dans le jeu d'équations, les hypothèses suivantes sont prises en compte :

- La répartition des températures aux niveaux de la dalle flottante et de la dalle porteuse sera considérée comme uniforme.
- La résistance thermique de l'eau sera négligée par rapport à celles du béton et de l'isolant.
- Le gradient de température dans l'eau selon l'axe radial est supposé nul.
- Pour une section donnée du tube, la température d'eau sera considérée comme uniforme.
- Il n'y a pas de production interne de chaleur.

- La géométrie des tubes du plancher sera simplifiée : la configuration considérée est présentée sur la figure 4-19 :

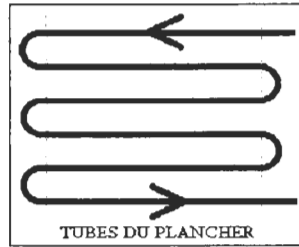


Figure 4-19 : Schéma de la simplification des tubes du plancher

Ainsi, les échanges aux niveaux des parties courbes du tube seront intégrés dans les parties droites. La longueur totale des courbes sera ajoutée à la longueur totale du tube. Tout se passe comme si la pièce est uniquement traversée par des tubes qui forment des segments de droites dont la longueur est égale à la longueur de la pièce et ce, à intervalle régulier (pas inter tubes p).

- La section S_t des tubes du plancher est circulaire. On considèrera que la surface d'échange entre l'eau du tube et la dalle porteuse s'effectue sur la moitié supérieure de la surface du tube. De même, le flux émis par le tube vers la dalle porteuse, se fera sur la moitié inférieure de la surface du tube. Tout se passe comme si la section du tube est rectangulaire (cf. figure ci-dessous).

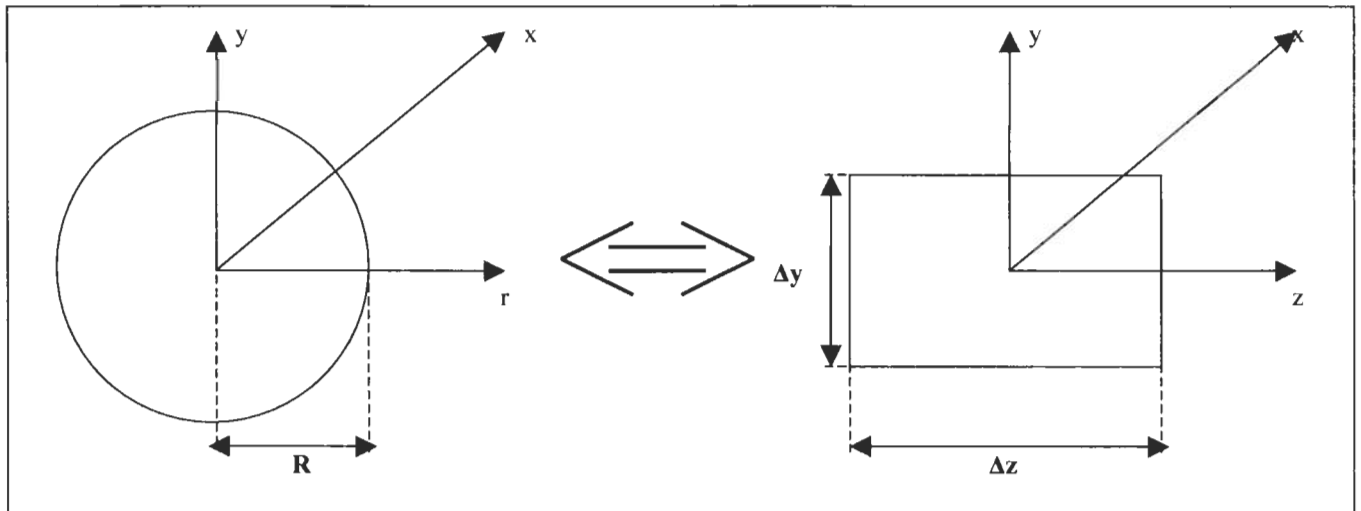


Figure 4-20 : Coupe transversale d'une portion de tube

Les deux sections ci-dessus devant être identiques, on a : $\Delta y \cdot \Delta z = \pi \cdot R^2$ (49)

De plus, les surfaces d'échanges entre le tube et les couches inférieure et supérieure doivent être identiques, soit : $\Delta z = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{2}$ (50)

Le bilan thermique sur l'eau est détaillé ci-après.

4.4.3.1.2 Bilan thermique sur l'eau

On utilise la méthode des volumes finis afin de suivre l'évolution de la quantité d'énergie contenue dans le volume de contrôle au court du temps.

Considérons le problème de l'évolution temporelle de la température dans un tube rempli d'eau de masse volumique ρ_{eau} , de chaleur spécifique $C_{p,eau}$. Le problème est régi par l'équation de la chaleur.

Le fluide s'écoule avec une vitesse v_{eau} dans la direction des x croissants. L'équation de la chaleur s'écrit dans ce cas :

$$\frac{\partial(\rho_{eau} \cdot C_{p_{eau}} \cdot T_{eau})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_{eau} \cdot C_{p_{eau}} \cdot v_{eau} \cdot T_{eau})}{\partial x} = -\frac{\partial(F^x)}{\partial x} - \frac{\partial(F^y)}{\partial y} - \frac{\partial(F^z)}{\partial z} \quad (51)$$

Où F^x , F^z et F^y sont les composantes du flux de chaleur par conduction, donné par la loi de Fourier :

$$\begin{Bmatrix} F^x \\ F^y \\ F^z \end{Bmatrix} = -\lambda \cdot \begin{Bmatrix} \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial T}{\partial y} \\ \frac{\partial T}{\partial z} \end{Bmatrix} \quad (52)$$

Et $\frac{\partial(\rho_{eau} \cdot C_{p_{eau}} \cdot v_{eau} \cdot T_{eau})}{\partial x}$ le terme de transport.

D'après les hypothèses énoncées en section 4.4, F^x et F^z sont considérés comme négligeables.

Pour la discrétisation, le maillage suivant sera utilisé. Les variables seront définies au centre des volumes de contrôle. Le nombre de pas n sera déterminé dans la suite de l'étude.

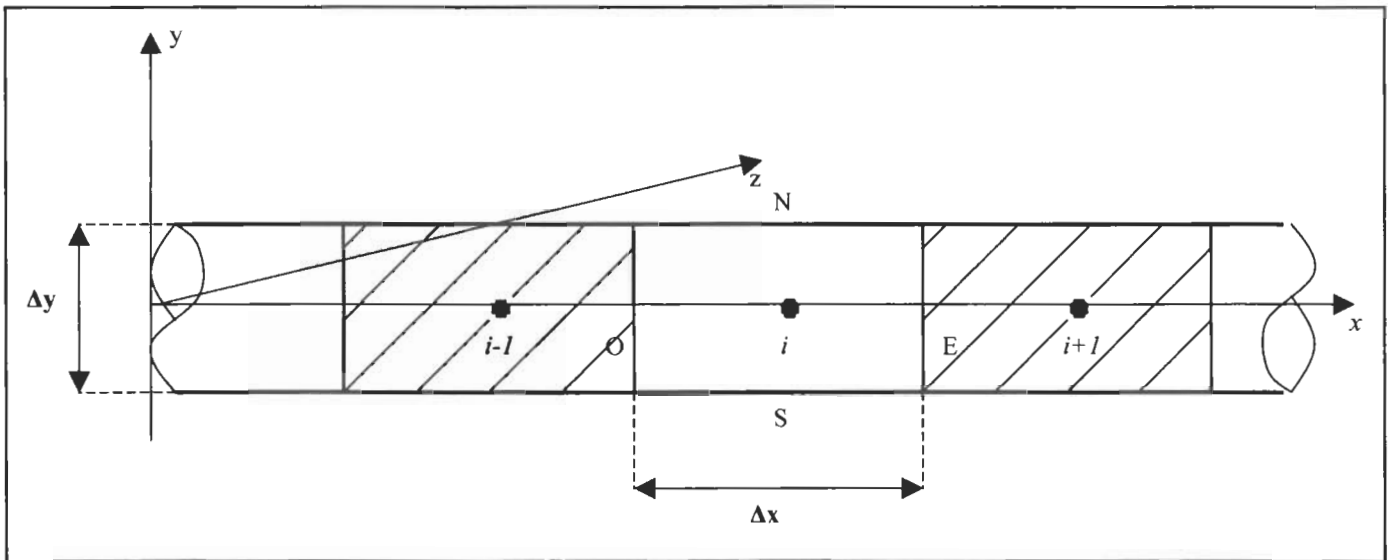


Figure 4-21 : Coupe longitudinale d'une portion de tube

Afin d'établir l'équation discrète pour la température à un nœud intérieur (x_i) et par convention, les côtés situés au nord, sud, est et ouest du nœud i seront respectivement notés N, S, E, O.

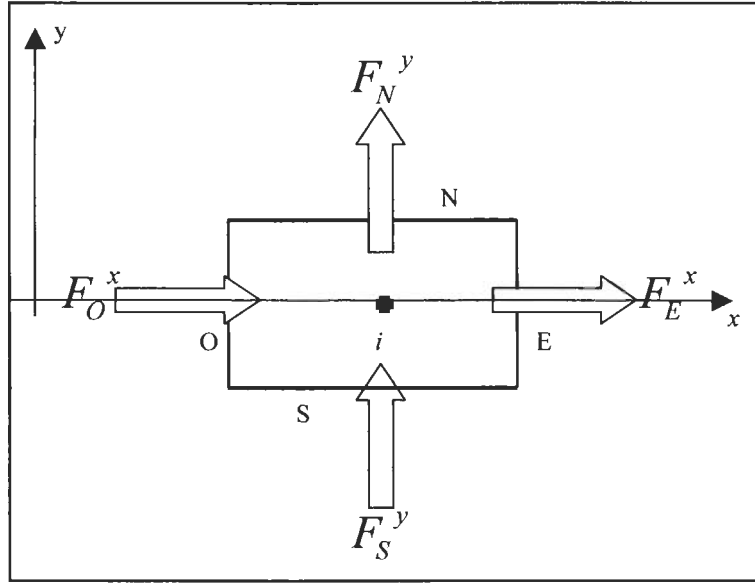


Figure 4-22 : Les flux conductif d'une maille

L'élément de volume V_i est soumis à deux flux de chaleur par conduction :

- La variation des deux flux de chaleur longitudinaux : F_O^x et F_E^x est négligée.
- Les deux flux de chaleur transversaux émettent ou reçoivent de l'énergie par conduction par l'intermédiaire des couches inférieure et supérieure du plancher. On suppose que la moitié supérieure du tube échange de la chaleur avec la couche supérieure alors que la moitié inférieure du tube échange de la chaleur avec la couche inférieure. De plus on suppose que les températures des couches en contact avec le tube sont uniformes.

Par conséquent, le bilan de chaleur correspondant au volume de contrôle V_i , associé au nœud (x_i) est :

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_i} \rho_{eau} \cdot C_{p_{eau}} \cdot T_{eau} \cdot dV + \frac{\partial}{\partial x} \int_{S_i} \rho_{eau} \cdot C_{p_{eau}} \cdot v_{eau} \cdot T_{eau} \cdot dS = - \int_{S_i} F^y \cdot \vec{n}_y \cdot dS \quad (53)$$

Où \vec{n}_y est la composante de la normale extérieure à V_i . En supposant le terme $\rho_{eau} \cdot C_{p_{eau}} \cdot T_{eau}$ indépendant de x, y, z pour l'estimation des intégrales sur le volume de contrôle, et que les flux sont indépendants de y , pour l'estimation de l'intégrale sur la surface S_i , l'équation suivante peut être obtenue :

$$\Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z \cdot \rho_{eau} \cdot C_{p_{eau}} \left(\frac{dT_{eau}}{dt} \right)_i + \Delta y \cdot \Delta z \cdot \rho_{eau} \cdot C_{p_{eau}} \cdot v_{eau} \left(\frac{dT_{eau}}{dx} \right)_i = \Delta x \cdot \Delta z \cdot (F_S^y - F_N^y) \quad (54)$$

- Les flux sur les faces nord et sud peuvent être estimés à l'aide d'une approximation par différence finie centrée à l'ordre 2 :

$$\begin{aligned} F_N^y &= - \left(\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right)_N = - \lambda_{sup} \cdot \frac{T_{air} - T_i}{e_{sup}} + o(\Delta y^2) \\ F_S^y &= - \left(\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right)_S = - \lambda_{inf} \cdot \frac{T_i - T_{inf}}{e_{inf}} + o(\Delta y^2) \end{aligned} \quad (55)$$

Où T_{air} est la température d'air sur le plancher et T_{inf} est la température de surface sous plancher.

- De plus, on a :

$$\begin{aligned} \Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z &= V_i = \frac{V_{eau}}{n} \\ \Delta y \cdot \Delta z \cdot \rho_{eau} \cdot v_{eau} &= \dot{m}_{eau} \\ \text{Et } \Delta x \cdot \Delta z &= \pi \cdot R \cdot \frac{L_{tube}}{n} \end{aligned} \quad (56)$$

Soit, l'équation finale sur la boucle d'eau :

$$\frac{V_{eau}}{n} \cdot \rho_{eau} \cdot C_{p,eau} \cdot \frac{dT_{i,eau}}{dt} + \dot{m}_{eau} \cdot C_{p,eau} (T_{i,eau} - T_{i-1,eau}) = -\pi \cdot R \cdot \frac{L_{tube}}{n} \cdot \frac{\lambda_{inf}}{e_{inf}} (T_{i,eau} - T_{inf}) - \pi \cdot R \cdot \frac{L_{tube}}{n} \cdot \frac{\lambda_{sup}}{e_{sup}} (T_{i,eau} - T_{air}) \quad (57)$$

4.4.3.1.3 Algorithme de résolution

Le détail de la résolution de l'équation différentielle 45, au moyen du logiciel Matlab/Simulink est présenté en annexe 9.

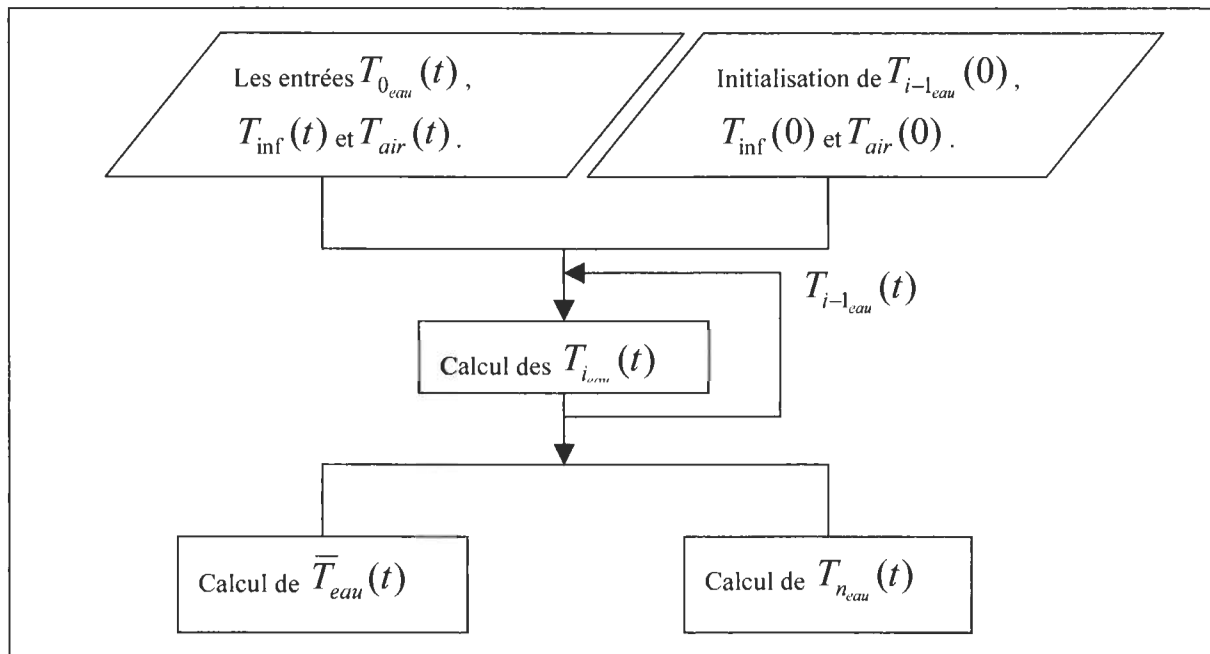
La température de sortie d'eau du plancher sera donnée par le calcul au pas $i=n$:

$$T_{sortie_{eau}}(t) = T_{n_{eau}}(t) \quad (58)$$

De même la température moyenne d'eau dans le plancher sera donnée par la relation :

$$\bar{T}_{eau}(t) = \frac{\sum T_{i,eau}(t)}{n} \quad (\text{à débit constant}). \quad (59)$$

D'où l'algorithme simplifié qui décrit l'évolution temporelle de la température de sortie d'eau et de la température moyenne d'eau du plancher en fonction de la température d'entrée :



Le programme de calcul des $T_{i_eau}(t)$ ainsi que la représentation de la boucle d'eau sous Matlab/Simulink sont présentés en annexe.

4.4.3.2 Modélisation des échanges entre les couches du plancher

4.4.3.2.1 Les hypothèses

- La répartition des matériaux constitutifs du plancher sera considérée comme homogène,
- La température à l'intérieur des couches du plancher est uniforme,
- La température de surface est considérée comme uniforme. Le flux solaire incident est réparti sur toute la surface du plancher,
- La température d'eau dans la boucle, sera considérée comme uniforme

$$\left(\bar{T}_{eau}(t) = \frac{\sum T_{i_eau}(t)}{n} \right)$$

- La résistance thermique de l'eau sera négligée par rapport à celles du béton et de l'isolant,
- Compte tenu de l'épaisseur faible du revêtement, la température de surface du plancher sera considérée comme égale à la température moyenne dans le revêtement.

4.4.3.2.2 Bilan thermique sur la dalle

L'objectif de ce modèle, est de déterminer en régime dynamique, l'évolution des températures dans les différentes couches du plancher afin de calculer les flux émis par le plancher vers le bâtiment.

Un schéma détaillé du plancher est présenté sur la figure 4-23 :

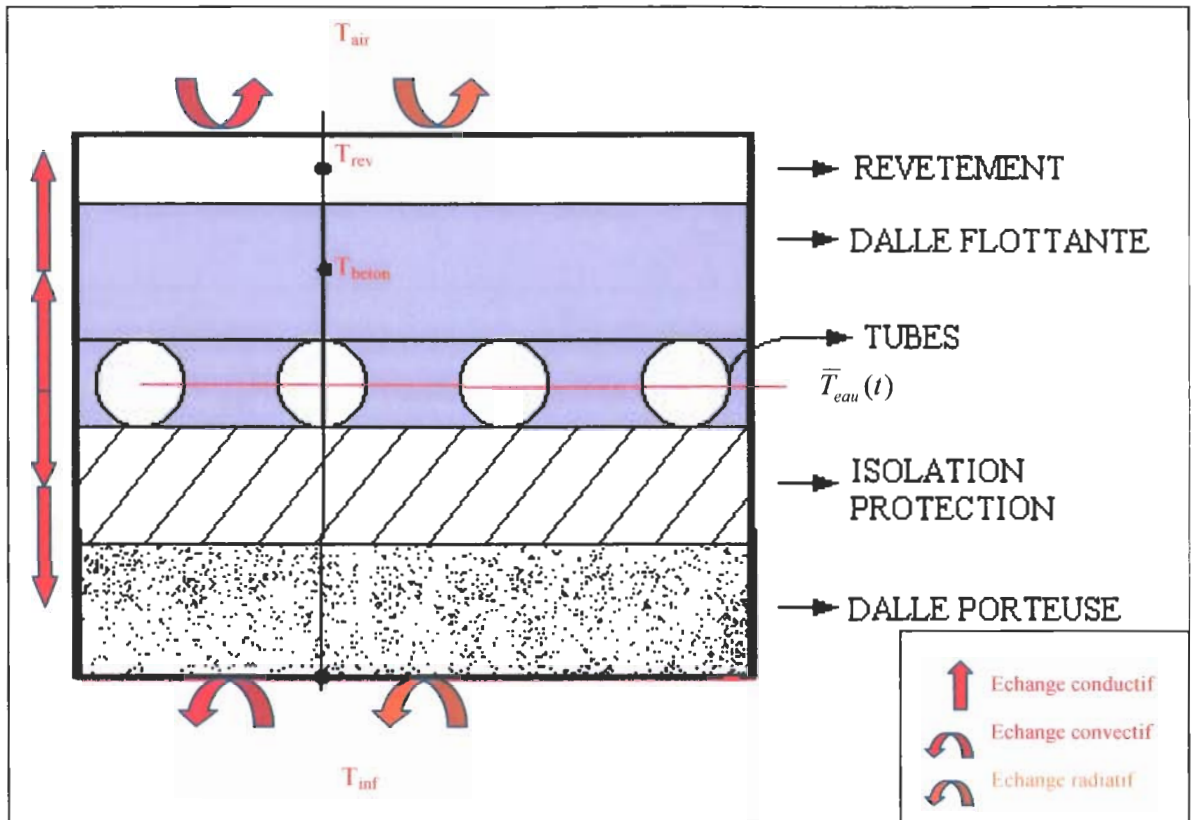


Figure 4-23 : Schéma du maillage

Des bilans thermiques sont effectués sur chacune des quatre couches constitutives du plancher en plus de la boucle d'eau. L'équation de la chaleur est appliquée à ces quatre couches avec les approximations décrites précédemment.

4.4.3.2.2.1 Bilan sur la dalle flottante

La dalle flottante est en contact avec la boucle d'eau et le revêtement. Tous les échanges sont de type conductif. Le bilan énergétique s'écrit alors :

$$e_{\text{beton}} \cdot \rho_{\text{beton}} \cdot C_{\text{p}_{\text{beton}}} \cdot \frac{dT_{\text{beton}}}{dt} = \varphi_{\text{eau} \rightarrow \text{dalle_flottante}} - \varphi_{\text{dalle_flottante} \rightarrow \text{revetement}}$$

$$\text{Soit : } e_{\text{beton}} \cdot \rho_{\text{beton}} \cdot C_{\text{p}_{\text{beton}}} \cdot \frac{dT_{\text{beton}}}{dt} = \frac{\bar{T}_{\text{eau}} - T_{\text{beton}}}{\frac{R_{\text{beton}}}{2}} - \frac{T_{\text{beton}} - T_{\text{rev}}}{\frac{R_{\text{beton}}}{2} + \frac{R_{\text{rev}}}{2}} \quad (60)$$

4.4.3.2.2.2 Bilan sur le revêtement

Le revêtement est en contact avec la dalle flottante et l'air de la pièce. La nature des échanges est mixte : le revêtement échange, d'une part de l'énergie avec la dalle flottante par conduction, et d'autre part de l'énergie avec l'air par convection et rayonnement. Le revêtement reçoit également de l'énergie par le solaire direct radiant φ_{sol} . Le bilan énergétique s'écrit alors :

$$e_{\text{rev}} \cdot \rho_{\text{rev}} \cdot C_{\text{p}_{\text{rev}}} \cdot \frac{dT_{\text{rev}}}{dt} = \varphi_{\text{dalle_flottante} \rightarrow \text{revetement}} - \varphi_{\text{revetement} \rightarrow \text{air}} + \varphi_{\text{direct_radiant}}$$

Soit :

$$e_{rev} \cdot \rho_{rev} \cdot C_{p_{rev}} \cdot \frac{dT_{rev}}{dt} = \frac{T_{beton} - T_{rev}}{\frac{R_{beton}}{2} + \frac{R_{rev}}{2}} - h_{convectif} \cdot (T_{rev} - T_{air}) - h_{radiatif} \cdot (T_{rev} - T_{mr}) + \frac{\varphi_{sol}}{S_{piece}} \quad (61)$$

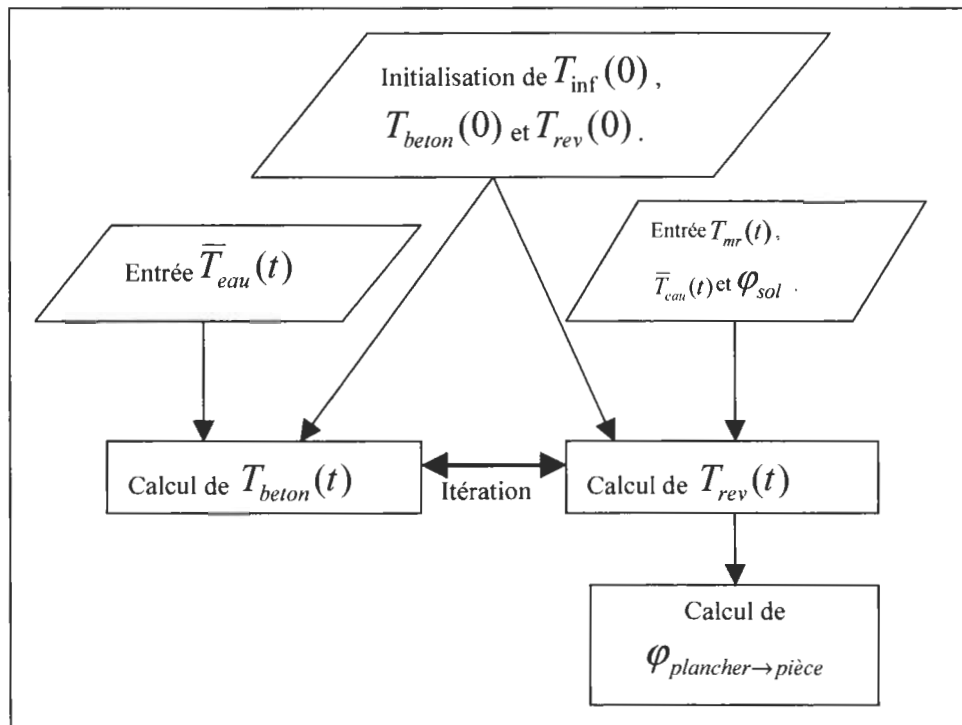
4.4.3.2.2.3 Bilan sur couche porteuse

- R_{inf} la résistance thermique totale de la dalle porteuse : $R_{inf} = R_{isol} + R_{dalle_porteuse}$

$$\text{Soit } R_{inf} = \frac{e_{inf}}{\lambda_{inf}} = \frac{e_{isol}}{\lambda_{isol}} + \frac{e_{dalle_porteuse}}{\lambda_{dalle_porteuse}} \quad (62)$$

4.4.3.2.3 Algorithme de résolution

Les bilans énergétiques effectués sur les couches du plancher mettent en évidence un système de trois équations à trois inconnues (T_{inf} , T_{beton} et T_{rev}). Le détail de la résolution des couches du plancher au moyen du logiciel Matlab/Simulink est présenté en annexe 9. L'algorithme final des couches du plancher a pu ainsi être établi :



Le programme d'initialisation des variables ainsi que la représentation des couches « solides » du plancher sous Matlab/Simulink sont présentés en annexe 9.

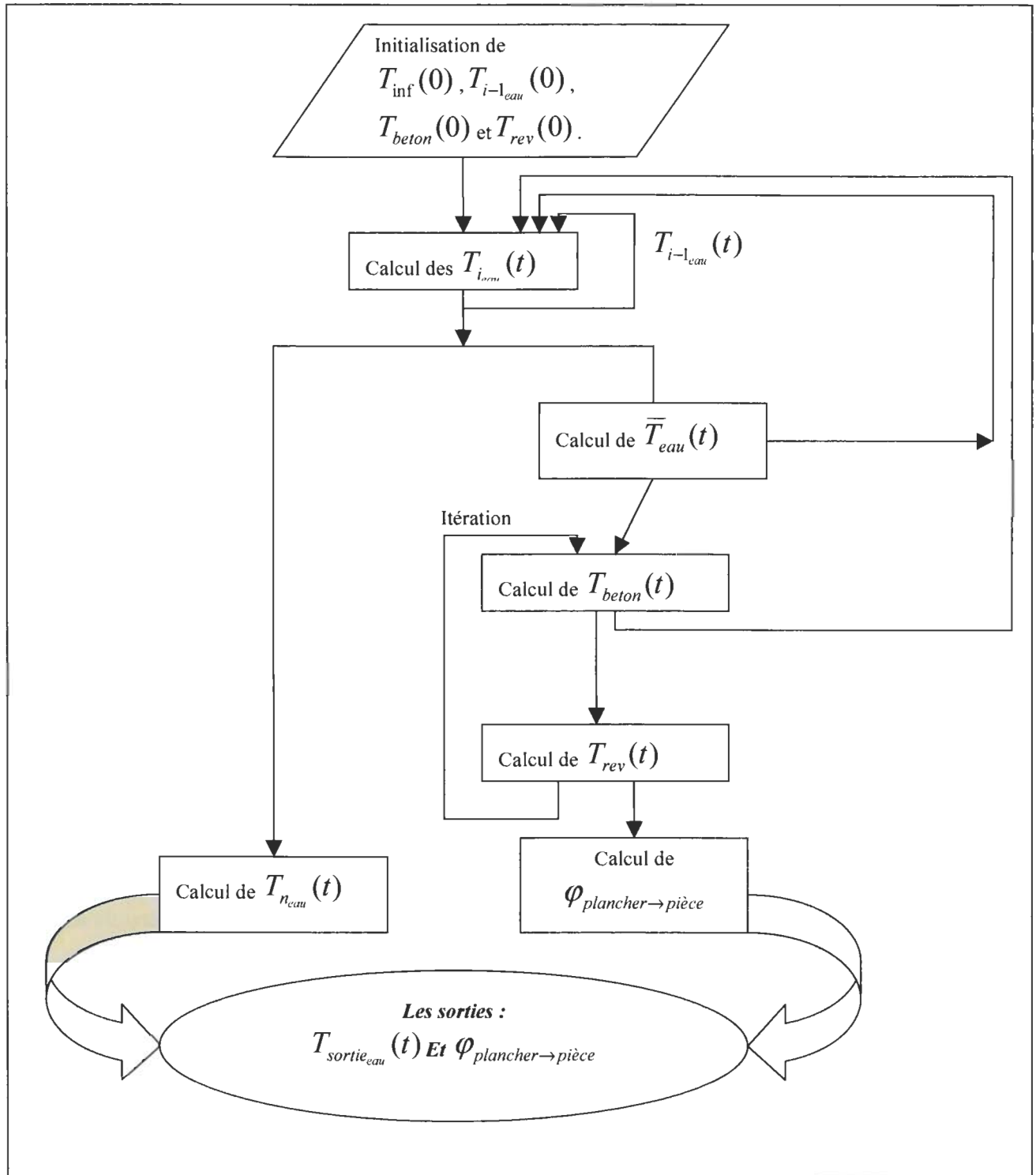
4.4.3.3 Couplage des deux modèles et calcul des sorties

Le modèle de plancher a été découpé en deux sous modèles :

- Le premier calculant la température de sortie d'eau plancher ainsi que la température moyenne dans le plancher,
- Le second calculant le flux total émis par le plancher vers la pièce, ainsi que la température de surface sous plancher.

Au vu des deux modèles et de leur algorithme de résolution, il est possible d'effectuer le couplage et d'en déduire un algorithme complet de calcul du plancher chauffant rafraîchissant.

4.4.3.3.1 L'algorithme complet plancher + boucle d'eau



4.4.4 Critiques du modèle plancher 1D

La validation du modèle 1D ci-dessus est réalisée à partir de résultats d'essais effectués au laboratoire Climatron d'EDF [MOU01].

La figure 4-24 montre l'évolution de la température de sortie d'eau en fonction du temps, en réponse à un échelon de température d'entrée d'eau à $t=0$ de 22 à 34°C. Toutes les températures initiales sont prises égales à 22°C. Les premiers résultats de validation se sont montrés nettement insatisfaisants.

En effet, le dynamique du plancher n'est pas respectée. Le temps de réponse est plus rapide que dans la réalité.

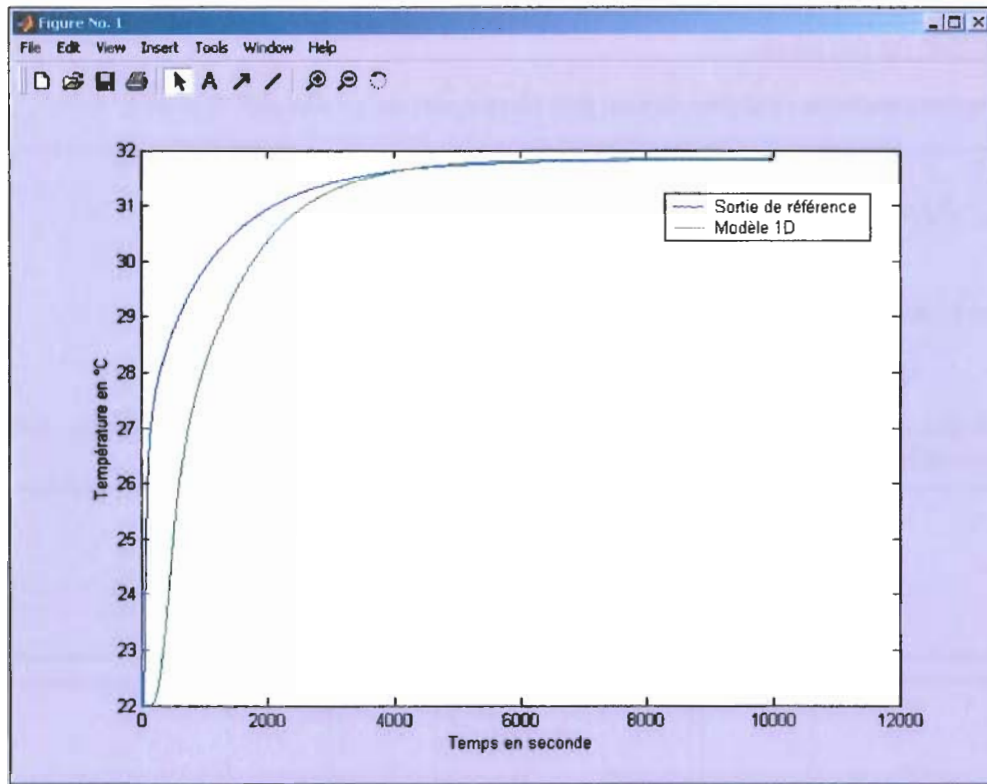


Figure 4-24 : Réponse de deux modèles à un échelon de température

L'inertie du système n'est pas respectée ce qui peut entraîner d'importantes erreurs sur la dynamique de fonctionnement et donc sur les simulations saisonnières.

La variation de certains paramètres physiques permettant de changer l'inertie, entraîne des erreurs grossières sur les températures de sortie d'eau en régime permanent.

Conclusion : Le modèle ne peut être validé tel quel. Le premier modèle développé faisait l'hypothèse d'un flux de chaleur transversal (dans le plan du plancher) négligeable devant les flux de chaleur verticaux et horizontaux. Cette hypothèse trop simplificatrice n'a pas permis la validation de ce premier modèle en régime permanent. Le second modèle tenant compte de la masse de béton inter tube par le calcul d'une masse volumique équivalente « eau/béton » a pu être validé en régime permanent. Malheureusement l'inertie de la boucle d'eau n'était alors plus représentative de l'inertie réelle ; les temps de réaction sur la température de sortie d'eau étaient trois fois plus importants que les temps de réaction relevés par mesure.

Au moyen de ces hypothèses simplificatrices ainsi que de la remarque précédente, il a été possible de mettre au point un troisième modèle de boucle d'eau. Le bilan thermique sur l'eau est détaillé ci-après.

La section suivante présente un nouveau modèle 2D sur la base du précédent.

4.4.5 Description du modèle final

4.4.5.1 Modélisation de la boucle d'eau

4.4.5.1.1 Les hypothèses

Les hypothèses de la section 4.4 restent valables mis à part :

- Les flux radiaux (dans le plan du plancher) ne sont pas négligés. Ceci entraîne une modification des surfaces d'échange mis en jeu : On considèrera que la surface d'échange entre l'eau du tube et la dalle porteuse s'effectue sur le quart supérieur de la surface du tube. De même, le flux émis par le tube vers la dalle porteuse, se fera sur le quart inférieur de la surface du tube. De plus, les échanges entre les tubes et le béton d'enrobage se feront selon la hauteur Δy des tubes.

Les deux sections ci-dessus devant être identiques, on a : $\Delta y \cdot \Delta z = \pi \cdot R^2$ (63)

Et : $\Delta z = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{4}$ soit : $\Delta y = 2 \cdot R$ (64)

Le nouveau bilan thermique sur l'eau est détaillé ci-après.

4.4.5.1.2 Nouveau bilan thermique sur la couche eau

La méthode des volumes finis est utilisée une nouvelle fois comme décrit dans la section 4.4.

La maille modélisée est décrite sur la figure 4-25 :

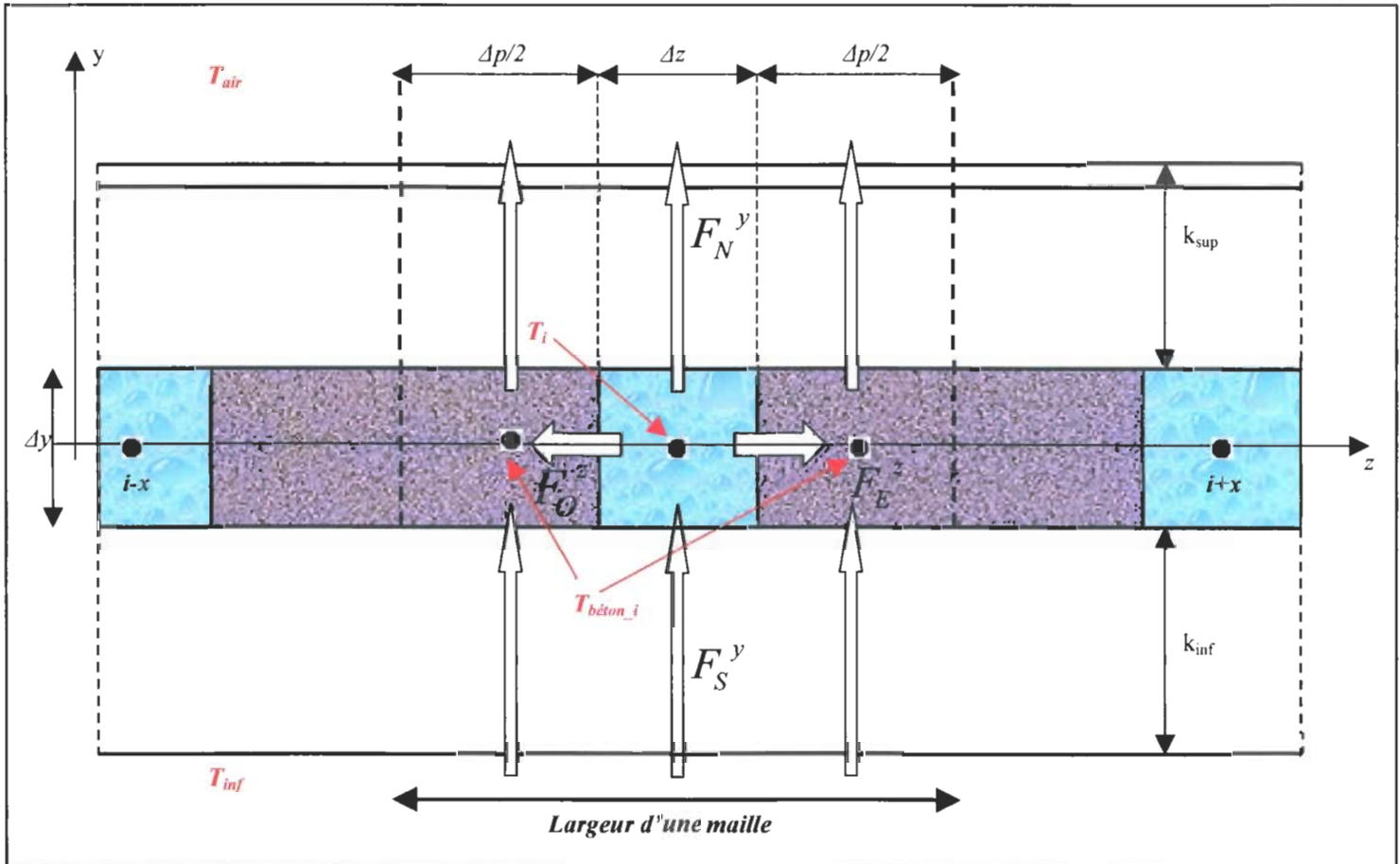


Figure 4-25 : Une maille de la couche eau avec les flux mis en jeu

En observant la figure 4-13, on observe la modification de ce modèle 2D par rapport au modèle 1D : un nœud a été ajouté au centre de la moitié d'enrobage directement en contact avec le nœud i de l'eau. Les flux mis en jeux sont :

- Les flux F_N^y entre l'eau ou le béton d'enrobage et la pièce,
- Les flux F_S^y entre l'eau ou le béton d'enrobage et la couche sous plancher,
- Les flux F_O^z et F_E^z entre l'eau et le béton d'enrobage directement en contact avec le tube,
- Le flux F_E^z entre l'eau et la pièce,
- La variation des deux flux de chaleur longitudinaux F_O^x et F_E^x est négligée.
- Le flux de chaleur entre deux moitiés du béton d'enrobage sera négligé. En effet, le gradient de température entre les nœuds i et $i-x$ est supposé petit à l'instant t . De plus, les deux moitiés d'épaisseur de béton ont la même inertie, donc le gradient de température sera négligé.

On notera l'indice « *enrob* » et « *eau* » respectivement les éléments qui concernent l'enrobage ou l'eau.

La mise en place des équations et la résolution sont présentées en annexe 9.

4.4.5.2 Modélisation des échanges entre les couches du plancher

La réflexion concernant les échanges entre les couches du plancher est strictement identique à celle du paragraphe 4.3.2. Un bilan sur le revêtement ainsi que sur la dalle flottante est ainsi effectué avec un bouclage entre les deux températures calculées.

La seule modification se situe dans l'algorithme de résolution : en effet la section 4.4.5 a permis de calculer la température moyenne d'eau dans le plancher mais aussi la température moyenne du béton entourant les tubes. Ceci implique un double bilan perpendiculairement au plan du plancher :

- Un premier bilan effectué au dessus des tubes, avec en entrée, la température moyenne d'eau dans le plancher. (les grandeurs seront indicées « *eau* »)
- Un second bilan effectué entre les tubes, avec en entrée, la température moyenne du béton d'enrobage dans le plancher. (les grandeurs seront indicées « *enrob* »)

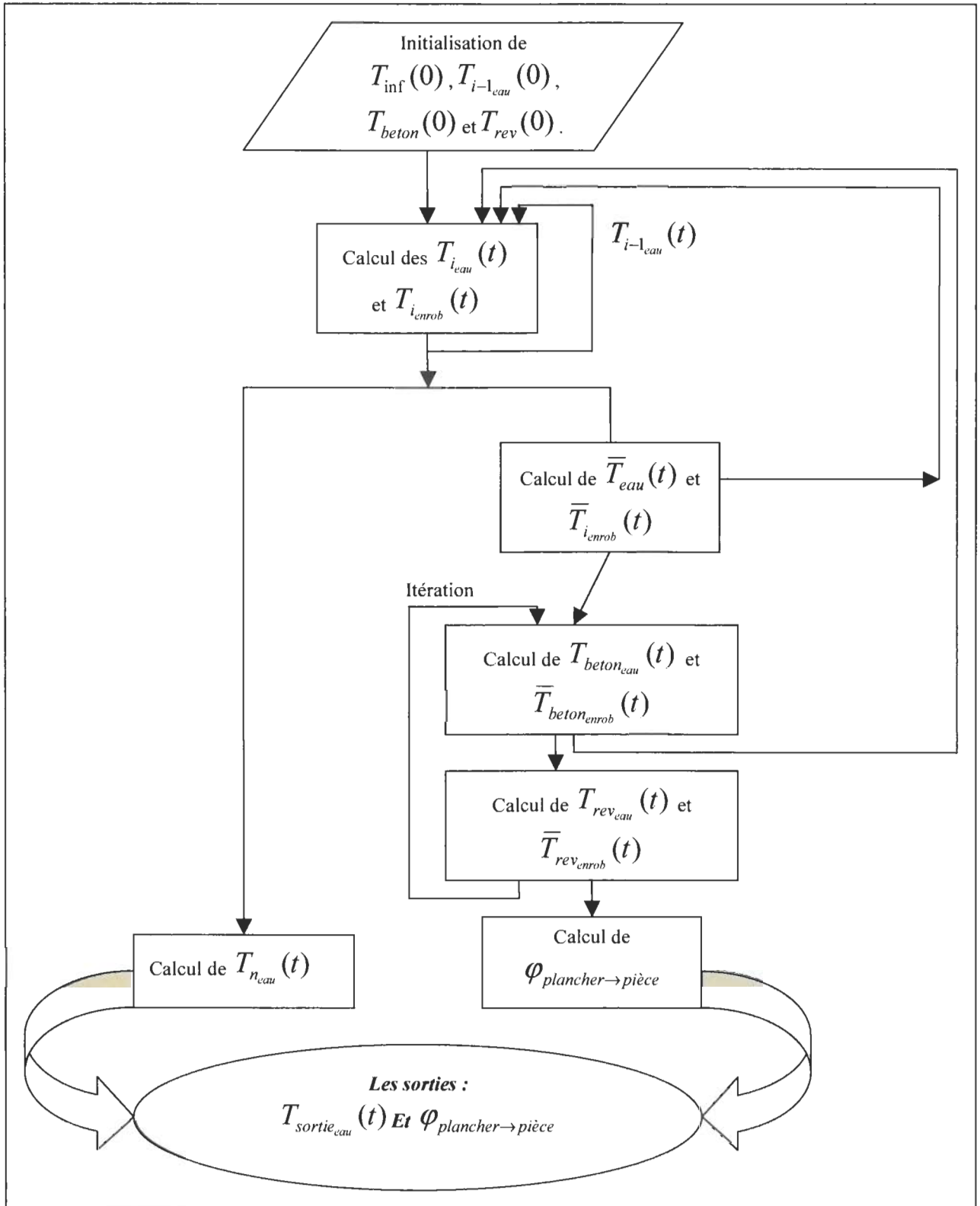
La mise en équation ainsi que la résolution sont détaillées en annexe 9.

4.4.5.3 Couplage des deux modèles et calcul des sorties

Le modèle de plancher a été découpé en deux sous modèles :

- Le premier calculant la température de sortie d'eau plancher, la température moyenne d'eau dans le plancher, ainsi que la température moyenne du béton d'enrobage.
- Le second calculant le flux total émis par le plancher vers la pièce, ainsi que la température moyenne de surface.

Au vu des deux modèles et de leur algorithme de résolution, il est possible d'effectuer le couplage et d'en déduire un algorithme complet de calcul du plancher chauffant rafraîchissant 2D :



4.4.6 Considérations sur le pas d'espace n

Le nombre de pas d'espace n (nombre de mailles) est un paramètre important du modèle. Il intervient directement d'une part sur la précision du calcul et d'autre part sur le temps de calcul du plancher pendant une période de temps. Il est nécessaire de fixer correctement le nombre de mailles par rapport à l'énoncé du problème.

Pour une maison de 100m² équipée d'une seule boucle d'eau, la température de sortie d'eau est représentée ci-dessous :

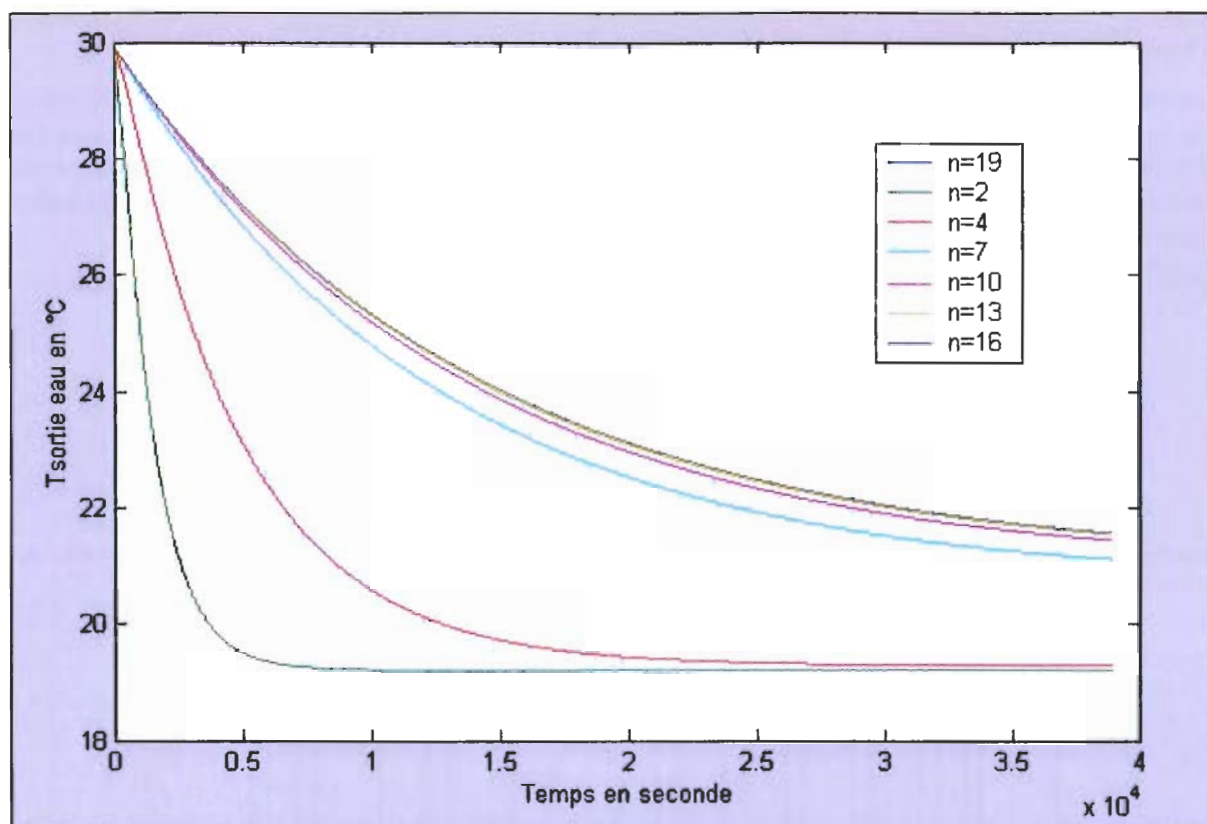


Figure 4-26 : Température de sortie d'eau en fonction du temps et suivant le nombre de mailles

La littérature préconise un nombre de mailles égale à 5 pour chaque mètre linéaire de tube. Cependant on observe sur le graphe ci-dessus que le modèle converge à n=10. Pour ce nombre précis de mailles et pour tous les planchers inférieurs à 140 m² le modèle sera suffisamment représentatif.

4.4.7 Eléments de validation

La validation constitue une phase très importante de l'élaboration de modèles numériques. Un modèle numérique est validé s'il permet de représenter une réalité physique avec un degré de précision jugé acceptable. Il existe plusieurs façons de valider un modèle. S'il existe une solution analytique pour une sollicitation simple (généralement un échelon), la solution analytique peut être comparée à la solution du modèle. Cette méthode concerne généralement les modèles très simples.

Pour des modèles constitués d'un assemblage de sous-systèmes, deux choix se présentent : une validation par comparaison avec d'autres codes, ou une validation par comparaison avec des résultats expérimentaux.

Des résultats expérimentaux effectués en cellule climatique existent [MOU01]. Cependant, tous tiennent compte d'un débit de renouvellement d'air de la cellule. Cette dernière n'étant pas encore modélisée, seule une validation par comparaison avec d'autres codes est possible.

Quatre cas de validation représentatifs de situations réelles ont été choisis, utilisant deux codes différents :

- Un régime transitoire obtenu à partir d'un autre code 3D plus complexe,
- Un régime dynamique (régulation) comparé au code 3D,
- Un régime transitoire obtenu à partir de l'outil de modélisation Thermette,
- Un régime dynamique (régulation) comparé à l'outil de modélisation Thermette.

4.4.7.1 Validation à partir d'un code 3D

Les expérimentations ont été effectuées par [MOU01] dans le cadre d'une thèse EDF/Ecole Normale sur la modélisation des planchers chauffant/rafraîchissant. Les mesures ont été effectuées dans des cellules climatiques au sein d'EDF R&D. A la suite de cette étude il a été créé un code de calcul précis du comportement du plancher. Ce code a été réalisé grâce à un maillage tridimensionnel du plancher placé dans une cellule climatique puis validé.

La géométrie du plancher est décrite par la figure 4-27 :

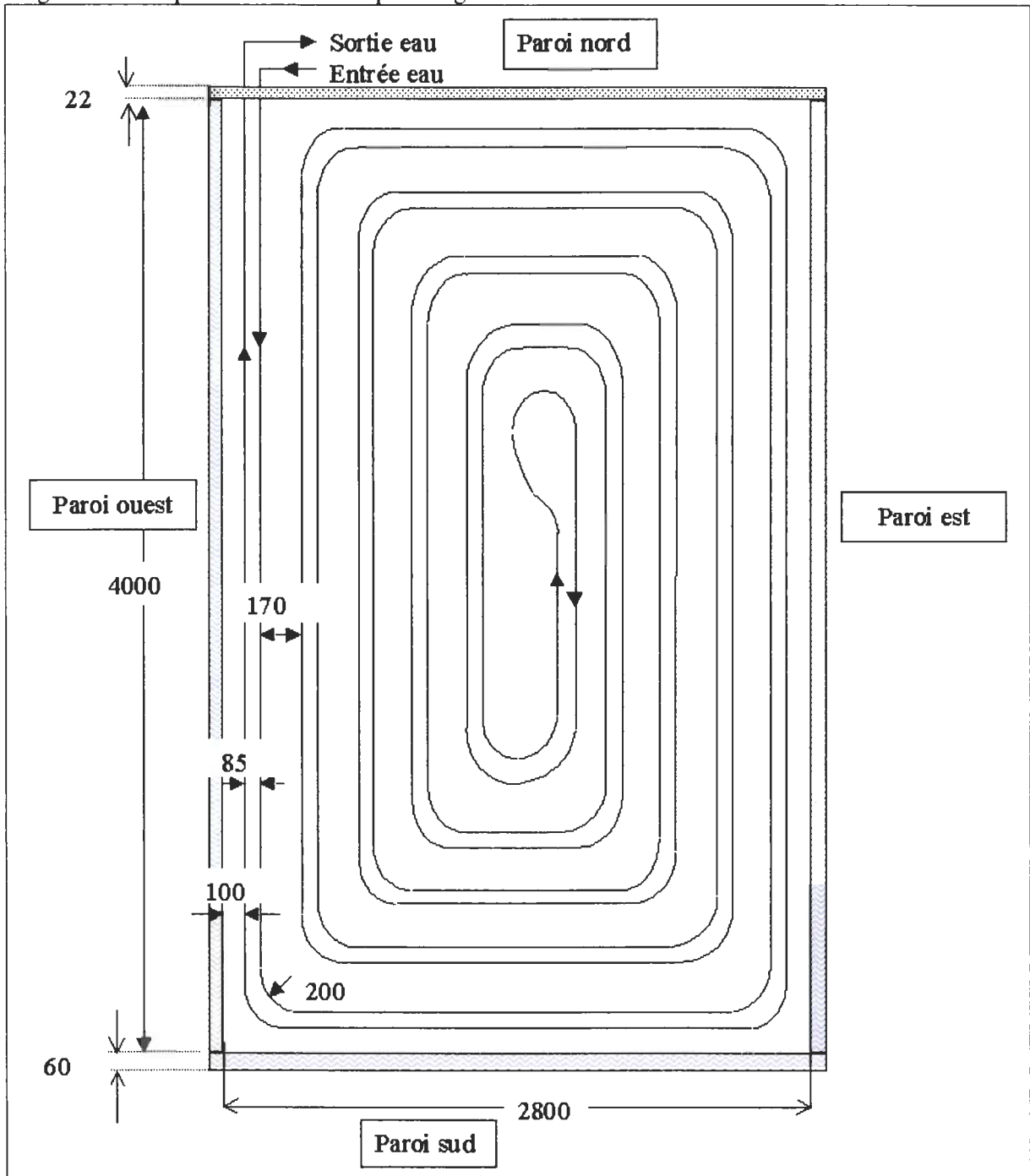


Figure 4-27 : Géométrie du plancher

La géométrie du plancher est la suivante :

- Surface du plancher : 11,2m²,
- Longueur de tube : 115m,
- Diamètre interne du tube : 6,5mm,
- Type de revêtement : plastique.

Remarque : Le code 3D du plancher ne peut être utilisé dans le cadre de l'étude pour deux raisons :

- Le temps de calcul du code 3D ne permet pas d'effectuer des simulations sur l'année,
- Le maillage utilisé ne peut être transposé facilement à un plancher d'un bâtiment réel d'une surface environ 10 à 15 fois plus importante.

Le maillage utilisé est le suivant :

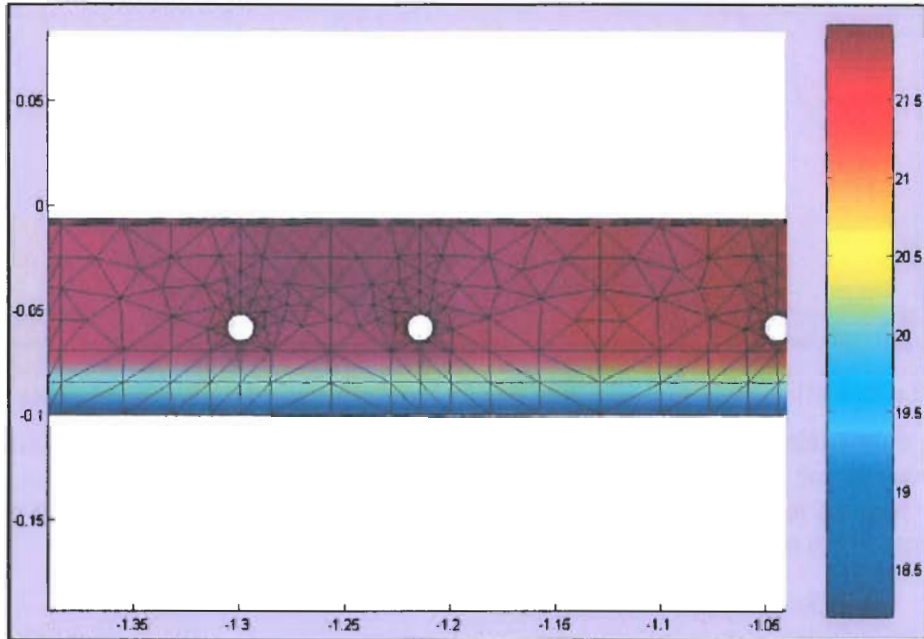


Figure 4-28 : Coupe transversale du plancher et maillage utilisé

4.4.7.1.1 Réponse à un échelon de température

Les conditions d'essais sont les suivantes :

- Débit d'eau : 170 l/h,
- Température d'air : constante à 22°C,
- Conditions initiales : toutes les températures fixées à 22°C,
- A $t=0$, on fixe la température d'entrée d'eau à 34°C,
- L'évolution de la température de sortie d'eau et de la température moyenne de surface est décrite sur les graphes ci-dessous (en rouge le modèle 2D, en bleu le modèle 3D).

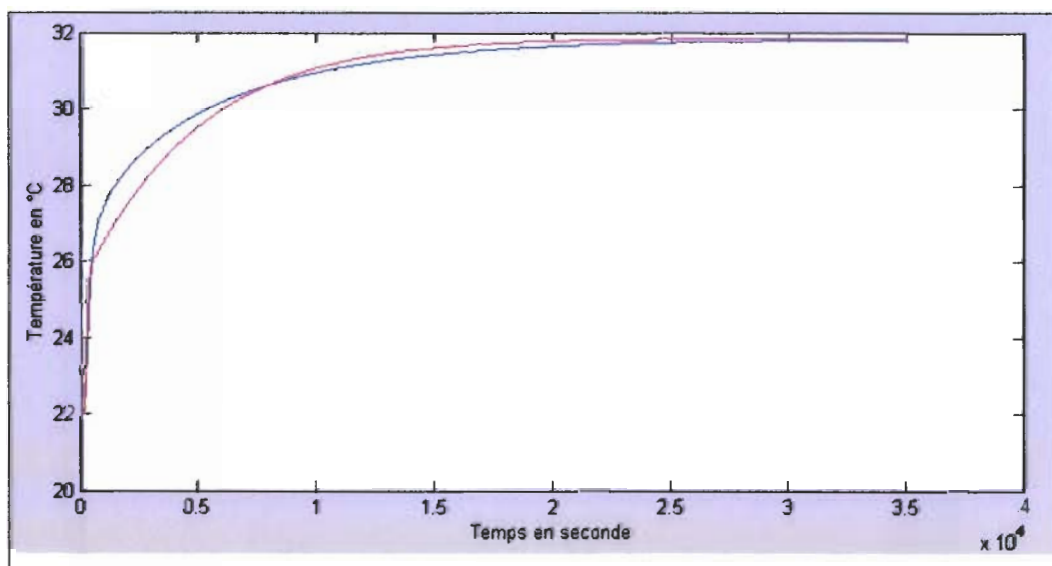


Figure 4-29 : Evolution de la température de sortie d'eau en fonction du temps

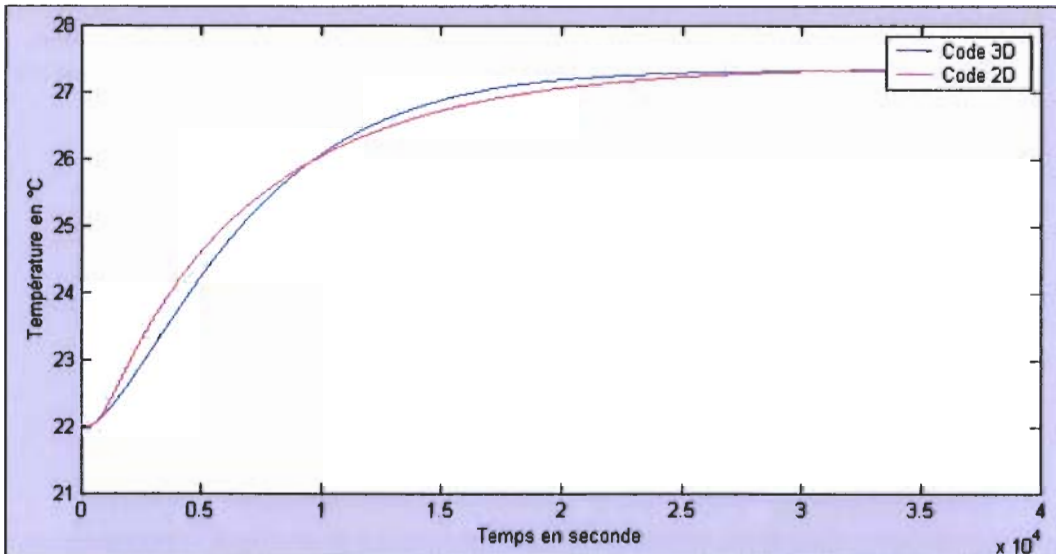


Figure 4-30 : Evolution de la température de surface en fonction du temps pour les deux codes

Les résultats du modèle développé et les résultats du code 3D sont respectivement tracés en rouge et bleu. On remarque que les régimes permanents sont cohérents. Il n’y a donc pas d’erreur sur le bilan des flux. De plus les temps de retard sont eux aussi cohérents : en effet les temps de réaction pour démarrer la montée en température sont très proches.

4.4.7.1.2 Réponse en régime dynamique

Les conditions d’essais sont les suivantes :

- Débit d’eau : 170 l/h,
- Température d’air : constante à 22°C,
- Conditions initiales : toutes les températures fixées à 22°C,
- A $t=0$, on définit une température d’entrée d’eau telle que l’on superpose un échelon de température de 22°C à 30°C, à une sinusoïde d’amplitude 3°C et de pulsation $\frac{2.\pi}{10000} s^{-1}$.

$$\text{Soit à } t=0 : T_{\text{entrée_eau}} = 30 + 3.\sin\left(\frac{2.\pi}{10000}.t\right) \quad (65)$$

La température d’entrée d’eau en fonction du temps est représentée sur la figure 4-31 :

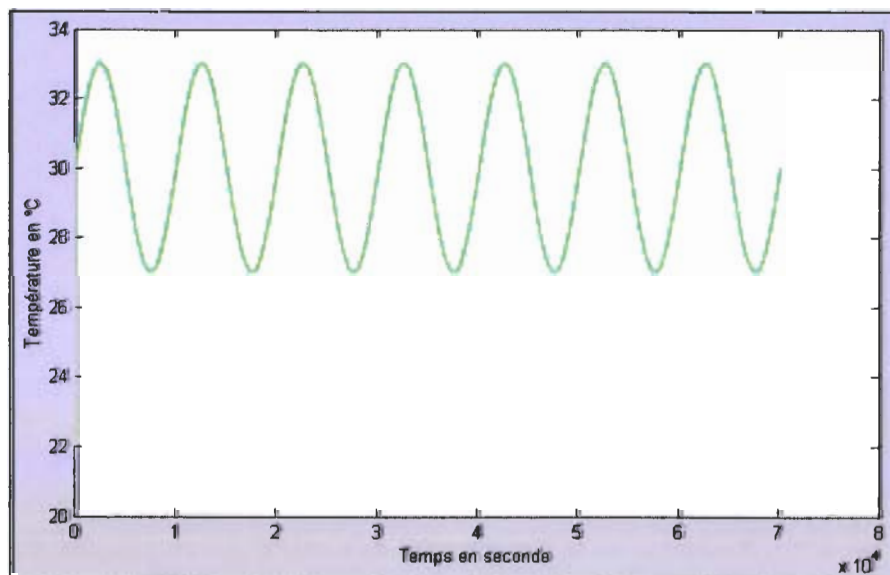


Figure 4-31 : Evolution de la température d’entrée d’eau en fonction du temps

- L'évolution de la température de sortie d'eau et de la température moyenne de surface est décrite sur les graphes 4-32.

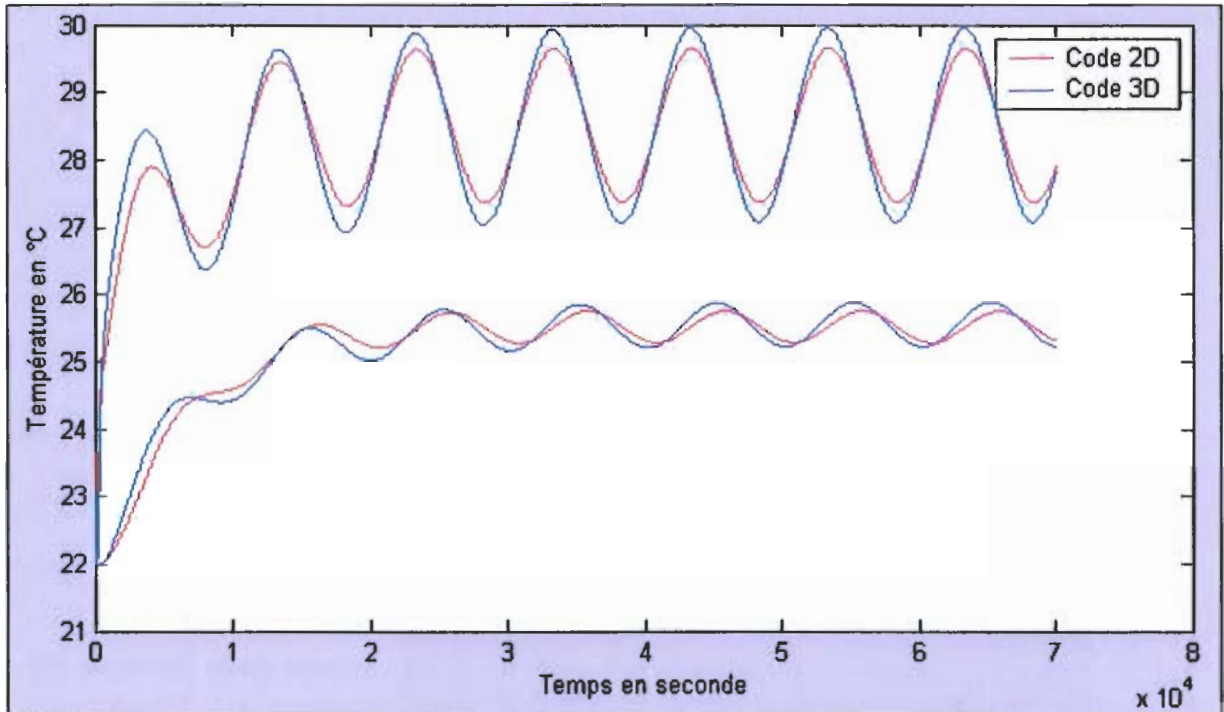


Figure 4-32 : Evolution des températures de sortie d'eau et de surface en fonction du temps

Pour la température de sortie d'eau, on remarque une variation de l'amplitude des oscillations. L'erreur maximale est de 0,6 K.

Pour la température de surface, on observe un léger déphasage entre les deux modèles (déphasage constant de 0,25s quelque soit le signal à l'entrée).

Conclusion : Le code 3D a permis de vérifier la réponse du modèle dans des conditions extrêmes de variations de températures (gradient de température de 8 K en instantané). Le modèle développé peut être considéré comme validé en régime permanent comme en régime dynamique pour le plancher décrit précédemment. Il est cependant nécessaire de vérifier la validité de ce modèle pour d'autres caractéristiques géométriques de plancher.

4.4.7.2 Validation avec le logiciel THERMETTE

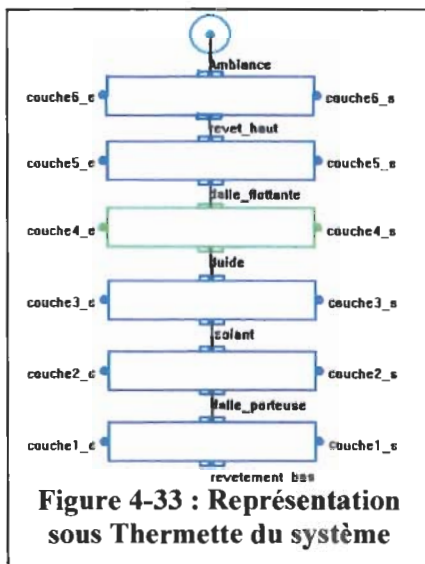


Figure 4-33 : Représentation sous Thermette du système

Le logiciel Thermette constitue un compromis entre l'analyse élémentaire d'un système (étude de chaque composant d'un système sans interaction) et une étude tridimensionnelle complexe. Il est développé par le Centre d'Energétique de l'Ecole des Mines de Paris.

L'équation de la chaleur est résolue dans des branches (lien entre deux nœuds) qui s'assemblent en réseaux. Les interactions entre branches sont prises en compte sous forme d'échanges. Différents types de calculs sont possibles (volumes finis, éléments finis, ou éléments hermitiens) en statique ou en dynamique.

La modélisation du plancher est dynamique. Le phénomène prépondérant étudié est l'inertie du plancher.

La figure 4-33 représente les différentes couches du plancher. Le système a été modélisé en trois branches (une perpendiculairement aux tubes d'eau et une de part et d'autre de la boucle d'eau). La figure 4-33 est la représentation sous Thermette d'une branche.

Les caractéristiques du plancher modélisé sont les suivantes :

- Surface : 70,5m²,
- Débit d'eau : 0,38 kg/s,
- Les couches :
 - Un revêtement bas,
 - La dalle porteuse en béton,
 - Une couche isolante,
 - La couche « eau »,
 - La dalle flottante en béton,
 - Un revêtement haut plastique.

4.4.7.2.1 Réponse à un échelon de température

Les conditions d'essais sont les suivantes :

- Température d'air : constante à 30°C,
- Conditions initiales : toutes les températures fixées à 30°C,
- L'évolution de la température de sortie d'eau est décrite sur la figure 4-34 :

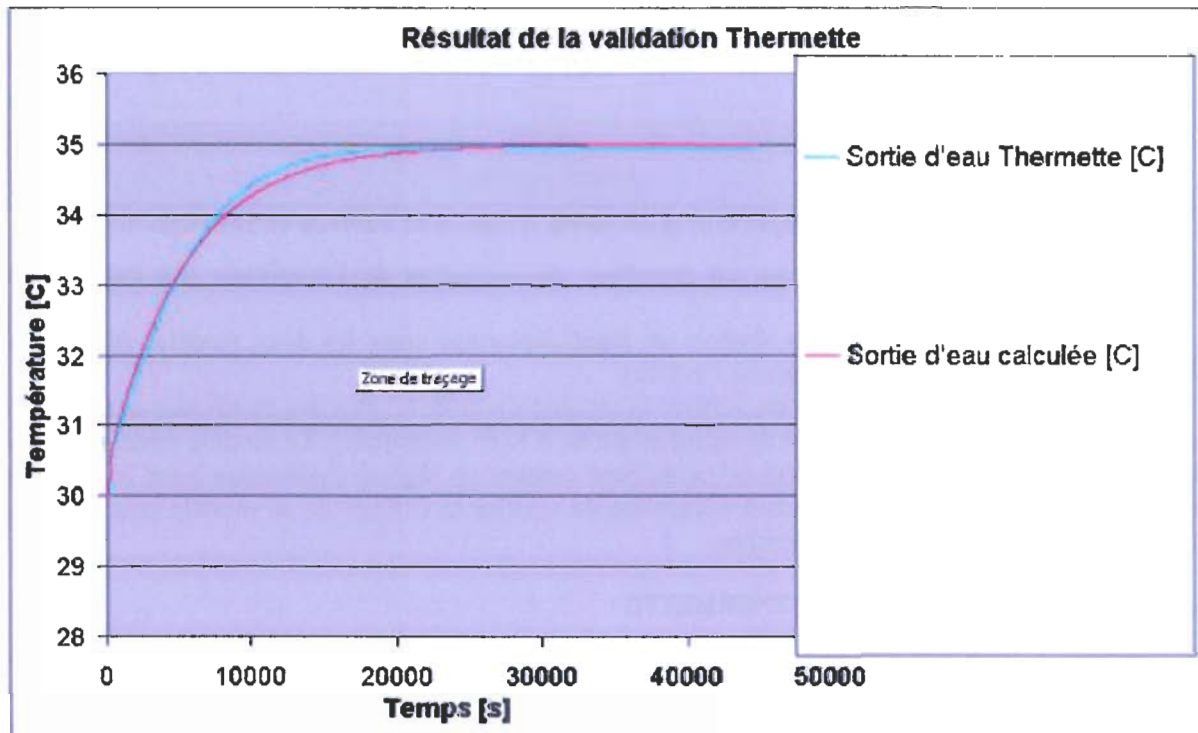


Figure 4-34 : Température de sortie d'eau pour une entrée constante

L'erreur maximale sur les températures de sortie d'eau est de 0,18K.

4.4.7.2.2 Réponse en régime dynamique

Les conditions d'essais sont les suivantes :

- Température d'air : constante à 30°C,
- Conditions initiales : toutes les températures fixées à 30°C,
- Température d'entrée d'eau : signal sinusoïdal,
- L'évolution de la température de sortie d'eau est :

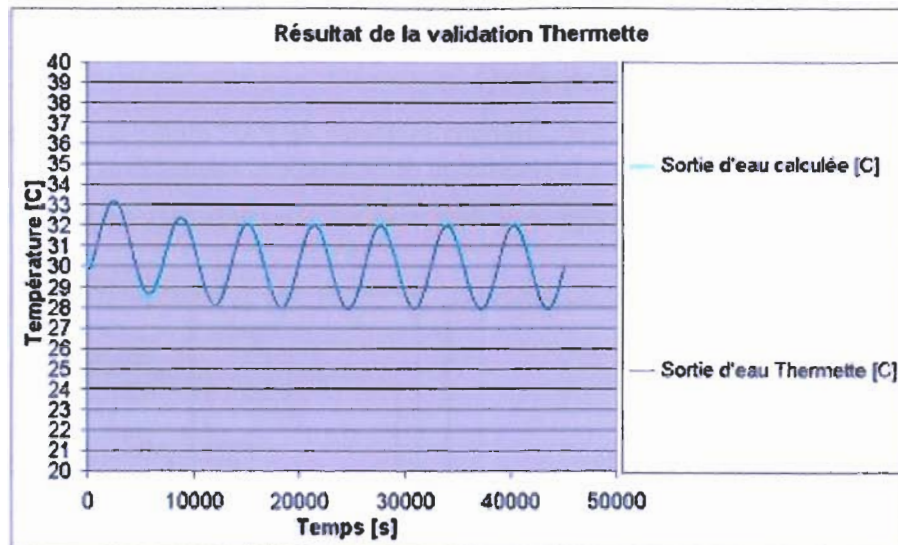


Figure 4-35 : Température de sortie d'eau pour une entrée sinusoïdale

En tous les cas, le plus grand écart entre la réponse Thermette et celle calculée par le modèle a été 0,23K, donc on peut considérer le modèle comme validé.

4.4.8 Conclusion sur le modèle de plancher chauffant/rafraîchissant

Le code 2D développé en deux temps a permis de représenter simplement un plancher chauffant rafraîchissant en régime dynamique.

Le pas d'espace choisi permet de simuler des planchers de 0 à 140 m².

La validation du modèle a été réalisée de deux manières :

- Une première validation en régime transitoire et dynamique sur un plancher de 11,2 m² à partir d'un code 3D, lui-même établi à partir de résultats d'essais.
- Une seconde validation à partir d'un logiciel de modélisation sur un plancher réel de 70,5 m².

Ce modèle sera utilisé par la suite ; il peut en effet être couplé à d'autres modèles où résultats d'essais effectués sur une pompe à chaleur air/eau, afin d'obtenir une représentation complète du système PAC + Plancher + Bâtiment.

4.5 MODELISATION DE LA PAC

La dernière étape de la modélisation des différents systèmes de PAC étudié consiste en la création d'un modèle sous Matlab/Simulink pour la réalisation de simulations saisonnières.

Le module *système de chauffage* est composé de deux sous modèles présentés sur la Figure 4-36.

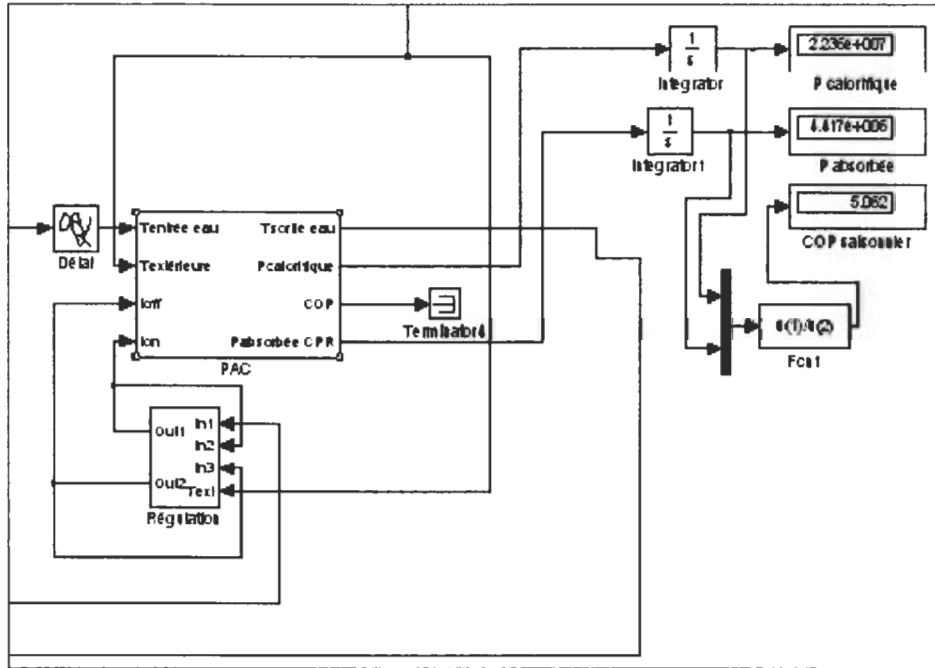


Figure 4-36 : Le module *système de chauffage* sous Simulink

- Le module PAC : donne la température de sortie d'eau, la puissance calorifique, le COP instantané et la puissance absorbée par la PAC en fonction de la température d'entrée d'eau, la température extérieure et la commande de régulation.
- Le module régulation envoie au module PAC une consigne *off* ou *on* en fonction des paramètres de régulation et de l'état au pas de temps $t-1$.
- Les puissances sont intégrées dans le temps et le module délivre la puissance totale absorbée, calorifique ainsi que le COP sur la saison de chauffe.

Concernant le module *PAC*, quand l'état de fonctionnement vaut 1, les puissances sont calculées en fonction du système testé à partir des corrélations du chapitre 2 pour le système mono compresseur, du chapitre 3 pour le prototype bi compresseurs, des corrélations issues des simulations obtenues avec l'outil CONSOPAC.

Lorsque l'état de fonctionnement est à 0, la puissance calorifique est nulle et la puissance absorbée est de 50W (cf chapitre 2 : Consommation de veille de la PAC). Ceci permet d'intégrer les pertes à charge partielle des différentes technologies modélisées.

4.6 LE COUPLAGE DES DIFFERENTS ELEMENTS DU SYSTEME

Les différents modules disponibles pour la représentation complète du système sont :

- Un module *bâtiment*,
- Un module *PAC* et son élément de *régulation*,
- Un module *météo type* qui simule la température, l'humidité et le flux solaire sur la saison de chauffe pour les trois zones climatiques françaises,

- Un module *plancher*, qui calcule la température de retour d'eau à la PAC et le flux thermique émis vers la maison.

Le couplage de ces différents éléments est représenté sur la figure 4-37 sur la page suivante.

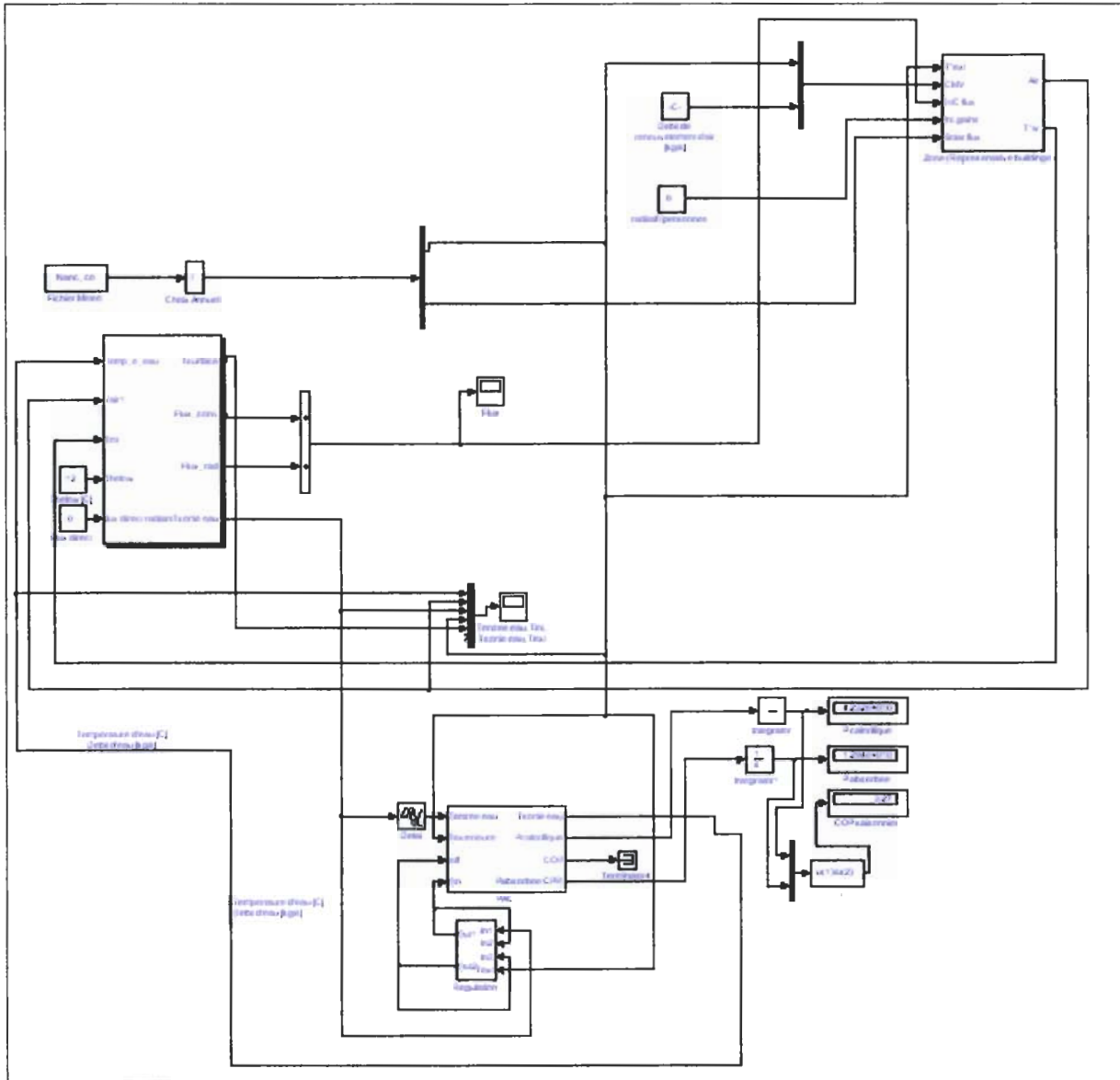


Figure 4-37 : Description du couplage des différents éléments du modèle dynamique

La température sous plancher est supposée constante à 12°C. Comme représenté sur la figure 6-1, la température d'entrée d'eau du plancher est directement donnée par la température de sortie d'eau PAC. La température d'air au dessus du plancher, en entrée du module *plancher* ainsi que la température radiante est calculée par le module *bâtiment*.

Ce dernier est alimenté par le module *météo* qui lui donne en temps réel, la température d'air extérieur ainsi que le flux solaire gratuit. Les flux convectif et radiatif calculés par le module *plancher* sont additionnés puis injectés directement dans le module *bâtiment*. Le débit de renouvellement d'air est supposé constant. Les sorties du système sont, les puissances calorifique et électrique absorbées par la PAC ainsi que le COP saisonnier. De plus une représentation graphique en fonction du temps et un enregistrement de la base de données calculée sont effectués pour la température d'air extérieur, la température d'entrée d'eau et de sortie d'eau PAC, ainsi que la température de surface du plancher et la température d'air moyenne à l'intérieur de la maison.

Le couplage ainsi réalisé, les simulations saisonnières ont pu être lancées.

4.7 SIMULATIONS SUR TROIS ZONES CLIMATIQUES DE TROIS TECHNOLOGIES DE VARIATION DE PUISSANCE

4.7.1 Première simulation sur le système de référence

La première simulation a été lancée à partir des hypothèses faites précédemment. Elle a été réalisée sur le système mono compresseur dont les performances en régime permanent ont été déterminées dans le chapitre 2. Les conditions de cette simulation sont les suivantes :

Zone climatique :	Nancy (H3)
Pertes en veille :	Non
Appoint électrique :	Non
Régulation :	Une consigne sur la température de retour d'eau fixe = 30°C
Différentiel de régulation :	±1,5K

De plus, et pour la suite de l'étude, la consommation de la pompe de circulation étant constante, elle ne sera prise en compte dans les calculs de coefficient de performance. Le temps de calcul pour une saison de chauffage, en régime dynamique est d'environ 15 min. Le pas de temps est de 30s.

Les résultats de cette simulation sont représentés sur la figure 4-38 :

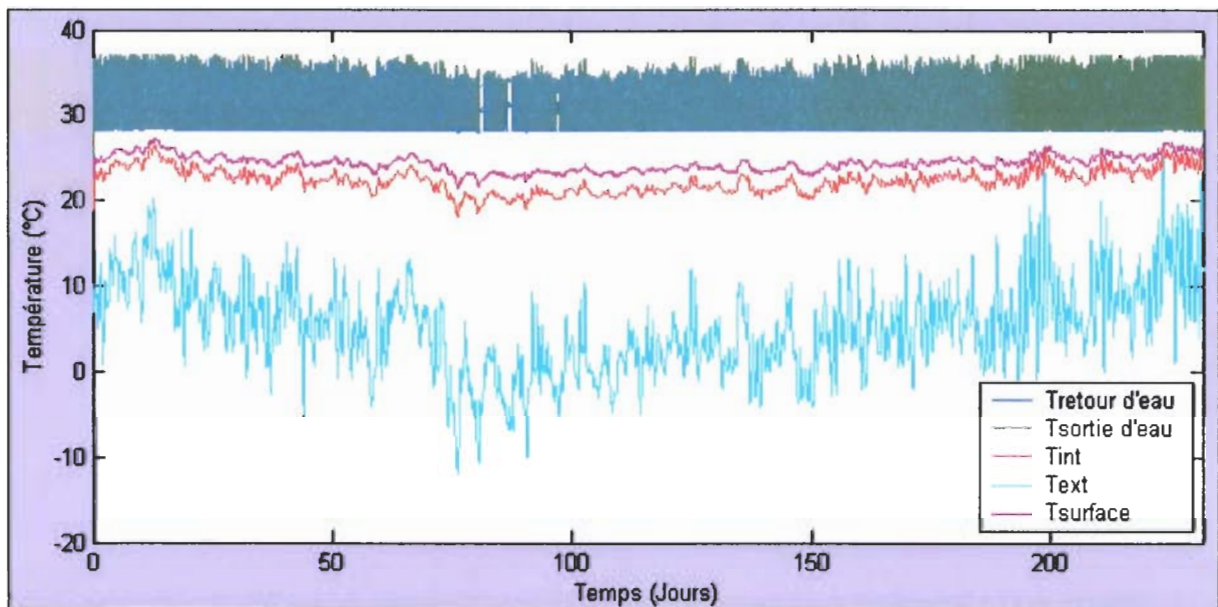


Figure 4-38 : Résultat de simulation sur le système de référence pour la ville de Nancy

Les différentes courbes de température (en °C) représentées sont :

- En jaune la température de sortie d'eau PAC.
- En bleu, la température d'entrée d'eau PAC.
- En vert, la température moyenne de surface du plancher.
- En violet, la température moyenne d'air de la maison.
- En rouge, la température extérieure.

L'observation de cette figure montre une variation de la température moyenne de sortie d'eau en fonction du temps. Celle-ci est fonction de la température extérieure.

De plus, la température d'air dans la pièce, pour ce type de régulation trop simplifié, montre une variation de température sur l'année sur la plage [18°C ; 25°C]. La chute de température pendant les périodes les plus froides peut s'expliquer par le manque de puissance de la PAC en dessous de -3°C de température extérieure.

Observons de plus près la régulation du système. Pour se faire, un zoom de la figure 4-38 est représenté sur la figure 4-39, pour les trois premières heures de la période de chauffage.

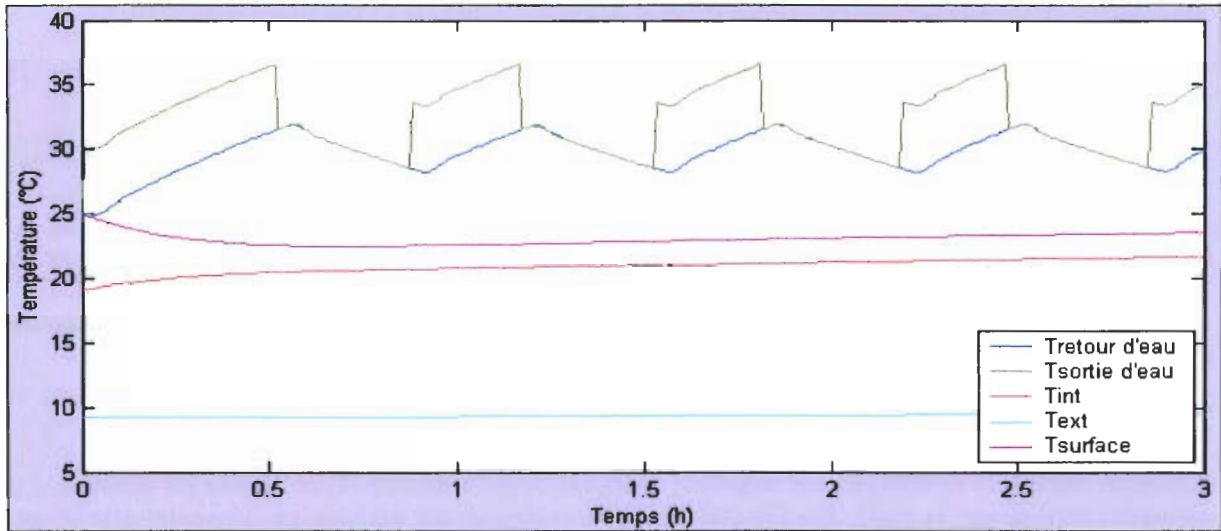


Figure 4-39 : Les trois premières heures de chauffage pour la ville de Nancy

A une température d'air d'environ 9,5°C, la PAC fonctionne à 50% de charge. Conformément au phénomène de cyclage décrit dans le chapitre 2, la régulation permet à la PAC de démarrer ou de s'arrêter quand les consignes haute ou basse sont atteintes. L'inertie de la boucle d'eau entraîne des dépassements haut et bas respectivement de 0,5 et 0,2 K.

L'étude de l'évolution de la température d'air de la pièce et de la température d'eau dans le plancher montre que ces deux dernières peuvent être entièrement découplées.

Un second zoom est réalisé (figure 4-40) pendant la période où la température d'air de la maison descend à 18°C. La température d'air extérieur est alors de l'ordre de -8°C. La PAC fonctionne alors constamment sans que la consigne d'arrêt ne puisse être atteinte. Le besoin est supérieur à la puissance délivrée.

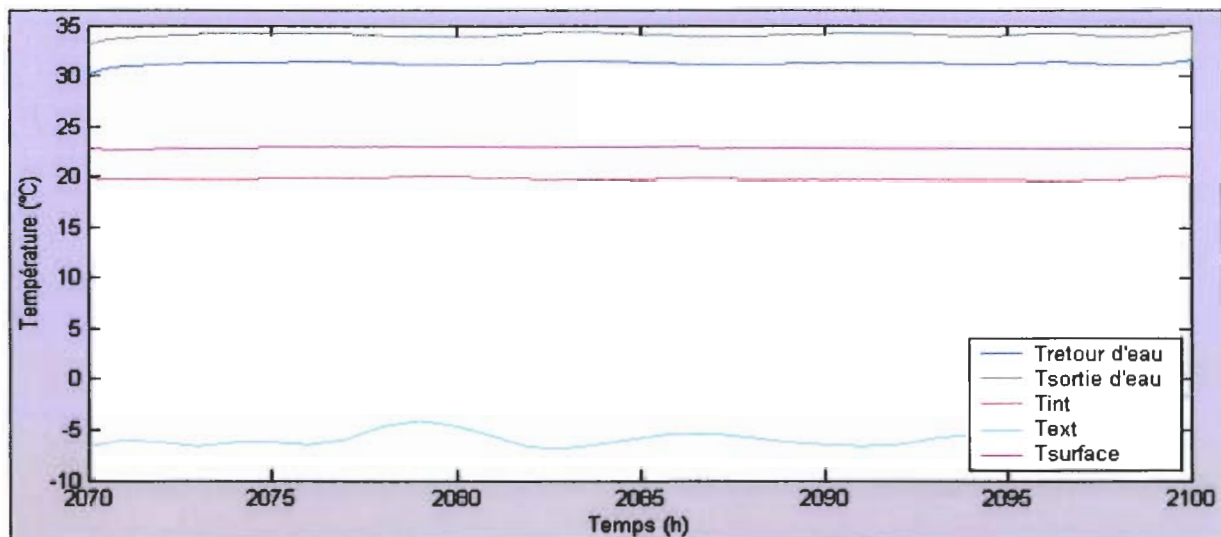


Figure 4-40 : Fonctionnement de la PAC pendant une période froide

Pour cette première simulation saisonnière, le couplage des modèles fonctionne. Cependant, l'absence d'un appoint électrique entraîne une chute de température importante durant les périodes froides. La température ne descend pas sous la barre de 18°C grâce à l'inertie du plancher et de la maison.

De plus la consigne d'entrée d'eau fixe entraîne une température d'air dans la maison trop importante (jusqu'à 25°C !) en régime de fonctionnement normal. L'ajout de capteurs de température semble donc s'imposer, afin de limiter la température dans la pièce à 20°C. Cette limitation ne permettra pas au bâtiment de rester au dessus de 18°C en cas de faible température d'air (<-3°C), sans l'ajout d'un appoint électrique.

Les performances calculées sont :

- Une énergie calorifique produite par la PAC de 63 890 MJ.
- L'énergie électrique absorbée est de 21 720 MJ.
- Soit, un COP_{saisonnier}=2,94.

4.7.2 Performances saisonnières d'une installation réelle

La première simulation a permis de vérifier le bon fonctionnement du couplage des différents modèles. Cependant, le calcul saisonnier effectué, pour être représentatif d'une installation réelle, doit tenir compte de la consommation de veille de la PAC ; il doit permettre de maintenir une température minimale dans la pièce de 18°C par la présence d'un appoint électrique.

4.7.2.1 Introduction de l'appoint électrique

A chaque instant, le modèle calcule le besoin énergétique de la maison. Si ce besoin est inférieur à la puissance fournie par la PAC, alors la différence de puissance est délivrée par l'appoint à la boucle d'eau avec un rendement supposé égal à 1.

L'introduction de l'appoint pour obtenir un confort minimum de 18°C dans la maison entraîne une baisse du rendement saisonnier de 5,4 % en zone H3.

4.7.2.2 Influence de la consommation de veille et du climat

Une série de simulations a été lancée afin de calculer des rendements saisonniers d'installations réelles.

Ainsi, quand la PAC est à l'arrêt, le module PAC renvoie une puissance électrique absorbée de 50W. L'impact de cette consommation de veille pour les trois zones climatiques est représenté dans le tableau 4-1 en fonction des conditions d'entrées :

Tableau 4-1 : Influence de la prise compte de la veille sur les performances saisonnières pour trois zones climatiques

Zone climatique :	Nice	Nice	Trappes	Trappes	Nancy	Nancy
Pertes en veille :	Non	Oui	Non	Oui	Non	Oui
Appoint électrique :	Oui	Oui	Oui	Oui	Oui	Oui
Régulation :	Consigne retour d'eau = 30°C	Consigne retour d'eau = 30°C	Consigne retour d'eau = 30°C	Consigne retour d'eau = 30°C	Consigne retour d'eau = 30°C	Consigne retour d'eau = 30°C
Différentiel de régulation :	±1,5K	±1,5K	±1,5K	±1,5K	±1,5K	±1,5K
E fournie :	51 220 MJ	51 220 MJ	61 180 MJ	61 180 MJ	63 890 MJ	63 890
E absorbée :	13 066 MJ	14 160 MJ	18 483 MJ	19 360 MJ	20 948 MJ	21 720 MJ
COP saisonnier :	3,92	3,62	3,31	3,16	3,05	2,94

L'observation du tableau 4-1, montre que la consommation de veille de la PAC ne peut pas être négligée. Elle a un impact important sur le COP saisonnier. Cet impact augmente avec la diminution moyenne de la charge thermique, c'est-à-dire avec l'augmentation du temps d'arrêt de la PAC. Il est de -3,6 % pour la ville de Nancy, de -4,63 % pour la ville de Trappes et de -7,59 % pour la ville de Nice.

Le COP saisonnier varie fortement en fonction du climat d'étude. Si on choisit la référence pour la ville de Nancy à 2,94, le COP augmente de 7,48 % pour la ville de Trappes et de 23,1 % pour la ville de Nice. Augmentation normale, puisque plus la PAC est utilisée dans des conditions climatiques favorables, plus le COP est important.

Les résultats de ces simulations montrent également une importante variation de la température d'air dans la maison tout au long de la saison. L'appoint électrique, ainsi que l'inertie du plancher permettent, pour les trois zones climatiques, de maintenir une température d'air minimale de 18°C. En revanche, l'absence de capteur de température d'air extérieur, ainsi que de thermostats d'ambiance entraîne pour des températures d'air extérieur élevées, **une température dans la maison pouvant atteindre 25°C à Nancy et 27°C à Nice.**

4.7.3 Impact de la régulation sur les performances du système mono compresseur

Les résultats du paragraphe 7.2., sont propres à ce système mono compresseur. La plupart des pompes à chaleur sur le marché du résidentiel neuf sont pilotées de la sorte. La consigne est alors changée régulièrement en fonction des conditions extérieures. Nous avons montré que si cette consigne reste fixe à 30°C, la température d'air dans la pièce est trop élevée.

Cependant, il existe d'autres moyens d'obtenir une régulation plus fine, notamment afin de lisser la courbe des températures à l'intérieur de la maison.

Par exemple l'utilisation de la régulation sur « loi d'eau » : ce type de régulation permet d'adapter la consigne de la PAC en fonction de la température extérieure.

Dans ce paragraphe, deux points essentiels seront abordés :

- D'une part la mise en place d'un capteur de température extérieure qui permettra de couper la PAC quand cette dernière dépasse 18°C. De même, la mise en place d'un thermostat d'ambiance qui permet de couper la PAC quand la température intérieure de la maison dépasse 20°C.
- D'autre part la comparaison entre les performances d'une régulation sur consigne fixe, et celle utilisant une régulation sur loi d'eau.

4.7.3.1 Performance du système avec un thermostat d'ambiance

Tel qu'il a été introduit précédemment, 2 contrôles de températures sont simulés dans le modèle saisonnier. Dès que l'une des deux températures associées est supérieure à la température de consigne des capteurs, la PAC s'arrête. La PAC ne peut se mettre en marche que si et seulement si les trois conditions suivantes sont réunies :

- La température d'air extérieur est inférieure à 18°C.
- La température à l'intérieur de la maison est inférieure à 20°C.
- La température de retour d'eau PAC est inférieure à la température de consigne au différentiel de régulation près (28,5°C dans ce cas).

Les simulations sont ainsi lancées pour les trois zones climatiques, pendant la saison de chauffage. Il est clair que l'impact de ces capteurs devrait être plus important pour la zone H1 que pour les zones H2 et H3, puisque les facteurs limitants imposés par les capteurs interviennent plus souvent pour des climats plus chaud.

Les performances saisonnières du système de référence seront, pour la suite de l'étude, celles indiquées en gras dans le tableau 4-2.

Les résultats sont présentés dans le tableau 4-2 :

Tableau 4-2 : Influence de thermostats d'ambiances sur les performances saisonnières des trois zones climatiques

Zone climatique :	Nice	Trappes	Nancy
Pertes en veille :	Oui	Oui	Oui
Appoint électrique :	Oui	Oui	Oui
Régulation :	Consigne retour d'eau = 30°C	Consigne retour d'eau = 30°C	Consigne retour d'eau = 30°C
Différentiel de régulation :	±1,5K	±1,5K	±1,5K
E fournie :	33 570 MJ	48 130 MJ	51 920 MJ
E absorbée :	8 904 MJ	14 925 MJ	17 499 MJ
COP saisonnier :	3,77	3,23	2,97

L'observation des résultats montre un gain sur le COP saisonnier pour une zone climatique donnée. L'énergie fournie à la boucle d'eau a été réduite de manière à obtenir une température dans la maison la plus constante possible. Enfin cette meilleure maîtrise de la puissance délivrée entraîne une économie d'énergie annuelle de :

- 5255 MJ pour la ville de Nice, soit une économie de 59 % de la puissance absorbée (mais avec une baisse de la température moyenne d'air dans la pièce de 25°C à 20°C).
- 4435 MJ pour la ville de Trappes, soit une économie de 29,72 % de la puissance absorbée.
- 4221 MJ pour la ville de Nancy, soit une économie de 24,12 % de la puissance absorbée.

D'autre part, les températures minimales et maximales obtenues à l'intérieur de la pièce sont maîtrisées. Elles sont respectivement de 19,5 et 20,5 °C pour la ville de Nice, de 18 et 20,5 °C pour la ville de Trappes, de 18 et 20,5 °C pour la ville de Nancy.

Une observation temporelle de l'action des deux capteurs utilisés peut être réalisée sur la figure 4-41 (exemple pour la ville de Nice):

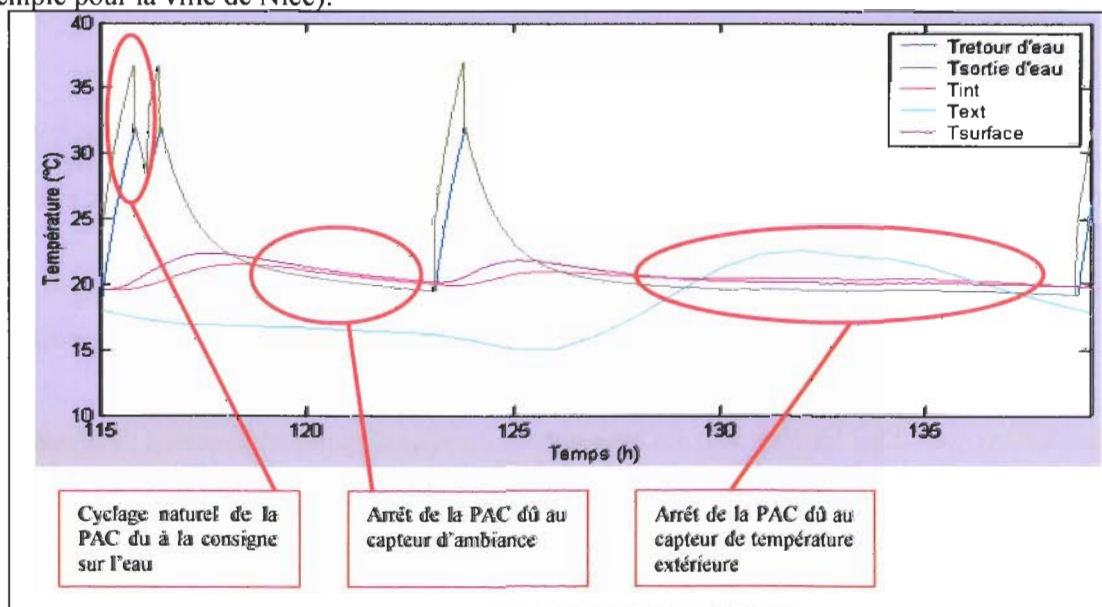


Figure 4-41 : Action du thermostat d'ambiance et du capteur de température extérieure en fonction du temps

La figure 4-41 montre que la PAC continue de cyclé naturellement en fonction de la consigne. Cependant le facteur limitant sur la température d'ambiance entraîne une coupure plus longue. Enfin quand la température extérieure dépasse 18°C, la PAC est également à l'arrêt. Le fonctionnement de ces capteurs est donc validé.

Pour une température d'air extérieur fixée, l'action du capteur d'ambiance sur les cycles marche/arrêt de la machine, montre la limite d'une régulation trop simple de ces systèmes, sur la température de retour d'eau PAC.

Un contrôle de la PAC plus fin, qui adapterait la consigne en fonction de la température extérieure, ne permettrait t'il pas d'une part, de se passer du capteur d'ambiance, et d'autre part d'obtenir un gain énergétique sur la saison ? Afin de répondre à cette question des simulations, avec régulation sur loi d'eau, seront étudiées dans le paragraphe suivant.

En conclusion, l'introduction de ce type de capteur est une nécessité en termes :

- de confort thermique d'une part, pour le respect d'une consigne sur l'air de la maison la plus stable possible
- et d'économie d'énergie d'autre part.

4.7.3.2 Comparaison consigne fixe / loi d'eau

Les lois d'eau qui donnent la température de consigne PAC en fonction de la température extérieure sont usuellement utilisées. La température de consigne est une fonction affine de la température d'air extérieur. La loi utilisée pour notre système est donnée par la relation :

$$T_{\text{consigne}} = -\frac{6}{25} \cdot T_{\text{ext}} + 28,3 \quad (66)$$

Pour cette série de simulations, un capteur de température extérieure est nécessaire afin d'être envoyé à la PAC. Les résultats de simulation pour la ville de Nice, Trappes et Nancy sont présentés dans le tableau 4-3. Une partie de l'évolution temporelle pour la ville de Nice est présentée sur la figure 4-42.

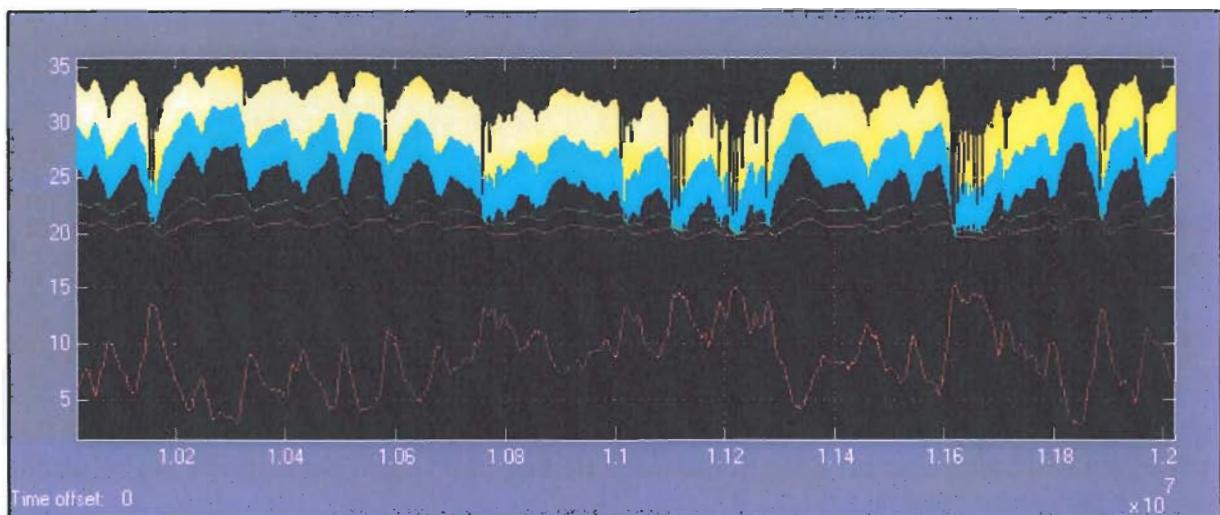


Figure 4-42 : Exemple d'évolution des températures avec une régulation sur loi d'eau pour la ville de Nice

La figure 4-42 illustre le fonctionnement de la PAC avec loi d'eau :

- La température moyenne d'eau dans les tubes (représenté sur les courbes par la limite jaune/bleu) suit parfaitement l'évolution de la température extérieure avec un déphasage temporel.
- La température d'air dans la maison est maîtrisée (elle oscille entre 19,5°C et 21°C).

Les résultats du tableau 4-3, montrent une augmentation du COP saisonnier par rapport aux résultats obtenus avec les deux capteurs de température.

L'analyse quantitative, permet de dire que lorsque la température d'air extérieur est faible, la loi d'eau demande à la PAC de produire de l'eau à une température plus élevée ; ceci entraîne un fonctionnement instantané à un COP identique à celui obtenu avec une régulation à consigne fixe, pendant un temps de fonctionnement identique. Inversement, lorsque la température d'air extérieur est élevée (par exemple 10°C), la loi d'eau impose un fonctionnement à plus basse température, ce qui entraîne un temps de fonctionnement de la PAC plus faible, avec un COP instantané plus élevé.

Finalement, la loi d'eau permet à la PAC de fonctionner avec une meilleure efficacité pendant un temps plus court.

Deux autres résultats de simulations sont présentés dans le tableau 7-8. Pour les villes de Trappes et Nancy, un capteur de température extérieure, une régulation sur loi d'eau ainsi qu'un thermostat d'ambiance sont utilisés.

Tableau 4-3 : Influence d'une régulation sur loi d'eau sur les performances saisonnières des trois zones climatiques

Zone climatique :	Nice	Trappes	Nancy
Pertes en veille :	Oui	Oui	Oui
Appoint électrique :	Oui	Oui	Oui
Régulation :	Loi d'eau	Loi d'eau	Loi d'eau
Différentiel de régulation :	±1,5K	±1,5K	±1,5K
Thermostat d'ambiance :	Non	Oui	Oui
Capteur air extérieur :	Oui	Oui	Oui
E fournie :	33 570 MJ	48 130 MJ	51 920 MJ
E absorbée :	8 297 MJ	14 166 MJ	16 713 MJ
COP saisonnier :	4,05	3,40	3,11

L'augmentation du COP par rapport à une régulation sur consigne fixe avec thermostat d'ambiance est de :

- 7,3 % pour la ville de Nice,
- 5,4 % pour la ville de Trappes,
- 4,7 % pour la ville de Nancy.

L'augmentation des performances est directement liée à la nature du climat. Plus le système aura tendance à fonctionner souvent à des températures élevées, plus le gain par rapport à une régulation sur consigne fixe est important.

En conclusion, la loi d'eau est un moyen d'améliorer le rendement saisonnier des systèmes air/eau. De plus, la simulation pour la ville de Nice montre qu'une régulation sur loi d'eau est un moyen suffisant pour obtenir une température d'air stabilisé à l'intérieur de la maison pendant toute la saison de chauffage. Ceci permet donc de s'affranchir : d'un thermostat d'ambiance, ou d'un changement manuel de la consigne pendant la saison de chauffage.

4.7.4 Performances saisonnières d'un système bi compresseurs

Le prototype de PAC bi compresseurs caractérisé dans le chapitre 3 permet l'obtention de gains ou de pertes par rapport au système de référence en fonction du mode de fonctionnement choisi.

Les modes de régulations possibles sont de plusieurs natures :

- Les capteurs : la mise en place d'un thermostat d'ambiance a montré une baisse de la consommation énergétique saisonnière ainsi qu'une meilleure stabilité de la température d'air dans la maison.
- La consigne : comme pour le système de référence, le choix est posé entre une régulation sur loi d'eau et une régulation simple selon une consigne fixe.
- Le contrôle de la variation de puissance : le mode de fonctionnement est le facteur important si l'on souhaite obtenir une amélioration des performances. Dans ce paragraphe, nous nous attacherons au test de plusieurs modes de fonctionnement afin de déterminer quel est le plus adéquat en terme de consommation annuelle.

Pour la suite de l'étude, et compte tenu des performances obtenues avec le système de référence pour les différentes régulations, un capteur de température d'air extérieur sera utilisé pour couper la PAC au dessus de 18°C. Un thermostat d'ambiance sera utilisé pour couper la PAC au dessus de 20°C de température d'air intérieur.

La variation de la consigne de chauffage selon la loi d'eau proposée dans la section 4.3.2 sera utilisée. Comme il a été démontré dans le chapitre 3, la PAC prototype ne nécessite pas d'appoint électrique, car elle est dimensionnée à 100% des besoins. Ceci devrait permettre à performances instantanées égales, d'obtenir un gain minimum de 5,4 % pour la ville de Nancy par rapport au système de référence.

La gestion du dégivrage est celle proposée dans le chapitre 3, c'est-à-dire un dégivrage avec le plus petit compresseur pour des températures d'air extérieur inférieures à 2°C et un dégivrage par ventilation et injection de gaz chaud pour des températures comprises entre 2°C et 6°C.

Il reste maintenant à déterminer le mode de fonctionnement des compresseurs en fonction de la température extérieure.

Les différents modes sont :

- ZR18 en cyclage,
- ZR22 en cyclage,
- ZR18+22 en tandem,
- ZR18 en continu et ZR22 en cyclage,
- ZR22 en continu et ZR18 en cyclage.

En fonction de la température extérieure, certains modes de fonctionnement sont inapplicables.

4.7.4.1 Gestion d'ensemble de la PAC bi compresseurs

La mise en place d'une gestion optimale doit se faire par étapes :

- Pour des températures d'air extérieur supérieures ou égales à 3°C, le meilleur rendement est obtenu avec le compresseur le plus petit (cf chapitre 3). Le mode de fonctionnement utilisé sera le compresseur ZR18 seul en cyclage.
- Pour des températures comprises entre -2°C et 2°C, deux modes de fonctionnement sont possibles : le compresseur ZR22 fonctionne seul en cyclage ; le compresseur ZR18 fonctionne en continu et le compresseur ZR22 s'enclenche de temps en temps pour fournir la puissance nécessaire.

- Pour des températures inférieures à -2°C , deux modes sont possibles : les deux compresseurs fonctionnent en tandem en cyclant en même temps ; ou le compresseur ZR18 fonctionne en continu et le compresseur ZR 22 s'enclenche de temps en temps pour fournir la puissance nécessaire.

Les résultats en régime permanent montrent, que pour une température extérieure donnée et un niveau de température d'eau donnée, on a :

$$\text{COP}_{\text{ZR18seul}} > \text{COP}_{\text{ZR22seul}} > \text{COP}_{\text{ZR18+22tandem}}$$

La meilleure régulation d'un système bi compresseurs est donc la suivante :

- Il faut fonctionner en priorité sur le compresseur le plus petit,
- Quand le niveau de température de retour d'eau devient insuffisant, on fonctionne sur le compresseur le plus gros,
- Quand le niveau de température de retour d'eau devient insuffisant, on fonctionne sur les deux compresseurs en tandem.

La détermination de la logique de régulation revient à déterminer quand mettre en marche ou arrêter un niveau de puissance supplémentaire.

Quel que soit le niveau de température, lors d'un fonctionnement sur un seul compresseur ou sur deux compresseurs en tandem, la question de la consigne ne pose pas de problème, puisqu'elle se résume à une régulation sur loi d'eau ou consigne fixe avec marche/arrêt du(des) compresseur(s) en question.

L'enclenchement ou le déclenchement est illustré par la figure 4-43 sur la page suivante.

Elle illustre le mode de fonctionnement des différents niveaux de puissances. A $t=0\text{s}$ la température de retour décroît, la PAC est à l'arrêt. Quand le niveau de consigne T_c est atteint la PAC reste à l'arrêt à cause du différentiel de régulation anti-court cycle.

Si le différentiel de régulation principal pour la marche / arrêt de la PAC reste de $\pm 1,5\text{K}$, une gestion des compresseurs est proposée dans cette plage :

- quand la température de retour d'eau atteint $T_c - 0,5$, le compresseur le plus petit se met en marche. La PAC fonctionne alors avec le niveau d'efficacité le plus important. La température d'air extérieur est telle que la puissance est inférieure au besoin de la maison, la température de retour d'eau continue donc de décroître jusqu'à $T_c - 1$.
- Le compresseur le plus gros est mis en fonctionnement alors que le compresseur le plus petit est à l'arrêt. Encore une fois, la température de retour d'eau continue de descendre, jusqu'à $T_c - 1,5$.
- On réenclenche alors le compresseur le plus petit pour fonctionner en tandem. La puissance nécessaire est fournie à la maison.

Après une brève chute de température de retour d'eau due à l'inertie du plancher (cette chute doit être inférieure à $0,5\text{K}$ pour éviter l'enclenchement ou le déclenchement d'un étage de puissance), cette dernière croît jusqu'aux températures de coupures de chacun des étages, respectivement : $T_c + 0,5$, $T_c + 1$ et $T_c + 1,5$.

Dans l'exemple de la figure 4-43, la température est remontée après l'enclenchement du dernier niveau de puissance, ce qui permet à la PAC de s'arrêter après avoir atteint $T_c + 1,5$.

Dans le cas d'une température d'air fixe, la température de retour d'eau aurait chuté après l'arrêt du troisième étage d'où un cyclage avec les trois niveaux.

Pour des températures d'air comprises, entre -1°C et 3°C , le fonctionnement est analogue : l'étage ZR22 seul étant suffisant, deux températures de coupure et deux températures d'enclenchement sont définies au lieu de trois. Respectivement : $T_c + 0,75$, $T_c + 1,5$ et $T_c - 0,75$, $T_c - 1,5$.

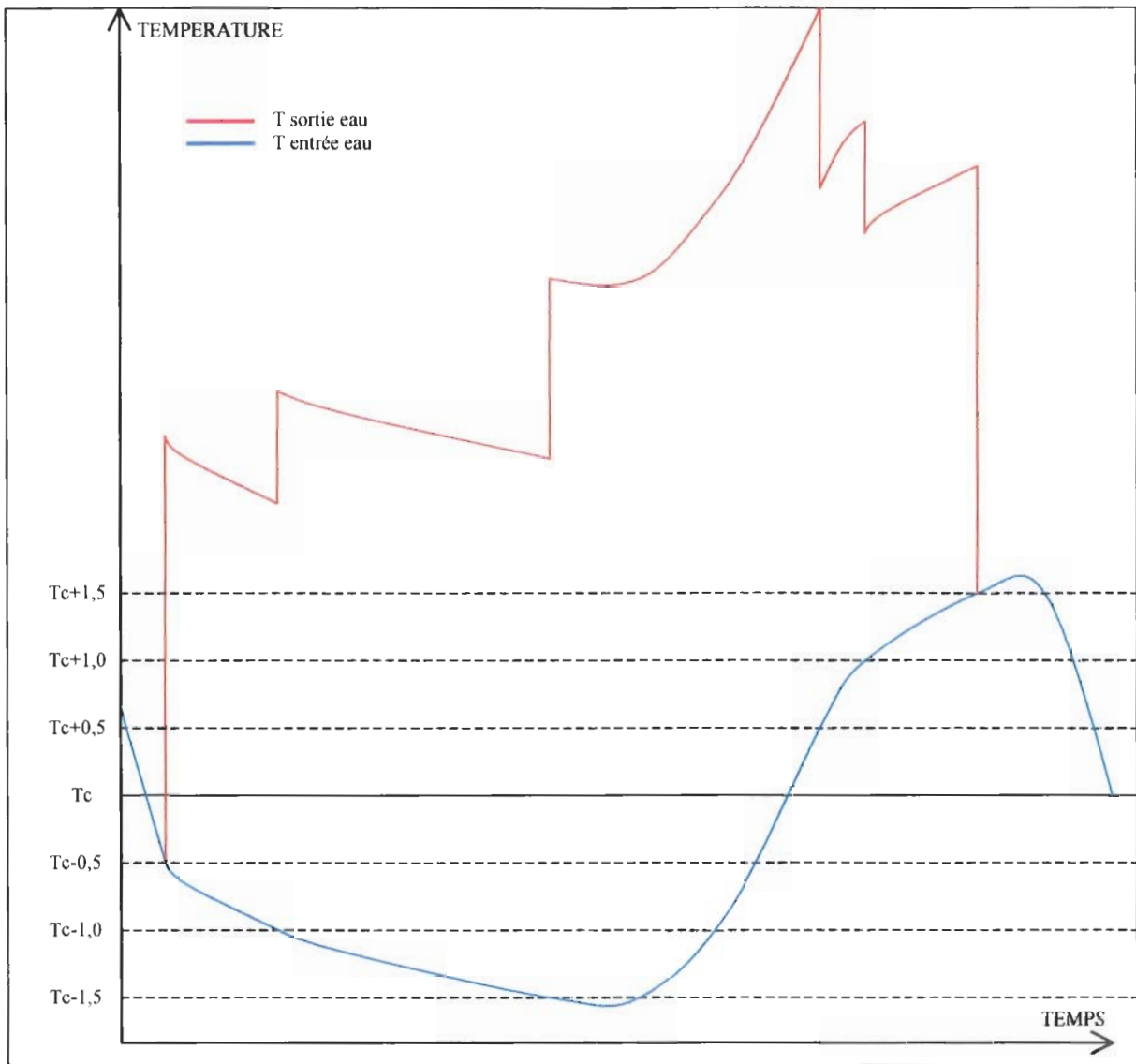


Figure 4-43 : Exemple de logique d'enclenchement ou de déclenchement des compresseurs pour une température d'air croissante

Les résultats de la simulation, avec un fonctionnement sur le ZR18 seul sont représentés sur la figure 4-44 pour une température d'air de -7°C :

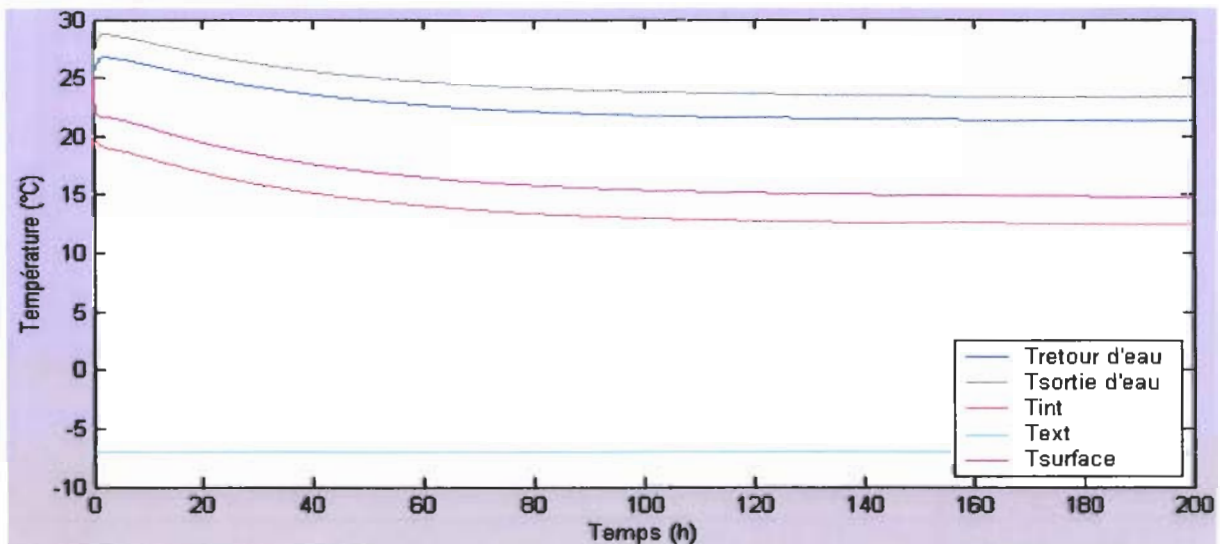


Figure 4-44 : Réponse du système pour un fonctionnement sur le ZR18 seul à faible température

On remarque que la PAC est en fonctionnement continu. La température d'air dans la pièce décroît jusqu'à une valeur de 12°C ainsi que la température de retour d'eau PAC jusqu'à 22°C.

Introduisons maintenant la valeur de consigne T_c , avec les trois températures d'enclenchement ainsi que les trois températures de coupure tel qu'il est décrit précédemment.

Pour ce faire, des modifications ont été apportées au module *régulation*, à chaque pas de temps, le module n'envoie plus une consigne « marche/arrêt » au module *PAC*, mais une consigne marche/arrêt à chacun des compresseurs de la PAC. La programmation d'une telle régulation est loin d'être aisée. En effet une série de conditions (intervalles de température pour un mode de fonctionnement) ne suffit pas à obtenir l'unicité de ce mode de fonctionnement. Ceci à cause de l'imbrication des trois différentiels de régulation. Ainsi, on ajoute aux critères d'intervalle de température un critère dérivatif de la température de retour d'eau. La dérivée de la température de retour d'eau indique en effet si le mode de fonctionnement actuel doit être modifié, ou bien conservé : quand la température de retour d'eau est inférieure à T_c , et que la dérivée est négative, les étages supérieurs peuvent être enclenchés ; si la dérivée est positive, les étages supérieurs ne le sont pas. Respectivement, si la température de retour d'eau est supérieure à T_c , et que la dérivée est négative, les étages supérieurs ne sont pas enclenchés ; si la dérivée est positive, les étages supérieurs sont enclenchés au fur et à mesure du dépassement des consignes T_{c+x} .

Les résultats pour une température d'air de -7°C, une température de consigne de 30°C, et un écart de coupures entre chaque étage de 0,5K, sont présentés sur la figure 4-45. Les températures de sortie d'eau et d'entrée d'eau PAC sont représentées en jaune et bleu.

La PAC fonctionne tout d'abord sur le plus petit étage de puissance. La température de sortie d'eau continue de décroître jusqu'au seuil d'enclenchement de l'étage supérieur (29°C). La température continue de décroître (plus lentement que l'étage inférieur) jusqu'au seuil de déclenchement du niveau de puissance maximal (28,5°C). La puissance est suffisante donc la température de retour d'eau augmente jusqu'au seuil de coupure du dernier étage (30,5°C) afin de repasser à l'étage inférieur. Ensuite, le cycle se répète.

L'observation de la température d'air en fonction du temps est beaucoup plus stable comparativement à un système mono compresseur. L'amplitude des oscillations est de 0,05K.

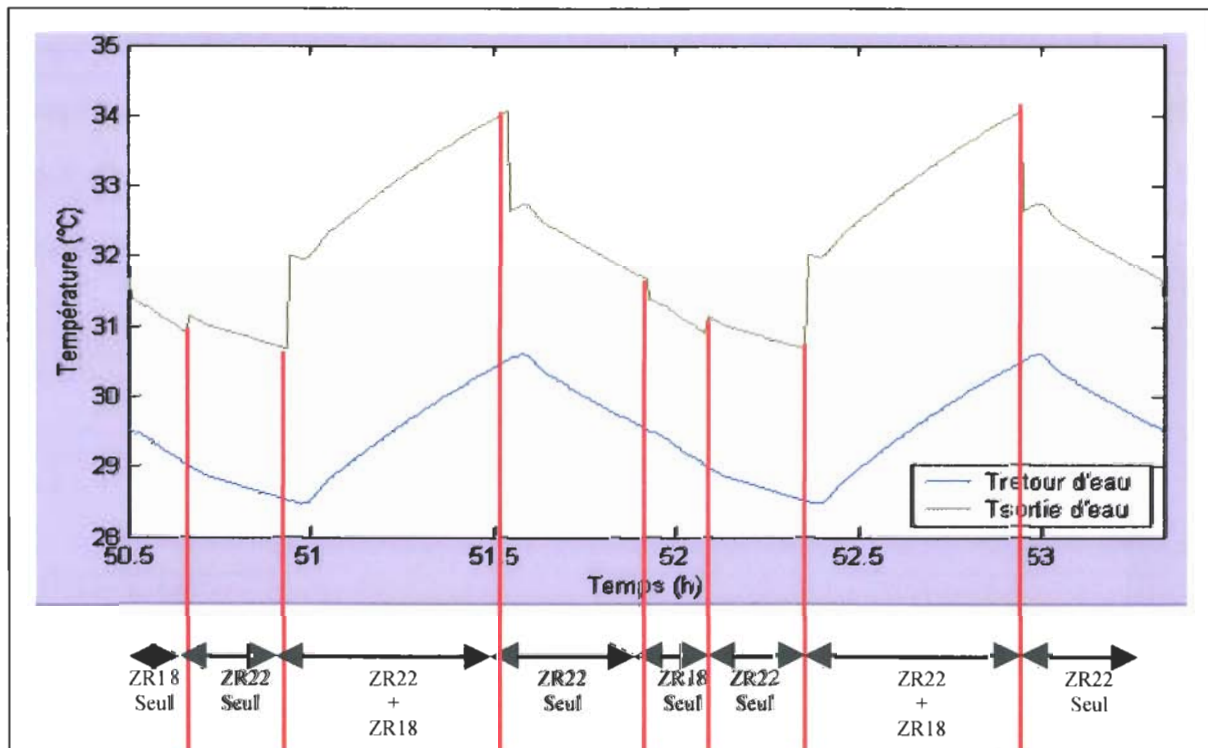


Figure 4-45 : Exemple de simulation avec régulation des trois étages de puissance.

Enfin, le modèle arrive à reproduire l'ensemble des phénomènes d'inertie dû au passage d'un mode de fonctionnement à un autre.

Pour des températures d'air extérieur, comprises entre -2°C et 2°C , le même processus de régulation est employé en imposant un fonctionnement en alternance sur deux niveaux de puissances : le ZR18 seul ou le ZR22 seul. L'évolution temporelle des températures de retour et de départ d'eau est présentée sur la figure 4-46, pour une température extérieure de 0°C .

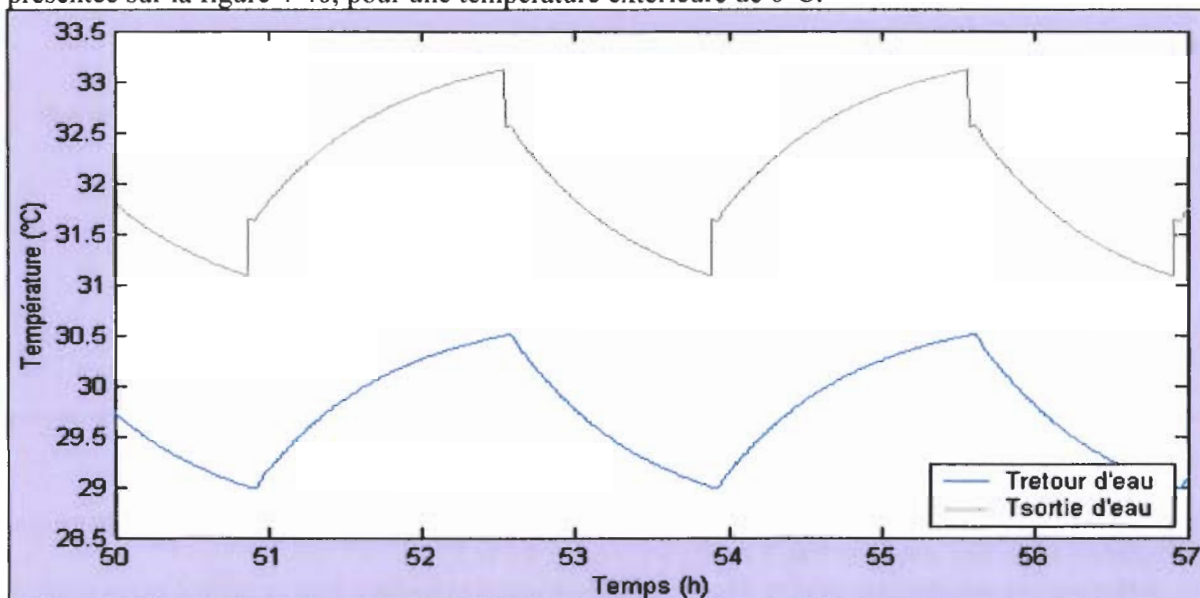


Figure 4-46 : Régulation sur deux étages de puissance

Comme pour les températures d'air inférieures à -2°C , la PAC fonctionne sans arrêt. La puissance délivrée par le compresseur ZR18 seul ne suffit pas à répondre au besoin d'où une baisse des températures ; lorsque l'on passe au niveau supérieur, c'est-à-dire avec le ZR22 seul, la puissance délivrée par la PAC est supérieure au besoin d'où une augmentation des températures d'entrée et de sortie d'eau. En conclusion, la puissance moyenne délivrée est adaptée au besoin de la maison en alternant un fonctionnement avec le ZR18 seul et un fonctionnement avec le ZR22 seul. La température d'air dans la pièce oscille avec une amplitude de $0,06\text{K}$.

Conclusion concernant le pilotage de la PAC bi compresseurs : la mise au point optimale de la gestion des compresseurs a pu être effectuée. L'optimisation est effectuée en utilisant autant que possible le plus petit compresseur. La régulation peut maintenant être appliquée en régime de température extérieure dynamique pour les simulations saisonnières

4.7.4.2 Résultat de simulations

Dans un premier temps les simulations seront lancées en utilisant une température de consigne fixe T_c . Le thermostat d'ambiance est mis en place, ainsi que le capteur d'air extérieur pour une coupure de la PAC si la température d'air extérieur dépasse 18°C .

Les résultats pour les trois zones climatiques sont présentés dans le tableau 4-4.

Tableau 4-4 : COP saisonnier d'une PAC bi compresseurs (régulation sur consigne fixe)

Ville :	Nice	Trappes	Nancy
Régulation :	Consigne fixe 28°C	Consigne fixe 28°C	Consigne fixe 28°C
Mode de fonctionnement :	Optimisation ZR18	Optimisation ZR18	Optimisation ZR18
E fournie :	33 570 MJ	48 130 MJ	51 920 MJ
E absorbée :	8 208 MJ	13 110 MJ	15 660 MJ
COP saisonnier :	4,10	3,68	3,32

Trois autres simulations sont lancées en utilisant une température de consigne T_c qui varie en fonction de la loi d'eau : $T_{consigne} = -\frac{6}{25} \cdot T_{ext} + 28,3$. (67)

Les résultats pour les trois zones climatiques sont présentés dans le tableau 4-5.

Tableau 4-5 : COP saisonnier d'une PAC bi compresseurs régulée selon une température de consigne évoluant selon une loi d'eau

Ville :	Nice	Trappes	Nancy
Régulation :	Loi d'eau	Loi d'eau	Loi d'eau
Mode de fonctionnement :	Optimisation ZR18	Optimisation ZR18	Optimisation ZR18
E fournie :	33 570 MJ	48 130 MJ	51 920 MJ
E absorbée :	7 523 MJ	12 827 MJ	15 257 MJ
COP saisonnier :	4,46	3,75	3,40

Comme pour le système à puissance fixe, la régulation sur loi d'eau est énergétiquement meilleure que la régulation selon une consigne fixe. Le gain varie entre 9,1 et 2,2 %.

Les performances saisonnières réelles d'un système air/eau à puissance fixe et celle d'un système à puissance variable peuvent maintenant être comparées et quantifiées.

4.7.4.3 Comparaison du système à puissance variable par rapport au système à puissance fixe

Quel que soit le mode de régulation testé, un gain sur les performances énergétiques est observé. L'économie d'énergie réalisée avec le système à puissance variable (régulation sur loi d'eau) est comparée au système à puissance fixe avec une régulation avec consigne fixe et représentée sur la figure 4-47.

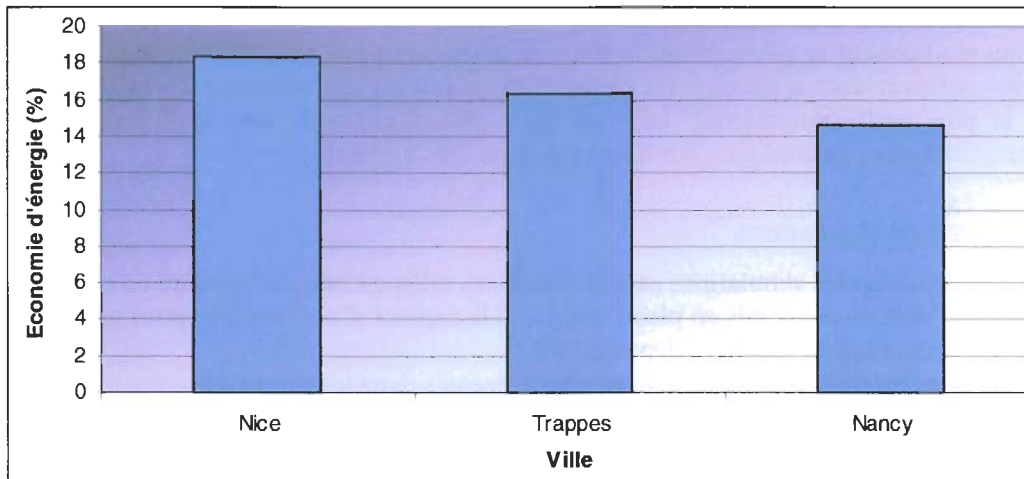


Figure 4-47 : Gain énergétique du système bi compresseurs par rapport au système mono compresseur

Le gain le plus important est pour la ville de Nice avec 18,4%. Pour la ville de Trappes, il est de 16,4% et de 14,7% pour la ville de Nancy. Plus la PAC est installée dans un climat chaud, plus le gain sur le COP saisonnier sera important.

L'origine de l'économie d'énergie réalisée est de deux sortes :

- grâce à la régulation sur loi d'eau par rapport à une consigne fixe,
- grâce aux gains intrinsèques à la PAC sur les COP en régime permanent.

Si le gain dû à la régulation sur loi d'eau est ôté du gain énergétique total, l'économie d'énergie réalisée est alors représentée sur la figure 4-48.

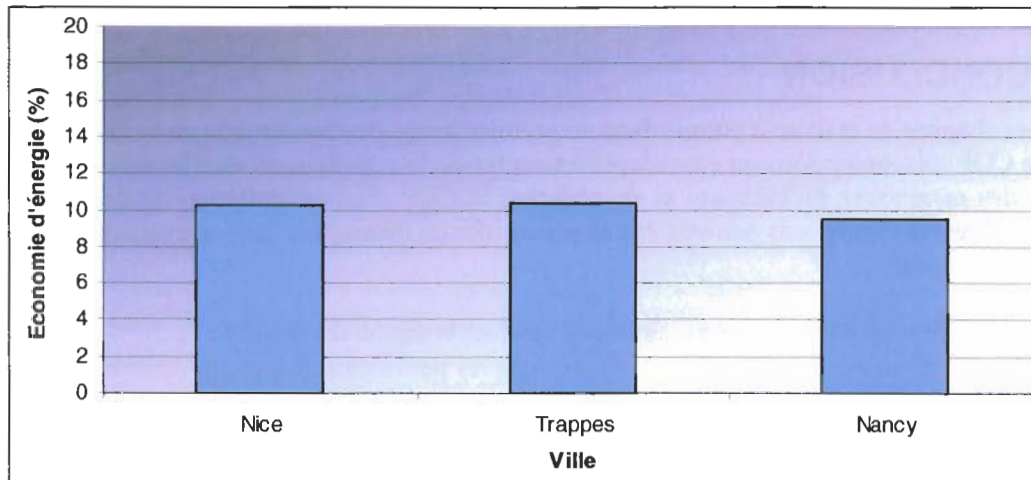


Figure 4-48 : Gain énergétique du système bi compresseurs par rapport au système mono compresseur sans le gain dû à la régulation sur loi d'eau

L'économie d'énergie est quasi constante : 10,29 ; 10,44 et 9,55 % respectivement pour Nice, Trappes et Nancy.

Le chapitre 3 a permis d'analyser la nature de ces gains. La constance n'est qu'un concours de circonstance : pour le climat le plus chaud (Nice), c'est le gain relatif aux échangeurs qui prédomine, alors que celui dû à l'absence d'appoint électrique devient négligeable. En ce qui concerne la ville de Nancy, c'est le gain relatif à l'absence d'appoint électrique, ainsi que celui dû au dégivrage optimisé, qui permettent une économie de 10 %.

4.8 CONCLUSION

Le dernier chapitre de la thèse a permis dans un premier temps de réaliser puis de valider un modèle de calcul de COP saisonnier pouvant être adapté à tous types de systèmes air/eau. Il permet de calculer en fonction des paramètres du bâtiment et du plancher le COP d'une installation réelle pour un climat donné. Différentes régulations peuvent être étudiées afin de déterminer la plus avantageuse d'un point de vue énergétique.

Deux technologies ont été testées puis simulées pendant la saison de chauffe :

- Une PAC mono compresseur classique dont les performances ont été déterminées à partir de résultats d'essais ;
- Une PAC bi compresseurs dont les performances ont été déterminées à partir de résultats d'essais ;

Il a été démontré les résultats suivants :

- La consommation de veille de la PAC entraîne une perte de 3,6 à 7,6 % sur les performances énergétiques saisonnières des systèmes classiques mono compresseur. L'impact étant plus fort pour les climats les plus doux.
- La régulation selon une consigne fixe sur la température de retour d'eau n'est énergétiquement pas adaptée. En effet, l'observation de la température ambiante montre des niveaux pouvant atteindre 25°C dans la pièce. La consigne doit donc être changée manuellement tout au long de la saison de chauffe en fonction de la température extérieure.
- Deux systèmes actifs peuvent être suffisants pour la stabilisation de la température d'air intérieur :
 - Un thermostat d'ambiance qui coupe la PAC quand la température est trop élevée,
 - Une régulation sur loi d'eau.
- La régulation sur loi d'eau permet un gain énergétique par rapport à un système classique allant de 4,7 à 7,3 %. Ce gain croît avec la douceur du climat.
- Pour la PAC prototype bi compresseurs, la gestion optimale du mode de fonctionnement a été déterminée : aussi bien pour la gestion du dégivrage, que pour le mode de fonctionnement des compresseurs. Un meilleur dimensionnement des compresseurs ou un surdimensionnement supplémentaire des échangeurs permettrait un gain énergétique plus important.
- Le gain d'un système bi compresseurs par rapport à un système mono compresseur classique varie entre 14,7 et 18,4 %. A régulation identique, ce gain n'est plus que de 10 % pour les trois zones climatiques étudiées.

Finalement, l'étude a démontré la faisabilité, puis l'intérêt de la variation de puissance pour les pompes à chaleur air/eau pour le secteur résidentiel.

Les économies d'énergie réalisées sur la saison de chauffage permettent de rendre plus compétitifs ce type de système.

Toutefois, l'étude laisse la place à un certain nombre d'améliorations :

- La gestion de la pompe de circulation d'eau,
- Le meilleur dimensionnement des compresseurs ou des échangeurs, permettrait un gain supplémentaire.

Ce dernier point trouve actuellement sa limite dans l'offre compressoriste disponible sur le marché des ensembliers.

**CONCLUSIONS GENERALES ET
PERSPECTIVES**

Cette thèse fait l'inventaire de l'existant et du développement des cinq technologies applicables aux systèmes air / eau à puissance variable pour le secteur résidentiel. Elle met en évidence l'intérêt du marché pour ce type de produit en France et en Europe, notamment pour son développement futur.

Les cinq technologies de variation de puissance sont : le Copeland Digital Scroll, les systèmes bi compresseurs, la variation de vitesse, le Bristol Twin Single, et la variation de composition du R-407C par distillation contrôlée.

Les essais calorimétriques effectués sur 4 compresseurs ont permis :

- La validation des données constructeurs
- De démontrer l'intérêt des systèmes à vitesse variable et bi compresseurs par rapport à la technologie Digital Scroll,
- La modélisation du fonctionnement de ces trois technologies par des corrélations simples.

Si la technologie de variation de vitesse du compresseur présente un intérêt certain, elle n'est pas disponible actuellement dans l'offre des fabricants de compresseurs pour les ensembles européens.

La technologie Scroll à spirale débrayable (Digital Scroll) ne présente que peu d'intérêt à cause de sa consommation à vide trop importante (600W). Elle est en revanche une solution disponible. Une adaptation de ces compresseurs à des puissances adaptées au secteur résidentiel mériterait d'être testée.

La technologie bi compresseurs testée en laboratoire est directement exploitable pour la conception des systèmes air/eau. Les puissances disponibles sur le marché correspondent à la demande du secteur visé. Les performances sont proches des performances de la technologie de variation de vitesse pour un coût plus faible.

Les essais à pleine charge en mode rafraîchissement et chauffage sur la PAC de référence ont permis la création de deux modèles (un par mode de fonctionnement) qui caractérisent complètement les performances de la PAC en régime stationnaire.

Les essais à charge partielle en mode rafraîchissement ont montré qu'une modélisation des pertes en cyclage n'était pas nécessaire et que seule la prise en compte de la consommation de veille de la PAC suffisait à caractériser le système avec précision en régime régulé à charge partielle. Les effets de décalage par rapport à la température de consigne ont été identifiés puis analysés.

En mode chauffage, les essais à charge partielle ont permis de valider les observations effectuées en mode rafraîchissement. Notamment les hypothèses de stratification de températures au niveau du ballon de 150l, et leurs impacts sur la dissymétrie des dépassements haut et bas dus à l'inertie du système. Là encore, seule la consommation en veille est prise en compte.

Enfin, la série d'essais à 7°C de température d'air a soulevé un problème quant à l'utilisation d'une horloge pour la gestion du dégivrage à charge partielle.

L'utilisation de cette horloge entraîne d'importantes pertes en cyclage. Les cycles de dégivrage pendant les cycles de marche/arrêt entraînent une modification des lois de thermostat.

La faisabilité de l'adaptation de la puissance variable sur un système classique air/eau mono compresseur a été démontrée.

Les principaux résultats sont:

- Les différents organes à changer ainsi que les précautions à prendre ont été démontrées.
- L'impact de la charge en fluide frigorigène sur les performances du système a été étudié.
- Une gestion améliorée des cycles de dégivrage a été développée et appliquée à la PAC bi compresseurs.
- Les essais à pleine puissance et puissance partielle sur la PAC bi compresseurs ont permis de développer des modèles externes caractérisant la PAC pour tous ses modes de fonctionnement.
- Les performances du système fabriqué ont été comparées au système air/eau de référence mono compresseur. Les pertes et les gains entre les deux systèmes ont été identifiés puis quantifiés.

Un outil complet de calcul de COP saisonnier pouvant être adapté à tous types de systèmes air/eau a été réalisé puis validé. Il permet de calculer en fonction des paramètres du bâtiment et du plancher le COP d'une installation réelle pour un climat donné. Différentes régulations peuvent être étudiées afin de déterminer la plus avantageuse d'un point de vue énergétique.

Deux technologies ont été testées puis simulées pendant la saison de chauffe :

- Une PAC mono compresseur classique dont les performances ont été déterminées à partir de résultats d'essais ;
- Une PAC bi compresseurs dont les performances ont été déterminées à partir de résultats d'essais.

Il a été démontré les résultats suivants :

- La consommation de veille de la PAC entraîne une perte de 3,6 à 7,6 % sur les performances énergétiques saisonnières des systèmes classiques mono compresseur. L'impact étant plus fort pour les climats les plus doux.
- La régulation selon une consigne fixe sur la température de retour d'eau n'est énergétiquement pas adaptée. En effet, la simulation montre que la température intérieure peut atteindre 25°C dans la pièce. La consigne doit donc être changée manuellement tout au long de la saison de chauffe en fonction de la température extérieure.
- Deux systèmes actifs peuvent être suffisants pour la stabilisation de la température d'air intérieur :
 - Un thermostat d'ambiance qui coupe la PAC quand la température est trop élevée,
 - Une régulation sur loi d'eau.
- La régulation sur loi d'eau permet un gain énergétique par rapport à un système classique allant de 4,7 à 7,3 %. Ce gain croît avec la douceur du climat.
- Pour la PAC prototype bi compresseurs, la gestion optimale du mode de fonctionnement a été déterminée : aussi bien pour la gestion du dégivrage, que pour le mode de fonctionnement des compresseurs. Un meilleur dimensionnement des compresseurs ou un surdimensionnement supplémentaire des échangeurs permettrait un gain énergétique plus important.
- Le gain d'un système bi compresseurs par rapport à un système mono compresseur classique varie entre 14,7 et 18,4 %.

Finalement, l'étude a démontré la faisabilité, puis l'intérêt de la variation de puissance pour les pompes à chaleur air/eau pour le secteur résidentiel.

Les économies d'énergie réalisées sur la saison de chauffage permettent de rendre plus compétitifs ces types de systèmes.

Toutefois, l'étude laisse la place à un certain nombre d'améliorations :

- La gestion de la pompe de circulation d'eau,
- Le meilleur dimensionnement des échangeurs, qui permettrait un gain supplémentaire ainsi que l'amélioration des rendements du compresseur.

Ce dernier point trouve actuellement sa limite dans l'offre compressoriste disponible sur le marché des ensembliers.

BIBLIOGRAPHIE

	PH GENERAL PHYSICS , http://physics.gallouDET.edu/classes/P107QUE.htm
[ACA03]	« Modelling Earth's climate system with Stella », http://www.acad.carleton.edu/curricular/GEOL/DavesSTELLA/climate/climate_modeling_1.htm , 2003
[ACT01]	Avis de la commission de la transparence, http://agmed.sante.gouv.fr/htm/5/avisct/data/ct010762.pdf , 2001
[ANG01]	ANGLESIO P., CAON S., CARUSO S. , « Determinazione delle prestazioni energetiche di condizionatori elettrici a due unità in aria invertibile : determinazione delle prestazioni energetiche », CDA, 2001, febbraio
[ANSI95]	ASHRAE Standard 116 , « Methods for Rating Seasonal Efficiency of Unitary Air Conditioners and Heat Pumps », 1995
[ARG01]	ARGAUD T. , « Amélioration énergétique des cycles de givrage/dégivrage des PAC air/eau réversibles sur plancher chauffant », HE-15/00/039/A, note EDF, 2001
[ARI98]	ARI , Standard 550/590, « Water Chilling Packages using the vapor compression cycle », 1998
[ASH94]	ASHRAE , « Handbook of fundamentals », SI Edition, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 1994
[ASH96]	ASHRAE Handbook , HVAC systems and Equipment, American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Atlanta, USA, 1996
[AUF97]	AUFFRET PH. , « Etat de l'art des solutions technologiques des générateurs thermodynamiques réversibles », HE-15/97/013, note EDF, 1997
[BAB01]	BABYAK R.J. , « Cooling Chameleons », www.AMmagazine.com , Appliance Manufacturer (June, 2001)
[BEC97]	BECK F., AMARTIN C. , « Etat de l'art sur les systèmes de chauffage et rafraîchissement thermodynamique en résidentiel », HE-12/97/010, note EDF, 1997
[BEN99]	BENAMER.A, CLODIC D. , « Analyse et simulation de systèmes frigorifiques à vitesse variable. Quantification de l'amélioration de l'efficacité énergétique de cette technologie », Centre d'énergétique, Ecole Des Mines de Paris, 1999
[BEN02]	BENOUALI J., CLODIC D. , « External and internal control compressors for mobile airconditioning systems », Centre d'énergétique, Ecole Des Mines de Paris, 2002
[BIG00]	BIGOT G., LE MERRER L., CLODIC D. , « Analysis of finned heat exchangers and first definition of efficient fin structures », Contrat ACE/ARMINES, 2000
[BOR03]	BORLEIN C., SIMON T., CLODIC D. , « Rapport des modifications pour la réalisation d'une PAC air/eau bi compresseurs », Ecole des Mines de Paris, CENERG, 2003
[CEN97]	« Air conditioners and heat pumps with electrically driven compressors – Heating mode », norme Cenelec EN 255, 1997
[CEN98]	« Air conditioners and heat pumps with electrically driven compressors – Cooling mode », norme Cenelec EN 12055, 1998
[COL00]	COLASSON S. , « Etude expérimentale du comportement dynamique de l'évaporateur de deux groupes de production d'eau glacée », Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble, 2000
[CHO00]	CHOQUART F., CLODIC D. , « Etude et calculs prévisionnels de consommation d'énergie de systèmes thermodynamiques réversibles air/eau », Rapport ARMINES, CENERG – ENSMP, 2000
[CHO00]	CHOQUART F. , « Minimisation de la consommation annuelle d'énergie des systèmes thermodynamiques de chauffage et de rafraîchissement », Mémoire de DEA de l'Ecole des Mines de Paris, 2000

[CLO99]	CLODIC D., BENAMER A. , « <i>Analyse et simulation de systèmes frigorifiques à vitesse variable. Quantification de l'amélioration de l'efficacité énergétique de cette technologie</i> », Rapport Final, 1999
[COL72]	COLLIER J. G. , « <i>Convective Boiling and Condensation</i> », McGraw-Hill book company (UK) limited, 1972
[COP02]	COPELAND CO. , « <i>Digital capacity control for refrigeration scroll compressors</i> », Application engineering bulletin, AE21-1319, note EMERSON Climate Technology, 2002
[COP01]	COPELAND CO. , « <i>Copeland's Modulation Technology : a complete package solution comprising</i> », Copeland Product presentation, 2001
[COS00]	CAHIER EDF/COSTIC , « <i>Systèmes thermodynamiques air/eau</i> », 2000
[COS00]	CAHIER EDF/COSTIC , « <i>Générateurs réversibles air/air et distribution d'aéraulique</i> », 2000
[COS00]	CAHIERS EDF/COSTIC , « <i>Les PAC air/eau pour le secteur résidentiel, pratique, dimensionnement et mise en oeuvre</i> », 2000
[EHR03]	EHRBAR M. , Dynamischer Wärmepumpentest, « <i>Phase 2 : Prüftechnische Charakterisierung der Minderwärmeproduktion</i> », im Auftrag des Bundesamtes für Energie
[FLA02]	FLACH-MALASPINA N., SPENNATO B. , « <i>Etat de l'art des compresseurs à puissance variable adaptés aux systèmes thermodynamiques de chauffage et de climatisation du secteur residential individual</i> », EDF, 2001
[FLA04]	FLACH-MALASPINA N., LEBRETON JM., CLODIC D. , « <i>Performances of a new air-to-water heat pump system with controlled capacity</i> », International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 12-15, 2004
[GAV99]	GAVEAU-CAURET O. , « <i>Etude expérimentale et modélisation à peu de paramètres de systèmes de climatisation automobile</i> », Thèse de l'Ecole des Mines de Paris, 1999
[GAV96]	GAVEAU O., BEN YAHIA M., CLODIC D. , « <i>Etude des compresseurs à vitesse variable</i> », 1996
[GOL80]	GOLDSCHMIDT V.W., HART G.H., REINER R.C. , « <i>A note on the transient performance and degradation coefficient of a field tested heat pump -cooling and heating mode</i> », ASHRAE Transactions, 1980, Vol. 86, Pt 2
[GUN87]	GUNGOR K.E. ET WINTERTON R.H.S. , « <i>Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlation with data</i> », Chem. Eng. Res. Dev., Vol. 65, pp 148-156, 1987
[HEN00]	HENDERSON H.I., PARKER D., HUANG YU J. , « <i>Improving DOE-2' RESYS routine: User Defined Functions to Provide More Accurate Part Load Energy Use and Humidity and Humidity Predictions</i> », http://gundog.lbl.gov/ , 2000
[JAN92]	JANSSEN M.J.P., DE WITT J.A., KUIJPERS L.J. , « <i>Cycling losses in domestic appliances: an experimental and theoretical analysis, International Journal of Refrigeration</i> », Vol 15, n°3, 1992
[JAR01]	JARN , « <i>Copeland Digital Scroll, Unveiled</i> », Japan Air Conditioning, Heating & Refrigeration News, September 2001
[JAR00]	JARN , « <i>Compressor World trends</i> », Japan Air Conditioning, Heating & Refrigeration News, February 2000
[JFB02]	« <i>Etude thermique : coefficients GV, BC et C, déperdition et puissance à installer</i> », JFB Etudes Thermiques, 2002
[KUS01]	KUSAKA M., TAKATANI T., NAKATANI K. , « <i>Développement d'une technologie d'économie énergie par contrôle de la composition du R407C</i> », Matsushita Refrigeration Co, 2001
[KUS00]	KUSAKA M. , Proc. Of 8th Int. Ref Conf. At Purdue, 55, 2000

[INC90]	INCROPERA F., DE WITT D. , « <i>Fundamentals of heat and mass transfert</i> », Third Edition
[INN01]	« <i>Le R407C sous contrôle</i> », Innovation & Environnement, 2001
[LAV01]	LAVILLE S. , « <i>Le secteur des pompes à chaleur en Europe : marchés, acteurs, stratégies</i> », HN-96/01/002, note EDF, 2001
[LEB03]	LEBRUN J., WINANDY E. , « <i>Simulation of compressors with the help of an engineering equation solver</i> », Laboratory of thermodynamics, University of Liège, Belgium, 2003
[LEC00]	LECLERC C. , « <i>Test d'un prototype de PAC équipée du compresseur Bristol Twin Single</i> », E15/00/08, Rapport d'essais, Septembre 2000
[LEC95]	LECLERC C. , « <i>Machines thermodynamiques à puissance variable : analyse de différentes solutions</i> », HE-11/95/023, note EDF, 1995
[LEC94]	LECLERC C. , « <i>Essais de faisabilité d'une PAC bi compresseurs</i> », HE-11/94/123, note EDF, 1994
[LE P97]	LE PELLEC. C. , « <i>Etude expérimentale et modélisation d'échangeurs à plaques Frigorigène – Caloporteur</i> », Thèse de doctorat de l'Ecole des Mines de Paris. ENSMP, 1997
[LI98]	LI Y., HESSAMI M. ET HU E. , « <i>Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in cross-corrugated plate heat exchangers</i> », Proceedings of the International Conference on Energy and Environment, ICE 1998. China machine. Corporate source : Yunnan Normal Univ, Kuming, China, 1998
[MAN02]	MANSKE K.A., KLEIN S.A., REINDL D.T. , « <i>Load sharing strategies in multiple compressor refrigeration systems</i> », ASHRAE, 2002
[MAR84]	MARTI A., LUSSON , « <i>Modèles simplifiés d'enveloppes thermiques</i> », EDF, 1984
[MAR91]	MARTI A., MAZURKIEWICZ E., RIGNAC JP. , « <i>Méthode de calcul des paramètres utilisés par le simulateur thermique de Statego 2.1</i> », EDF, 1991
[MON00]	MONDOT M., PENTENERO J. , « <i>Détermination des performances thermiques d'un climatiseur split inverter Daikin</i> », CETIAT, Rapport d'essais n°20 802 67 (2000)
[MOU01]	MOUQUET D. , « <i>Etude théorique, numérique et expérimentale des planchers rafraîchissants</i> », Thèse de doctorat de l'Ecole Normale Supérieure de Cachan, 2001
[MUL85]	MULROY W.J, DIDION D.A , 1985, « <i>Refrigerant Migration in Split-Unit Air Conditioner</i> », ASHRAE Transactions, Vol. 91, Pt 1A
[NAK00]	NAKATANI K. , Proc. Congrès de la Japan Refrigeration & Air-Conditioning Society, 2000
[OLE82]	OLESEN B. W. , « <i>Local thermal discomfort, thermal confort heat stress</i> », Bruel & Kjaer technical review, 1982
[O'NE91]	O'NEAL D.L, KATIPAMULA S. , « <i>Development of Non-dimensional cycling Model for Estimating the Seasonal Performance of Air Conditioners</i> », The ASME Journal of Solar Engineering, 1991
[O'NE93]	O'NEAL D.L, KATIPAMULA S. , « <i>Performance Degradation During On-Off Cycling of Single-Speed Air Conditioners and Heat Pumps : Model Development and Analysis</i> », ASHRAE Transactions, 1993
[ORP99]	ORPHELIN M. , 1999, « <i>Méthodes pour la reconstruction de courbes de charges agrégées des usages thermiques de l'électricité</i> », Thèse de Doctorat, Ecole des Mines de Paris
[PET70]	PETUKHOV B.S. , in T.F. IRVINE and J.P. HARTNETT, Eds, « <i>Advances in Heat Transfert</i> », Vol.6, Academic Press, New York, 1970
[RIV01]	RIVOALEN H. , « <i>Heat pump market overview Europe</i> », HE-15/01/040/A, note EDF, 2001

[RIV04a]	RIVIERE P. , « <i>Calcul des performances saisonnières des groupes froids à eau glacée</i> », CENERG, Ecole des Mines de Paris / DER-EDF, Mai 2004
[RIV04b]	RIVIERE P., FLACH-MALASPINA N., LEBRETON JM. , « <i>A new test facility for testing air-to-water single stage chillers and heat pumps at partial loads</i> », International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 12-15, 2004
[SHA00]	SHAFAI E., EHRBAR M., WIRTH L. , « <i>Dynamischer Wärmepumpentest, Phase 1 Etappe 3 : Modellansatz für die prüftechnische Characterisierung der Minderwärmeproduktion</i> », im Auftrag des Bundesamtes für Energie, 2000
[TAL96]	TALDIR J.M. , « <i>Le fonctionnement des climatiseurs individuels split et windows dans les conditions des DOM</i> », DER-EDF, Août 1996
[TECH02]	TECHNIBEL , « <i>Document technique de la PAC PMERV7</i> », 2002
[UNI03]	UNI /CTI – ITALY , « <i>Project CTI 5/567 : Air conditioners , chillers and heat pumps-part load tests</i> ». (Projet de norme à l'enquête en Italie pour la détermination des performances à charge partielle)
[WAL00]	WALTERS J. , « <i>Applying TS technology to cold climate heat pumps</i> », Caneta Research Inc. The proceeding of the fourth International Conference on Heat Pumps in Cold Climates, 2000
[WIN02]	WINANDY E.L., CUEVAS B. C. , « <i>Analysis of the oil return in a pair of scroll compressors working in parallel at part load</i> », Laboratory of Thermodynamics, University of Liège, 2002
[XPA04]	http://www.xpair.com/ , rubrique E-formation, 2004
[YOS88]	YOSHIDA , Proc. Japan Refrigeration Association, vol.5 n°3 p.33-39, 1988
[ZIR96]	ZIRNGIBL J. , « <i>Le PCBT réversible et la méthode de calcul européenne</i> », Chaud Froid Plomberie n°583 – Septembre 1996

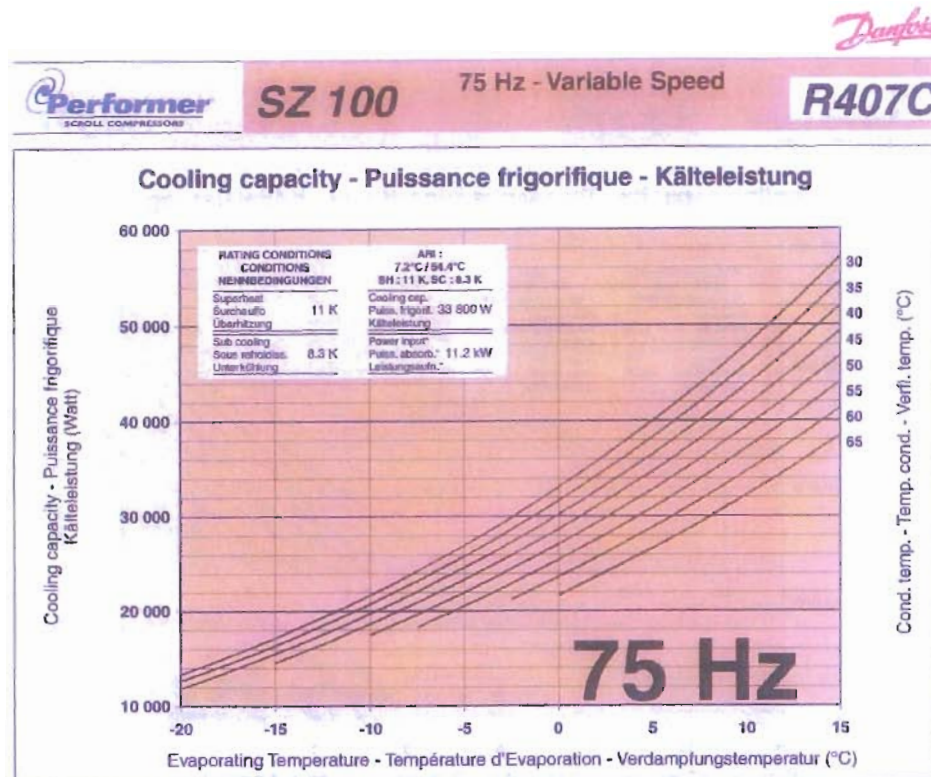
ANNEXES

SOMMAIRE DES ANNEXES

ANNEXE 1 :	PERFORMANCES D'UN COMPRESSEUR A VITESSE VARIABLE	189
ANNEXE 2 :	RENDEMENTS DE COMPRESSEURS	193
1.2.1	Courbes de rendement du compresseur débrayable	193
1.2.2	Rendements du compresseur ZR18	194
1.2.3	Rendements du compresseur ZR22	196
ANNEXE 3 :	LES PARAMETRES DU MODULE PLANCHER (2D FINAL)	199
ANNEXE 4 :	SCHEMA DU BANC D'ESSAIS CALORIMETRIE COMPRESSEURS	201
ANNEXE 5 :	QUELQUES ELEMENTS SUR LES FLUIDES FRIGORIGENES	203
1.5.1	Les familles de fluorocarbures	203
1.5.2	Contraintes environnementales	203
1.5.3	Caractéristique des fluides HFC	204
1.5.4	Caractéristiques thermodynamiques	204
1.5.5	Bilan de la simulation	206
1.5.6	Offre du marché et ses évolutions	206
ANNEXE 6 :	PERFORMANCES EN REGIME STATIONNAIRE EN MODE RAFRAICHISSEMENT DE LA PAC DE REFERENCE [RIV04]	207
1.6.1	Régressions de la température d'eau sur les puissances	207
1.6.2	Comparaison avec une série d'essais pseudo stationnaires	208
ANNEXE 7 :	SCHEMA ELECTRIQUE DE LA PAC DE REFERENCE	211
ANNEXE 8 :	RESULTATS D'ESSAIS DE LA PAC BI COMPRESSEURS	213
1.8.1	Fonctionnement à pleine puissance	213
1.8.2	Résultats d'essais à puissance partielle	216
ANNEXE 9 :	ALGORITHMES DETAILLES ET RESOLUTION DES EQUATIONS DES MODELES DYNAMIQUES SOUS MATLAB	223
1.9.1	Réduction du modèle R3C2	223
1.9.2	Algorithme de résolution du modèle 1D	227
1.9.3	Algorithme de résolution et mise en équation du modèle 2D	231

ANNEXE 1 : PERFORMANCES D'UN COMPRESSEUR A VITESSE VARIABLE

Les courbes de rendements du chapitre 1 ont été calculées à partir de ces données constructeur



COOLING CAPACITY - PUISSANCE FRIGORIFIQUE - KÄLTELEISTUNG (W)

°C	Evaporating Temperature - Température d'Evaporation - Verdampfungstemperatur									
	-20	-15	-10	-5	0	5	7.5	10	15	
30	13 400	17 200	21 700	26 900	33 000	40 000	43 900	48 000	57 100	
35	12 600	16 400	20 700	25 800	31 600	38 300	42 000	45 900	54 600	
40	11 900	15 500	19 700	24 600	30 200	36 600	40 100	43 800	52 000	
45		14 600	18 600	23 300	28 700	34 700	38 100	41 700	49 500	
50			17 500	22 000	27 100	32 900	36 100	39 400	46 800	
55				20 500	25 400	30 900	33 900	37 100	44 100	
60					23 600	28 800	31 700	34 700	41 400	
65					21 700	26 700	29 400	32 200	38 500	

POWER INPUT* - PUISSANCE ABSORBÉE* - LEISTUNGS-AUFNAHME* (kW)

°C	Evaporating Temperature - Température d'Evaporation - Verdampfungstemperatur									
	-20	-15	-10	-5	0	5	7.5	10	15	
30	6.3	6.3	6.4	6.5	6.6	6.6	6.7	6.7	6.7	
35	7.0	7.1	7.2	7.2	7.3	7.4	7.4	7.4	7.5	
40	7.8	7.9	8.0	8.1	8.1	8.2	8.2	8.2	8.3	
45		8.8	8.9	9.0	9.0	9.1	9.1	9.1	9.2	
50			10.0	10.0	10.1	10.1	10.1	10.2	10.3	
55				11.2	11.3	11.3	11.3	11.3	11.3	
60					12.6	12.6	12.6	12.6	12.6	
65					14.1	14.1	14.1	14.1	14.1	

MASS FLOW - DEBIT MASSE - MASENSTROM (kg/h)

°C	Evaporating Temperature - Température d'Evaporation - Verdampfungstemperatur									
	-20	-15	-10	-5	0	5	7.5	10	15	
30	261	330	411	503	608	727	792	861	1012	
35	259	328	409	501	606	724	788	856	1004	
40	253	325	407	499	603	720	784	851	998	
45		320	403	496	600	717	780	846	991	
50			398	491	596	713	775	841	984	
55				484	589	705	768	834	976	
60					581	697	760	825	967	
65					569	686	749	815	956	

*Power Input, Compressor + Frequency Converter / Puissance Absorbée, Compresseur + Variateur Vitesse / Leistungsaufnahme, Verdichter + Frequenzumrichter

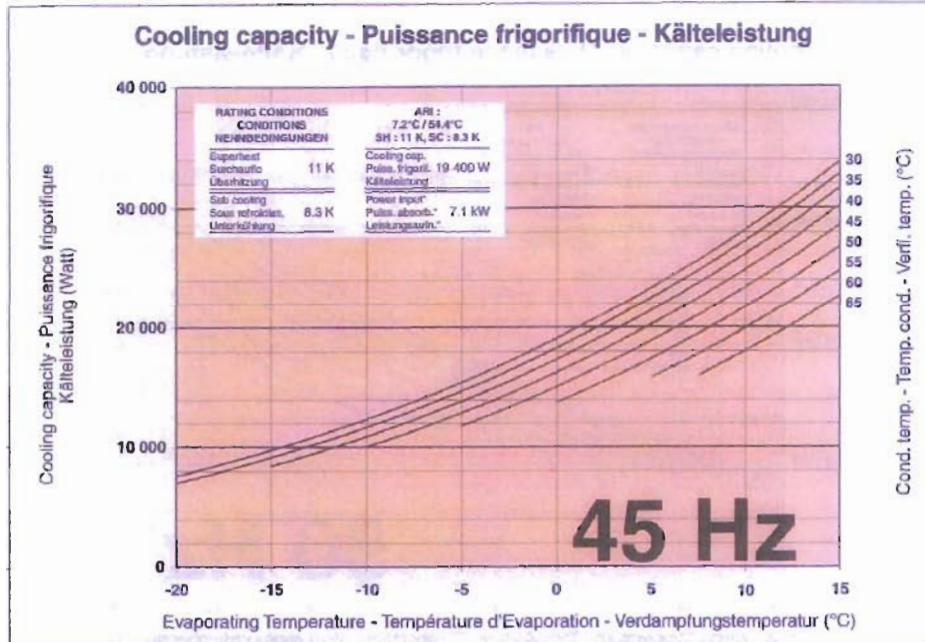
Capacity and power performance data ± 5% / Données de puissances frigorifiques et absorbées ± 5% / Kälteleistung und Leistungsaufnahme Daten ± 5%



SZ 100

45 Hz - Variable Speed

R407C



COOLING CAPACITY - PUISSANCE FRIGORIFIQUE - KÄLTELEISTUNG (W)

°C	Evaporating Temperature - Température d'Evaporation - Verdampfungstemperatur									
	-20	-15	-10	-5	0	5	7.5	10	15	
30	7 400	9 800	12 400	15 400	19 100	23 200	25 700	28 200	31 800	
35	7 000	9 100	11 700	14 700	18 300	22 500	24 800	27 300	31 500	
40		8 400	10 900	13 800	17 300	21 400	23 700	26 200	31 700	
45			10 000	12 900	16 300	20 200	22 500	24 900	30 200	
50				11 800	15 000	18 900	21 100	23 400	28 600	
55					13 700	17 400	19 500	21 700	26 800	
60						15 800	17 800	20 000	24 800	
65							16 000	18 000	21 700	

POWER INPUT* - PUISSANCE ABSORBÉE* - LEISTUNGS-AUFNAHME* (kW)

°C	Evaporating Temperature - Température d'Evaporation - Verdampfungstemperatur									
	-20	-15	-10	-5	0	5	7.5	10	15	
30	4.0	4.0	3.9	3.9	3.8	3.8	3.8	3.8	3.7	
35	4.5	4.5	4.5	4.4	4.4	4.3	4.3	4.3	4.2	
40		5.1	5.1	5.0	5.0	4.9	4.9	4.8	4.8	
45			5.8	5.7	5.7	5.6	5.5	5.5	5.4	
50				6.5	6.5	6.4	6.3	6.3	6.2	
55					7.4	7.3	7.2	7.2	7.0	
60						8.3	8.3	8.2	8.0	
65							9.4	9.4	9.2	

MASS FLOW - DEBIT MASSE - MASENSTROM (kg/h)

°C	Evaporating Temperature - Température d'Evaporation - Verdampfungstemperatur									
	-20	-15	-10	-5	0	5	7.5	10	15	
30	148	189	234	289	351	423	463	505	599	
35	143	183	231	286	350	424	465	509	605	
40		177	225	281	347	422	464	509	608	
45			217	274	340	417	460	506	606	
50				264	331	409	452	499	601	
55					319	397	441	488	592	
60						383	427	474	579	
65							409	456	562	

*Power Input: Compressor + Frequency Converter - Puissance Absorbée: Compresseur + Variateur Vitesse - Leistungsaufnahme: Verdichter + Frequenzumrichter

Capacity and power performance data ± 5% - Données de puissances frigorifiques et absorbées ± 5% - Kälteleistung und Leistungsaufnahme Daten ± 5%



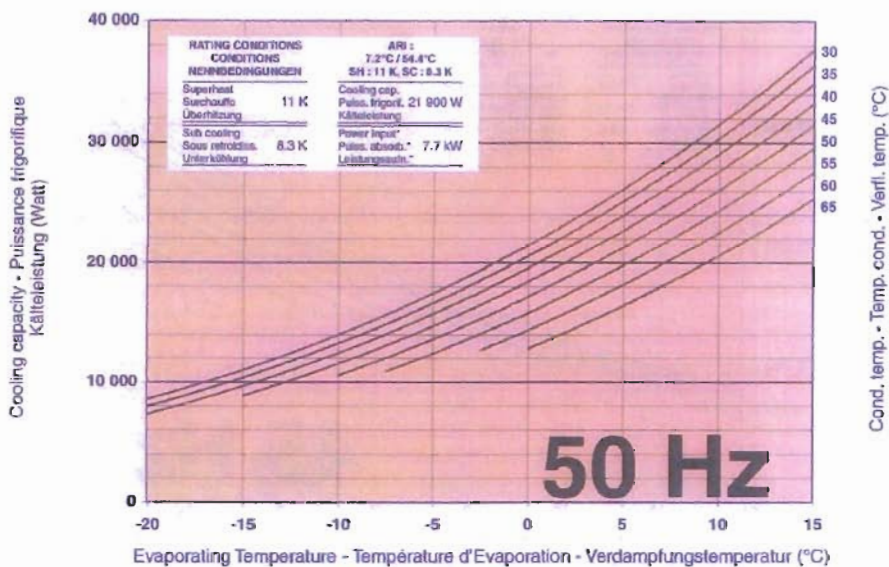
SZ 100

50 Hz - Variable Speed

R407C



Cooling capacity - Puissance frigorifique - Kälteleistung




		Evaporating Temperature - Température d'Evaporation - Verdampfungstemperatur									
°C		-20	-15	-10	-5	0	5	7.5	10	15	
Cooling Capacity Puissance Frigorifique Kälteleistung (W)	30	8 600	11 000	13 900	17 400	21 500	26 100	28 700	31 500	37 700	
	35	8 000	10 400	13 200	16 600	20 500	25 100	27 700	30 400	36 400	
	40	7 300	9 600	12 400	15 700	19 500	24 000	26 400	29 100	34 900	
	45		8 800	11 500	14 700	18 400	22 700	25 100	27 600	33 300	
	50			10 500	13 600	17 100	21 300	23 600	26 100	31 500	
	55				12 400	15 800	19 800	22 000	24 200	29 400	
	60					14 300	18 100	20 200	22 500	27 600	
65						12 800	16 400	18 500	21 400		

		Evaporating Temperature - Température d'Evaporation - Verdampfungstemperatur									
°C		-20	-15	-10	-5	0	5	7.5	10	15	
Power Input* Puissance Absorbée* Leistungsaufnahme* (kW)	30	4.3	4.3	4.3	4.3	4.2	4.2	4.2	4.2	4.1	
	35	4.9	4.9	4.9	4.8	4.8	4.8	4.7	4.7	4.7	
	40	5.6	5.5	5.5	5.5	5.4	5.4	5.3	5.3	5.3	
	45		6.3	6.3	6.2	6.2	6.1	6.1	6.0	6.0	
	50			7.1	7.1	7.0	6.9	6.9	6.8	6.7	
	55				8.0	8.0	7.9	7.8	7.8	7.7	
	60					9.1	9.0	8.9	8.9	8.7	
65						10.3	10.2	10.1	10.1		

		Evaporating Temperature - Température d'Evaporation - Verdampfungstemperatur									
°C		-20	-15	-10	-5	0	5	7.5	10	15	
Mass Flow Débit Masse Massenstrom (g/h)	30	167	212	264	325	395	475	519	565	667	
	35	162	208	261	323	394	474	519	566	670	
	40	156	202	256	319	390	472	517	565	670	
	45		195	249	312	385	468	513	562	668	
	50			240	304	377	461	507	556	663	
	55				293	366	451	497	547	655	
	60					353	439	485	535	644	
65						336	422	469	519		


*Power Input: Compressor + Frequency Converter Puissance Absorbée: Compresseur + Variateur à Vitesse - Leistungsaufnahme: Verdichter + Frequenzumrichter

Capacity and power performance data ± 5% - Données de puissance frigorifique et consommation ± 5% - Kälteleistung und Leistungsaufnahme Daten ± 5%

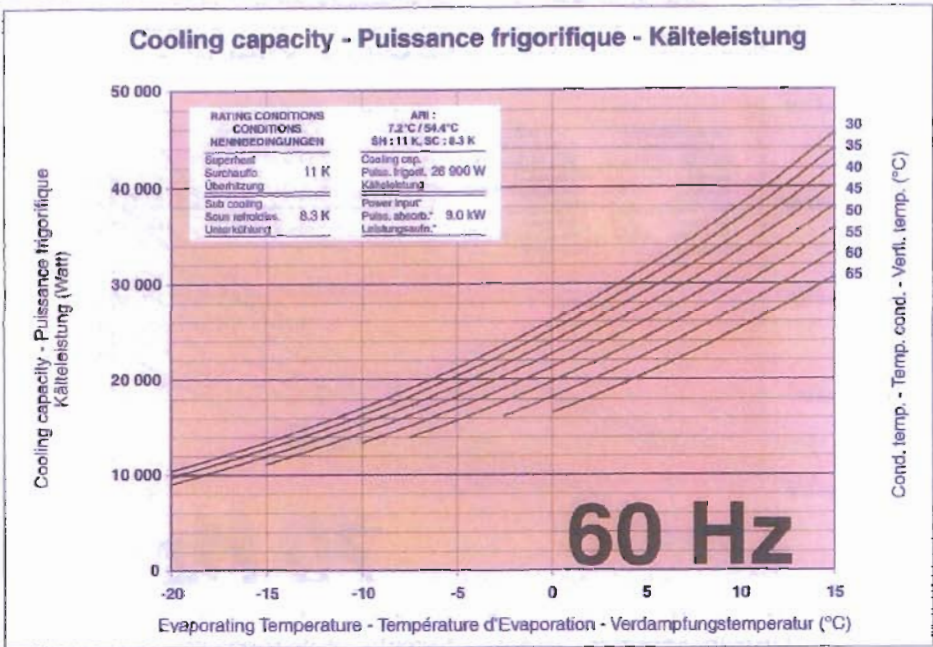


SZ 100

60 Hz - Variable Speed



R407C



COOLING CAPACITY - PUISSANCE FRIGORIFIQUE - KÄLTELEISTUNG (W)

Cond. Temp. / Temp. Cond. / Verfl. temp. (°C)	Evaporating Temperature - Température d'Evaporation - Verdampfungstemperatur (°C)									
	-20	-15	-10	-5	0	5	7.5	10	15	
30	10 400	13 400	17 000	21 200	26 100	31 700	34 900	38 200	45 600	
35	9 700	12 800	16 300	20 300	25 100	30 600	33 600	36 900	44 000	
40	9 000	12 000	15 400	19 300	23 900	29 200	32 200	35 300	42 200	
45		11 100	14 400	18 200	22 700	27 700	30 600	33 600	40 300	
50			13 400	17 000	21 300	26 100	28 800	31 700	38 100	
55				15 700	19 800	24 400	27 000	29 700	35 800	
60					18 200	22 500	25 000	27 600	33 400	
65					16 300	20 600	23 900	25 300	30 600	

POWER INPUT* - PUISSANCE ABSORBÉE* - LEISTUNGS-AUFNAHME* (kW)

Cond. Temp. / Temp. Cond. / Verfl. temp. (°C)	Evaporating Temperature - Température d'Evaporation - Verdampfungstemperatur (°C)									
	-20	-15	-10	-5	0	5	7.5	10	15	
30	5.0	5.0	5.1	5.1	5.1	5.1	5.1	5.1	5.1	
35	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7	5.7	
40	6.4	6.4	6.4	6.4	6.4	6.4	6.4	6.4	6.4	
45		7.3	7.3	7.2	7.2	7.2	7.2	7.2	7.2	
50			8.2	8.2	8.1	8.1	8.1	8.1	8.0	
55				9.3	9.2	9.1	9.1	9.1	9.0	
60					10.4	10.3	10.3	10.2	10.2	
65					11.8	11.7	11.6	11.6	11.5	

MASS FLOW - DEBIT MASSE - MASSENSTROM (kg/h)

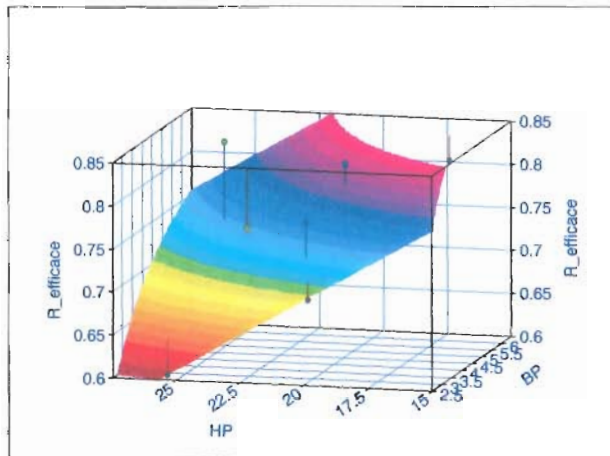
Cond. Temp. / Temp. Cond. / Verfl. temp. (°C)	Evaporating Temperature - Température d'Evaporation - Verdampfungstemperatur (°C)									
	-20	-15	-10	-5	0	5	7.5	10	15	
30	203	259	323	394	480	574	629	685	868	
35	198	256	321	394	481	577	630	687	811	
40	193	251	317	393	479	576	629	686	811	
45		246	312	388	474	572	626	683	807	
50			304	381	467	566	619	676	801	
55				371	458	557	610	667	792	
60					447	545	598	655	779	
65					433	530	584	640	764	

*Power input, Compressor + Frequency Converter - Puissance Absorbée, Compresseur + Variateur Vitesse - Leistungsaufnahme, Verdichter + Frequenzumrichter

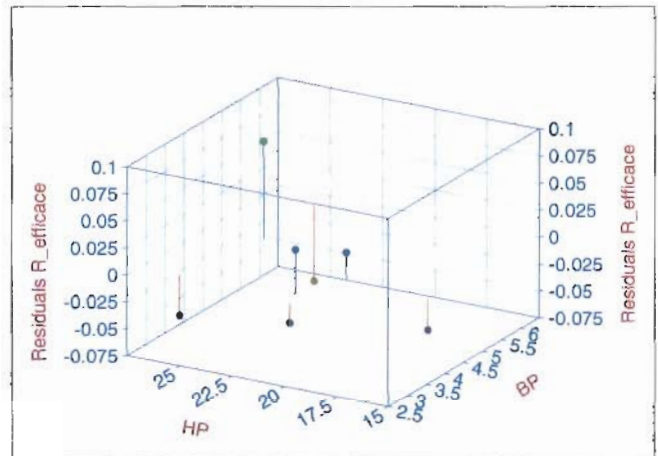
Capacity and power performance data ± 5% - Données de puissance frigorifique et absorbée ± 5% - Kälteleistung und Leistungsaufnahme Daten ± 5%

ANNEXE 2 : RENDEMENTS DE COMPRESSEURS

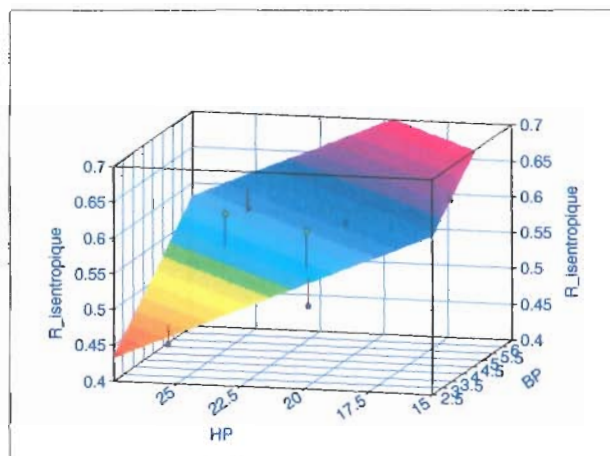
1.2.1 Courbes de rendement du compresseur débrayable



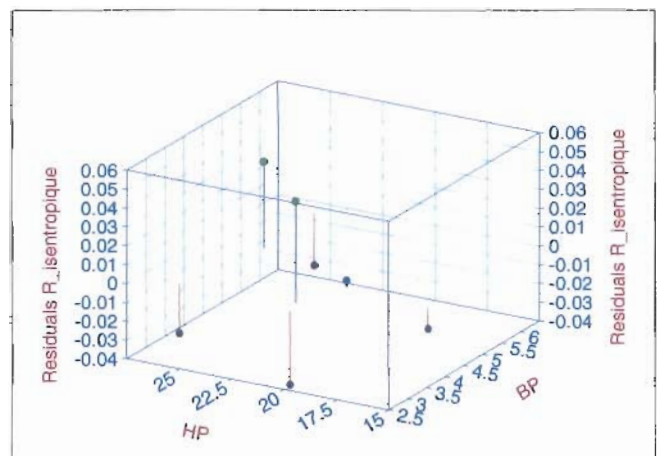
**Rendement global ZRD49 à 100%
Eq. Simple**



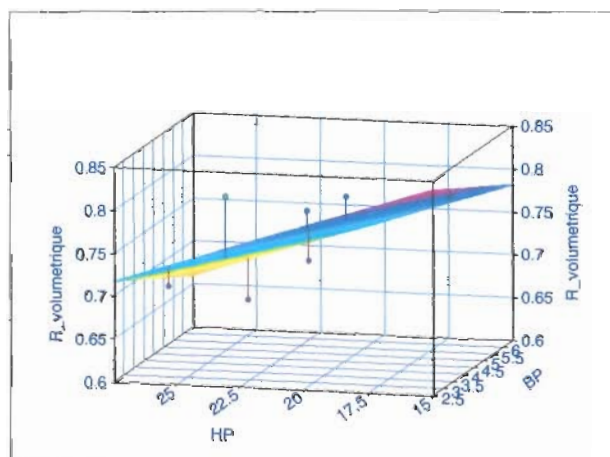
**Résiduel du rendement eff. ZRD49 à 100% Eq.
simple**



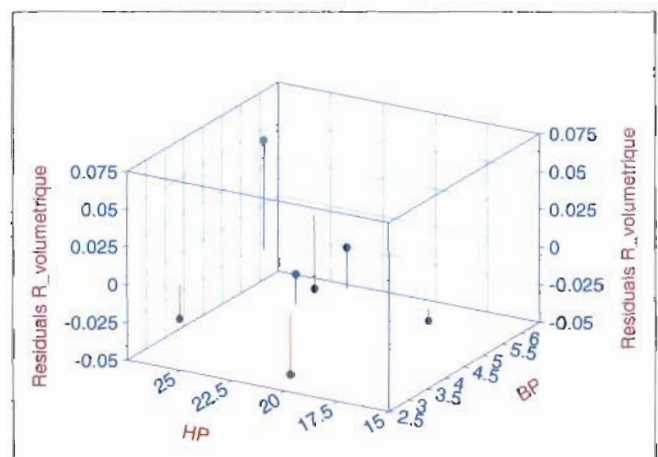
**Rendement isentropique ZRD49 à 100% - Eq.
Simple**



**Résiduel du rendement isentropique ZRD49 à
100% - Eq. simple**



**Rendement volumétrique ZRD49 à 100% - Eq.
Simple**

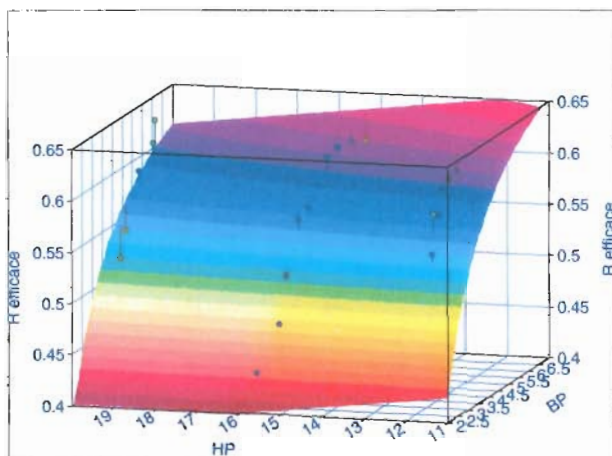


**Résiduel du rendement volumétrique ZRD49 à
100% - Eq. simple**

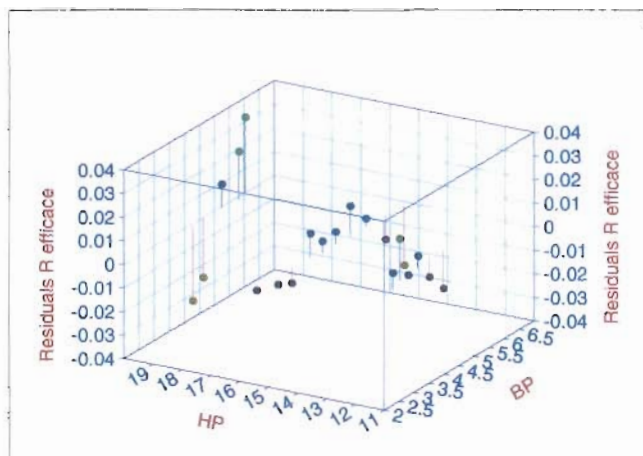
1.2.2 Rendements du compresseur ZR18

Formules de régression pour les 3 rendements du compresseur ZR 18

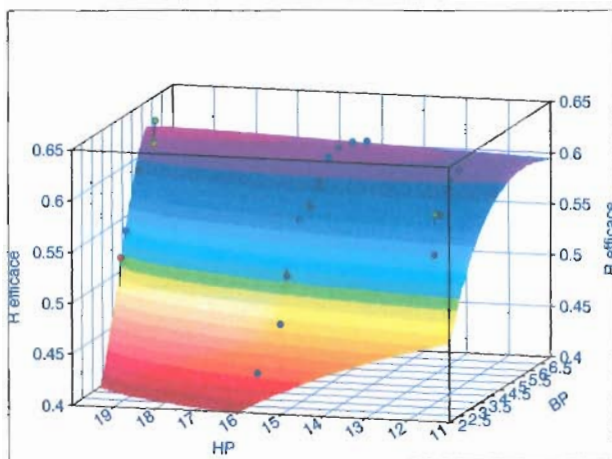
Désignation	Equations	Ecarts max.
Rendement global (Eq. simple)	$\eta_{eff} = a + \frac{b}{P_{BP}} + cP_{HP}$ Avec $a = 0.8024$ $b = -0.6475$ $c = -0.0049$ $R^2 = 0.8961$	±0,04
Rendement global (Eq. Complexe)	$\eta_{eff} = \frac{a + b \ln(P_{BP}) + c \ln(P_{HP})}{1 + d \ln(P_{BP}) + e (\ln(P_{BP}))^2 + f \ln(P_{HP}) + g (\ln(P_{HP}))^2}$ Avec $a = 0.4581$ $b = -0.0190$ $c = -0.1408$ $d = -0.1812$ $e = 0.0432$ $f = -0.3160$ $g = 0.0152$ $R^2 = 0.9661$	+0,03 -0,015
Rendement isentropique (Eq. simple)	$\eta_{is} = a + bP_{BP} + cP_{HP}$ Avec $a = 0.5712$ $b = 0.0189$ $c = -0.00145$ $R^2 = 0.8961$	+0.075 -0.05
Rendement isentropique (Eq. Complexe)	Pas d'équation complexe plus près de la réalité que la représentation simple.	
Rendement volumétrique (Eq. simple)	$\eta_v = a + bP_{BP} + \frac{c}{P_{HP}}$ Avec $a = 0.7175$ $b = 0.0183$ $c = 0.9472$ $R^2 = 0.7853$	+0.02 -0.03
Rendement volumétrique (Eq. Complexe)	Pas d'équation complexe plus près de la réalité que la représentation simple.	
Rendement volumétrique Représentation en fonction du taux de compression	$\eta_v = a\tau + b$ Avec $a = -0.0195$ $b = 0.9355$ $R^2 = 0.7805$	+0.025 -0.02



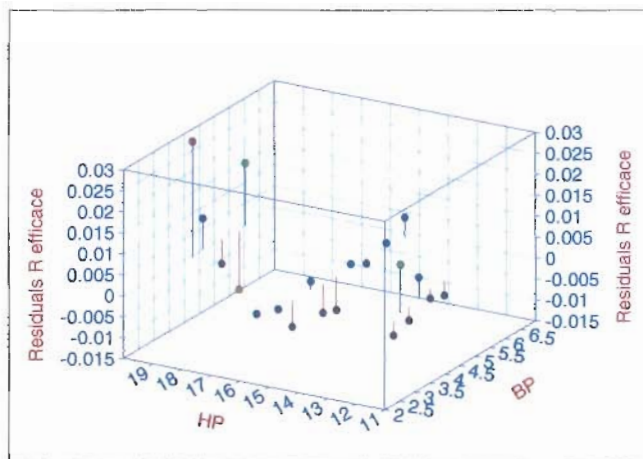
Rendement global ZR18 - Eq. Simple



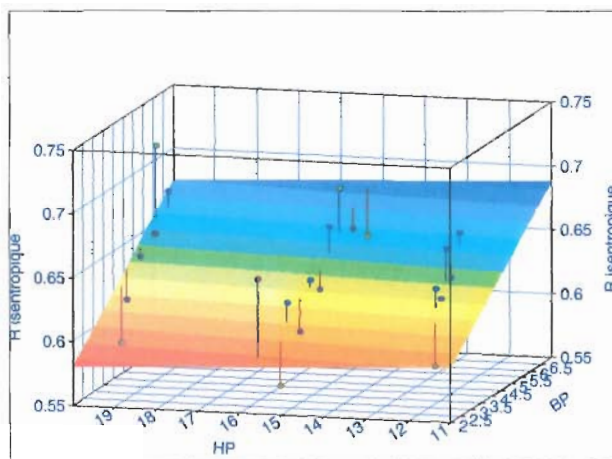
Résiduel d'erreur du rendement global (ES)



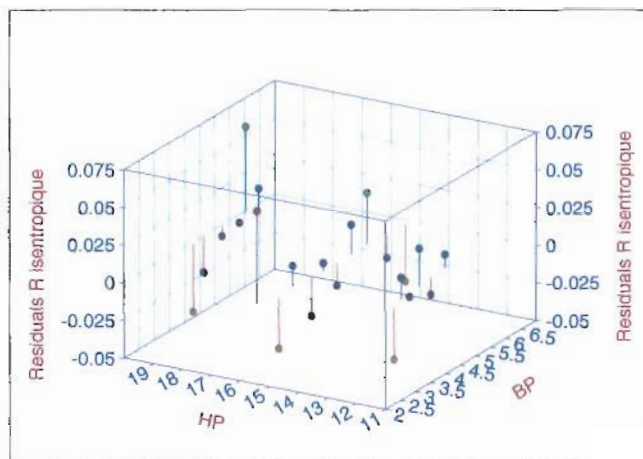
Rendement global ZR18 - Eq. Complexe



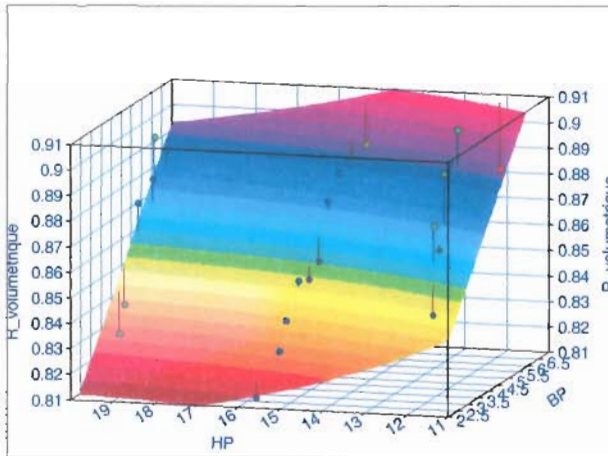
Résiduel du rendement global ZR18 Eq. complexe



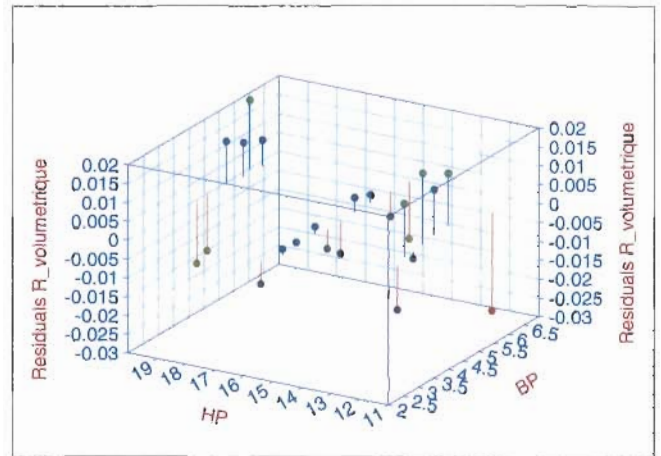
Rendement isentropique ZR18 Eq. Simple



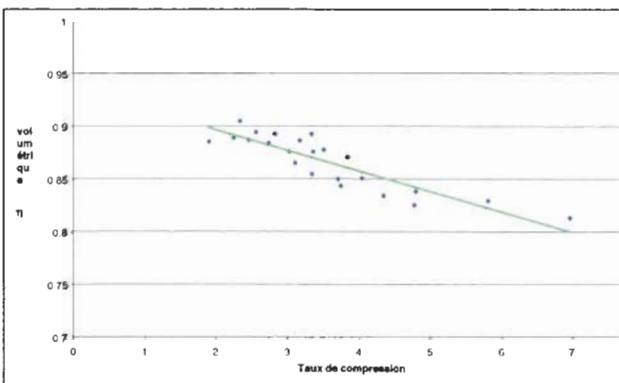
Résiduel du rendement isentropique ZR18 Eq. simple



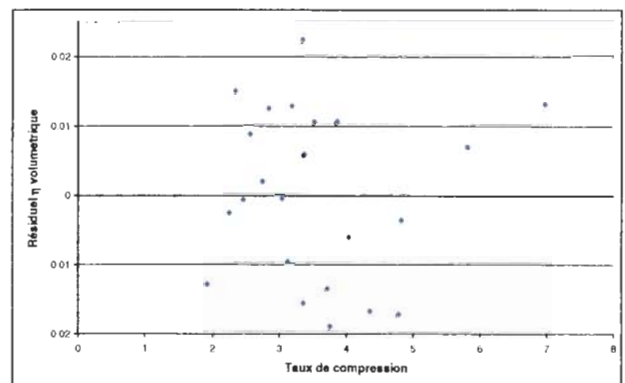
**Rendement volumétrique ZR18
Eq. Simple**



Résiduel du rendement volumétrique ZR18 Eq. simple



**Rendement volumétrique ZR18
en fonction du taux de compression**



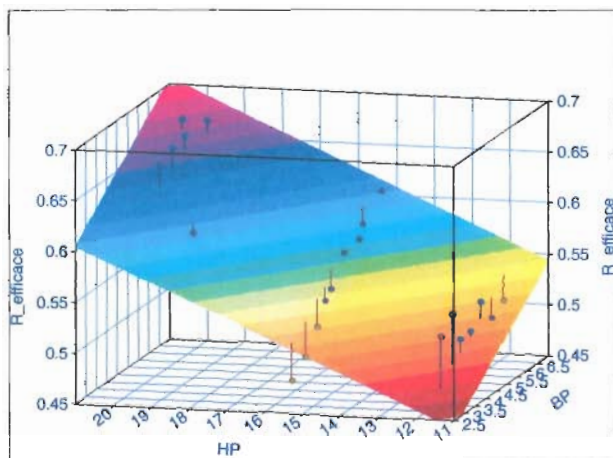
**Résiduel du rendement volumétrique ZR18
en fonction du taux de compression**

1.2.3 Rendements du compresseur ZR22

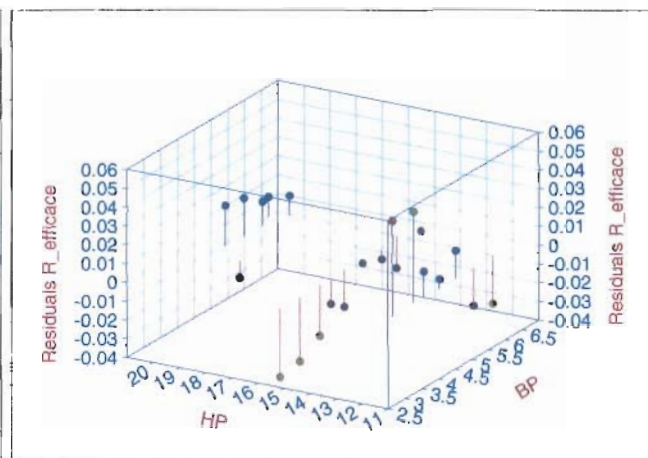
Formules de régression pour les 3 rendements du compresseur ZR 22

Désignation	Equations	Ecarts max
Rendement global	$\eta_{eff} = a + bP_{BP} + cP_{HP}$ Avec $a = 0.2074$ $b = 0.0224$ $c = 0.0162$ $R^2 = 0.871$	+0.06 -0.04
Rendement global (Eq. Complexe)	$\eta_{eff} = a + \frac{b}{P_{BP}} + cP_{HP}^3$ Avec $a = 0.5677$ $b = -0.4145$ $c = 2.1881e-05$ $R^2 = 0.9194$	+0.05 -0.03
Rendement isentropique (Eq. simple)	$\eta_{is} = a + bP_{BP} + cP_{HP}$ Avec $a = 0.5230$ $b = 0.0209$ $c = -0.00085$	±0.04

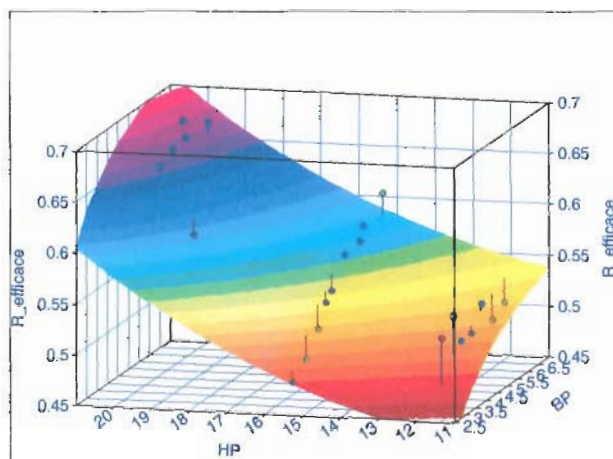
	$R^2= 0.6369$	
Rendement volumétrique (Eq. simple)	$\eta_v=a+bP_{BP}+cP_{HP}$ Avec $a= 0.8130$ $b= 0.0087$ $c= -0.00057$ $R^2= 0.5456$	± 0.015
Rendement isentropique (Eq. Complexe)	Pas d'équation complexe plus près de la réalité que la représentation simple.	
Rendement volumétrique Représentation en fonction du taux de compression	$\eta_v=a\tau+b$ Avec $a= -0.0071$ $b= 0.8696$ $R^2= 0.3173$	± 0.02



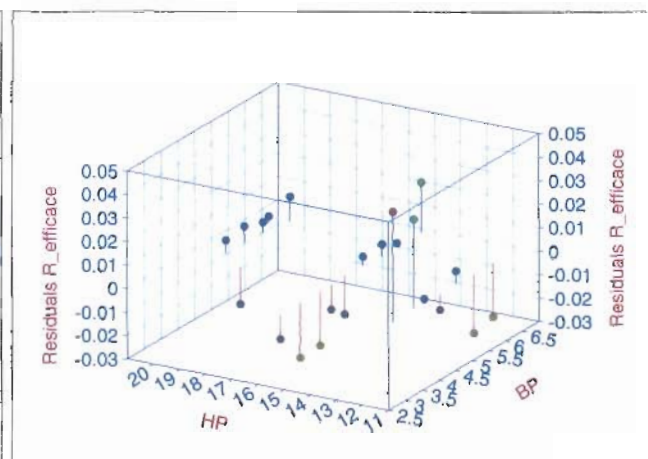
Rendement global ZR22 - Eq. Simple



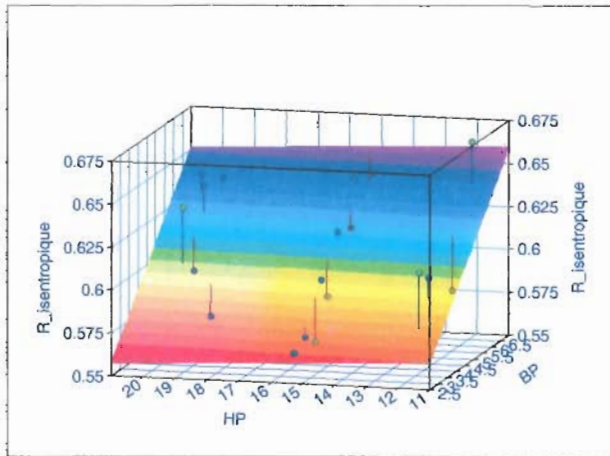
Résiduel du rendement global ZR22
Eq. simple



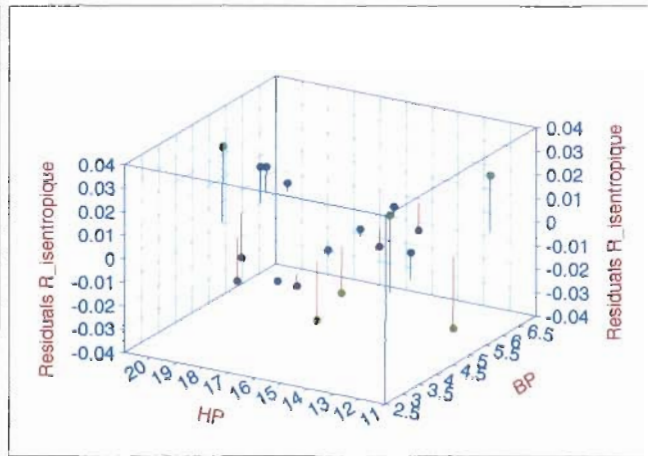
Rendement global ZR22
Eq. complexe



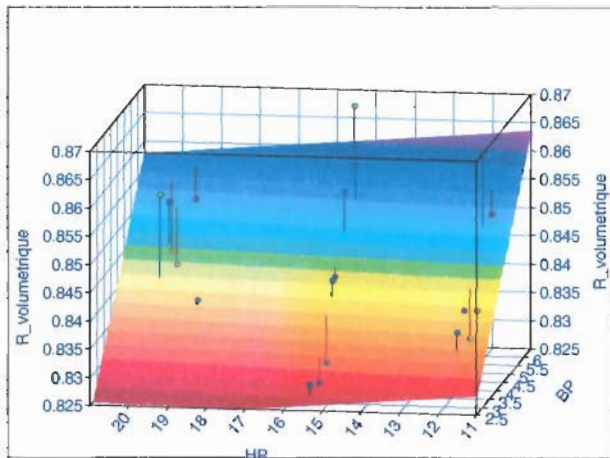
Résiduel du rendement global ZR22
Eq. complexe



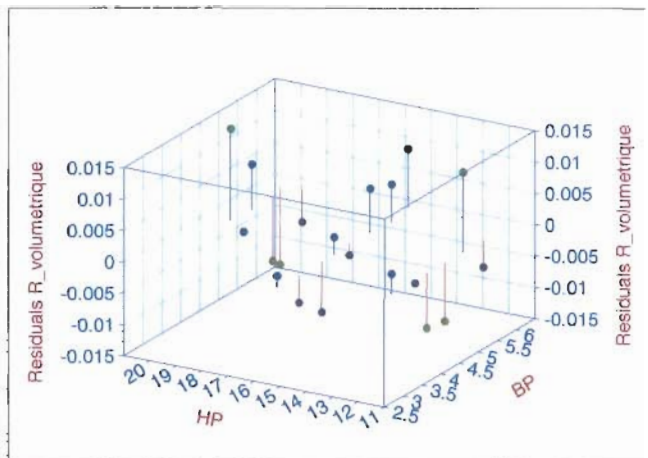
**Rendement isentropique ZR22
Eq. simple**



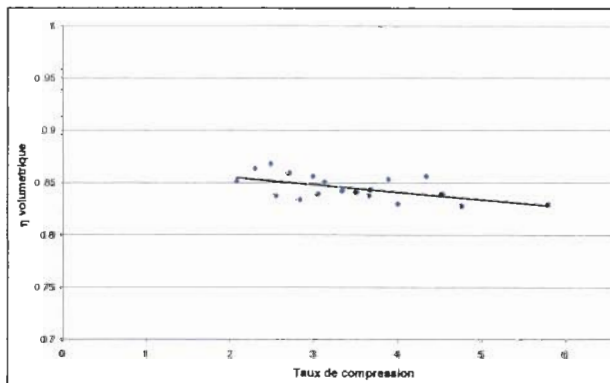
**Résiduel du isentropique ZR22
Eq. simple**



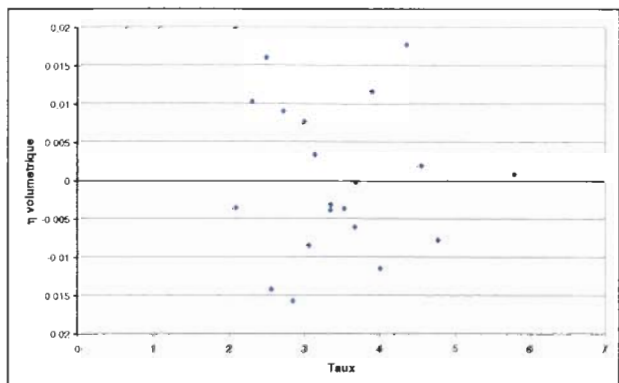
**Rendement volumétrique ZR22
Eq. simple**



**Résiduel du rendement volumétrique ZR22 - Eq.
simple**



**Rendement volumétrique ZR22
en fonction du taux de compression**



**Résiduel du rendement volumétrique ZR22 en
fonction du taux de compression**

ANNEXE 3 : LES PARAMETRES DU MODULE PLANCHER (2D FINAL)

```

% PARAMETRES_MAISON
% NE PAS OUBLIER DE METTRE A JOUR CE FICHIER, SI NECESSAIRE!
%les tubes
Acc_reelle=100; %surface de la pièce en m2
R=0.0065; %rayon des tubes en m
Ltube=893 ; %longueur totale des tubes en m
n=10; %nombre de mailles

% Caractéristiques du coté
e_c=0.019;% Epaisseur [m]
lambda_c=1.75; % Conductivité [W/mK]
rho_c=2200; % Masse Volumique [kg/m3]
Cp_c=950; % Chaleur massique [J/kg.K]
Scote=2*R*Ltube/(n);
kcote=lambda_c/e_c;

% Caractéristiques du revetement (plastique)
e_rev=0.008; % Epaisseur [m]
lambda_rev=0.092; % Conductivité [W/mK]
ro_rev=1800; % Masse Volumique [kg/m3]
Cp_rev=1320; % Chaleur massique [J/kg.K]

% Caractéristiques du beton
e_bet=0.075; % Epaisseur [m]
lambda_bet=1.75; % Conductivité [W/mK]
ro_bet=2200; % Masse Volumique [kg/m3]
Cp_bet=950; % Chaleur Massique [J/kg.K]

% Caractéristiques de l'isolant (composite)
R_isol=0.06/0.035; % Résistance [m2.K/W]
R_inf=0.06/1.75;

% Coefficients d'échange [W/m2K] (défaut du programme)
hcc=4.7; % entre surface et la pièce (convectif, par rapport à l'air intérieur)
hrc=5.3; % entre surface et la pièce (radiatif, par rapport aux murs)
hinf=4.6; % au-dessous du plancher

% Températures Initiales [°C] (défaut du programme)
Tini_rev=25; % Revêtement
Tini_bet=25; % Béton
Tini_eau=25; % Eau

% INITIALISATION DU PROGRAMME
%Calcul de la surface d'échange entre le plancher et les tubes
%Acc=3.1415*R*Ltube*1; %surface d'échange sur le demi perimetre en m²
%Acc=Acc_reelle;
%Calcul du volume d'eau dans la boucle
Meau=3.1415*R*R*Ltube;
% Calcul de la résistance et de la capacitance du béton
kbet=lambda_bet/e_bet;
Cbet=ro_bet*e_bet*Cp_bet;
% Calcul de la conductivite du revetement
R_rev=e_rev/lambda_rev; % Résistance [m2.K/W]
krev=1/R_rev;
Crev=ro_rev*e_rev*Cp_rev;

```

% Calcul de la conductivité sous les tubes

$R_{inf}=R_{isol}+R_{inf}+1/h_{inf}$;

$k_{inf}=1/R_{inf}$;

% $k_{inf}=0.51$;

%calcul de la resistance totale supérieure

$k_{sup}=1/(1/k_{bet}+1/k_{rev}+1/(h_{cc}+h_{rc}))$;

% $k_{sup}=5.2818$;

% $k_{sup}=3.6$;

$S_{inf}=2*3.14*R*L_{tube}/(4*n)$;

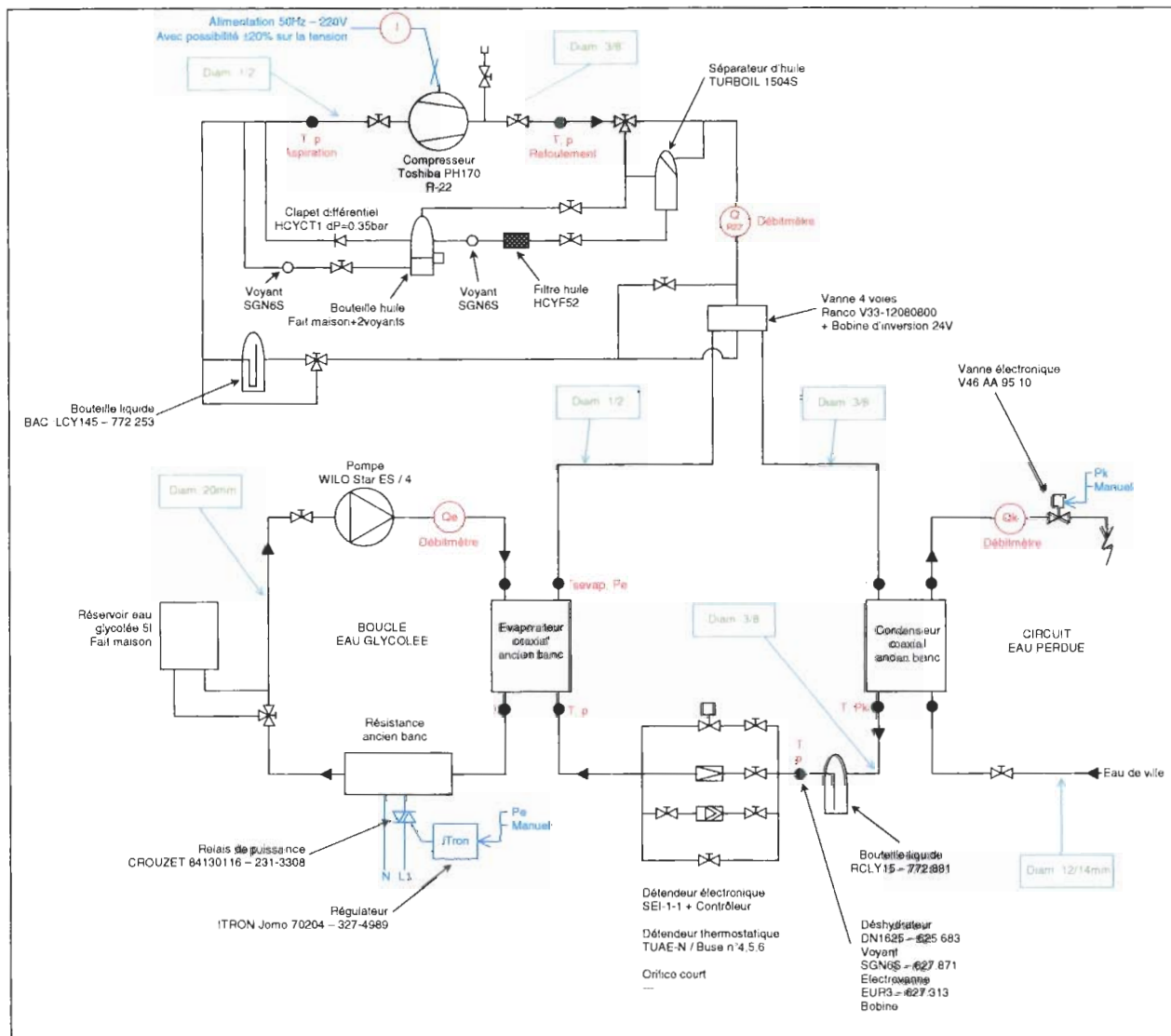
$S_{sup}=2*3.14*R*L_{tube}/(4*n)$;

$S_{inf_c}=L_{tube}*2*e_c/n$;

$S_{sup_c}=L_{tube}*2*e_c/n$;

debit=0.38;

ANNEXE 4 : SCHEMA DU BANC D'ESSAIS POUR LA CALORIMETRIE DES COMPRESSEURS



ANNEXE 5 : QUELQUES ELEMENTS SUR LES FLUIDES FRIGORIGENES

Dans le cadre de la thèse sur la régulation des PAC air/eau à puissance variable, les considérations ci-dessous ont permis de sélectionner le fluide frigorigène le plus adapté pour une PAC Air/Eau d'une puissance de l'ordre de 10 kW.

Les critères de sélections sont nombreux : Propriétés thermodynamiques des fluides, orientation du marché notamment en fonction du choix du compresseur (préférence des consommateurs, stratégies industrielles), les contraintes technologiques sur les composants de la PAC en fonction du fluide choisi, contraintes environnementales et normatives.

1.5.1 Les familles de fluorocarbures

On distingue quatre grandes familles de fluides frigorigènes :

- Les CFC ou Chlorofluorocarbures, tel que le R11, R12 ou R502. Ils sont utilisés dans les machines à compresseur centrifuge, les petites installations frigorifiques et pompes à chaleur. Ils ne peuvent plus être utilisés en Europe depuis 1995.
- Les HCFC ou Hydrochlorofluorocarbures, tel que le R22 sont utilisés en climatisation ainsi que dans les pompes à chaleur et en réfrigération. Interdit depuis janvier 2004.
- Les HFC, tel que le R-134a, R-404A, R-407C ou R-410A sont utilisés en substitution du R22 car non agressif vis-à-vis de la couche d'ozone.
- Les fluides naturels :
 - _Le Dioxyde de carbone (CO₂) et la vapeur d'eau (H₂O) : Ne permettent pas d'aboutir à des procédés commercialisables dans un avenir proche.
 - _L'ammoniac (NH₃), pour les installations de forte puissance.

1.5.2 Contraintes environnementales

On distingue trois critères qui permettent de mesurer les effets des fluides frigorigènes sur l'environnement :

- Le Global Warming Impact : le GWP d'une substance mesure son effet de serre par rapport à celui du CO₂ auquel la valeur 1 a été attribuée
- Le Total Equivalent Warming Impact : rend compte de l'effet de serre global à partir de l'effet de serre direct dû aux fuites de frigorigènes des installations + effet de serre indirect provenant des émissions de CO₂ lors de la fabrication de l'électricité.
- L'Ozone Depletion Potential : action du fluide sur la couche d'ozone

Les CFC sont interdits en Europe depuis le 01/01/1995.

Compte tenu de la législation Européenne, on prévoit à terme, la disparition des fluides frigorigènes de type HCFC. Ceci en vue de limiter les impacts néfastes sur la couche d'ozone. Le tableau ci-dessous présente le calendrier européen d'élimination des gaz nocifs paru au JOCE du 29/09/2000 :

01/01/2001	Arrêt du chargement en HCFC pour les machines neuves en froid seul de puissance supérieure à 100 kW froid
01/07/2002	Arrêt du chargement en HCFC pour les machines neuves fixes de conditionnement d'air
01/01/2004	Arrêt du chargement en HCFC pour toute machine neuve (machines réversibles et pompes à chaleur)
01/01/2010	Arrêt de l'usage des HCFC neufs en maintenance recharge
01/01/2015	Arrêt de l'usage des HCFC recyclés en maintenance recharge (*)

(*) Cette date pourra être reconsidérée en 2008.

Bilan : Au vu des données ci-dessus, il nous semble logique que le choix du fluide frigorigène s'oriente vers un HFC. De plus, le R134a est utilisé pour les machines de forte puissance (>300 kW), il ne sera donc pas préconisé pour la suite du projet.

1.5.3 Caractéristique des fluides HFC

Nom normalisé	Composants	GWP	Inflammable	T normale ébullition (°C)	Glissement de température (K)	T critique (°C) P critique (bar)
R-407C	HFC 32 (23 %) HFC 125 (25 %) HFC 134a (52 %)	1600 0	Non	-44	7,2	86,8 46
R-404A	HFC 125 (44 %) HFC 134a (4 %) HFC 143a (52 %)	3700 0	Non	-46,5	0,8	72,7 37,3
HFC 134a	HFC 134a	1300 0	Non	-26,1	0	101,1 40,6
R-410A	HFC 32 (50 %) HFC 125 (50 %)	1900 0	Non	-52,7	<0,1	72,1 49,3

Source : note EDF "substitution du HCFC 22".

Nous allons faire un choix entre le R407C et le R410A. Ces deux fluides présentent chacun des avantages et des inconvénients que nous allons mettre en évidence dans la section qui suit.

1.5.4 Caractéristiques thermodynamiques

Afin de comparer ces deux fluides, nous allons simuler 2 PAC fonctionnant au R410A et R407C. Ces deux PAC seront identiques. La simulation sera effectuée au moyen du logiciel REFPROP 6.

1.5.4.1 Descriptif de la Pac

La première PAC air/eau délivre de la chaleur sur un plancher chauffant. La température de sortie d'eau est à 35°C. Les échangeurs sont à contre courant. On néglige les pertes de charges linéiques. Le pincement est de 3K au niveau du condenseur et de 7K au niveau de l'évaporateur. Le sous refroidissement est de 2K et la surchauffe de 5K.

$$T_{\text{cond}} = 38^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -4^\circ\text{C}$$

Le taux de compression ne dépend que des pressions à l'entrée et la sortie du compresseur :

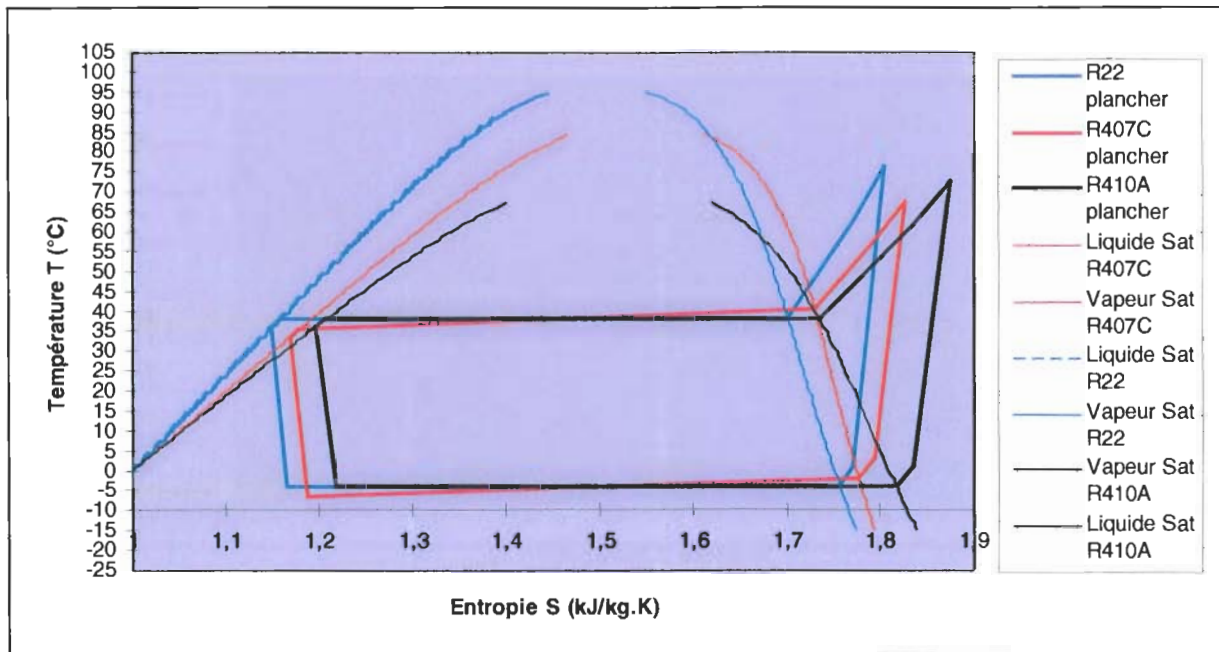
$$\tau = \frac{P_{\text{sortie_cpr}}}{P_{\text{entrée_cpr}}} \quad (68)$$

$$\text{Le rendement isentropique est donné par la loi : } \eta_{\text{is}} = 0,9 - 0,004 \cdot (\tau - 5)^2 - \frac{0,5}{\tau - 0,3} \quad (69)$$

1.5.4.2 Résultats

Comparaison des performances en fonction du fluide frigorigène

Fluide	R-22	R-407C	R-410A
τ	3,34	3,62	3,28
η_{is}	0,72	0,74	0,72
W (kJ/kg)	42,73	43,42	46,93
Q_c (kJ/kg)	205,51	206,22	213,43
Q_f (kJ/kg)	162,78	162,8	166,5
Q_{c vol} (kJ/m³)	3741,17	3693,26	5527,33
COP_c	4,81	4,75	4,54
COP_f	3,81	3,75	3,54



Comparaison des cycles thermodynamiques en fonction du fluide frigorigène

1.5.4.3 Descriptif de la Pac

La seconde PAC air/eau délivre de la chaleur sur ventilo convecteur. La température de sortie d'eau est à 45°C. Les échangeurs sont à contre courant. On néglige les pertes de charges linéiques. Le pincement est de 3K au niveau du condenseur et de 7K au niveau de l'évaporateur. Le sous refroidissement est de 2K et la surchauffe de 5K.

$$T_{\text{cond}} = 48^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = -4^{\circ}\text{C}$$

Le taux de compression ne dépend que des pressions à l'entrée et la sortie du compresseur :

$$\tau = \frac{P_{\text{sortie_cpr}}}{P_{\text{entrée_cpr}}} \quad (70)$$

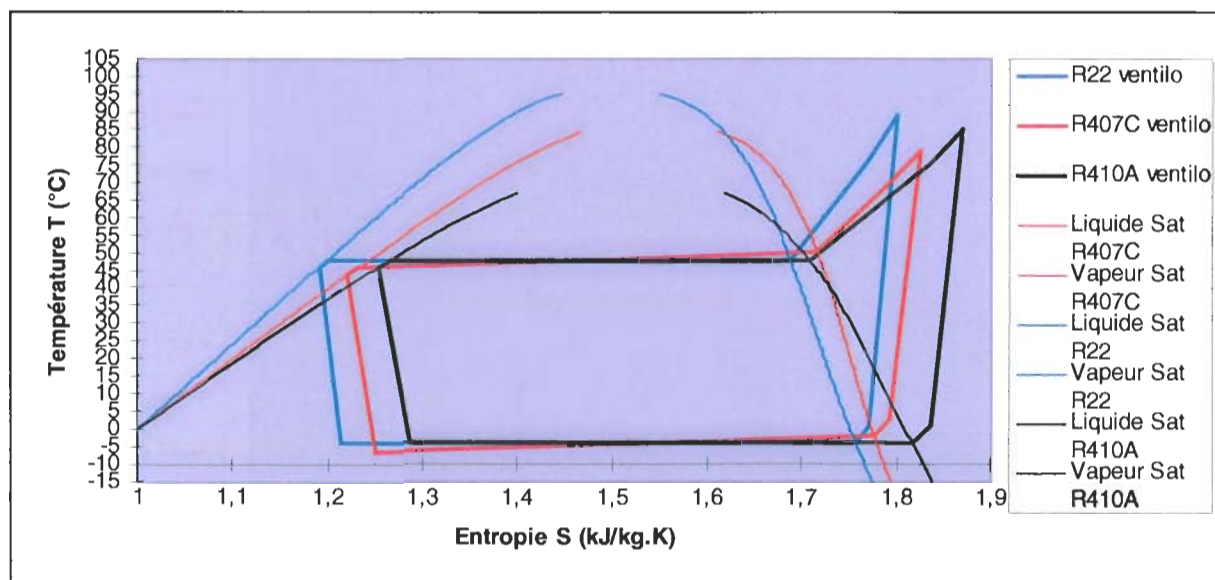
$$\text{Le rendement isentropique est donné par la loi : } \eta_{is} = 0,9 - 0,004 \cdot (\tau - 5)^2 - \frac{0,5}{\tau - 0,3} \quad (71)$$

1.5.4.4 Résultats

Comparaison des performances en fonction du fluide frigorigène

	R-22	R-407C	R-410A
τ	4,25	4,66	4,16
η_{is}	0,77	0,78	0,76

W (kJ/kg)	48,66	49,29	53,23
Q_c (kJ/kg)	198,11	195,75	201,22
Q_f (kJ/kg)	149,45	146,46	147,99
Q_{c vol} (kJ/m³)	3606,42	3489,30	5217,93
COP_c	4,07	3,97	3,78
COP_f	3,07	2,97	2,78



Comparaison des cycles thermodynamiques en fonction du fluide frigorigène

1.5.5 Bilan de la simulation

Sur plancher chauffant comme sur ventilo convecteur, le bilan est le même : on constate une baisse des performances par rapport au R-22. Sur plancher : -1,25 % pour le R-407C et -5,61 % pour le R-410A. Sur ventilo convecteur : -2,46 % pour le R-407C et -7,13 % pour le R-410A. L'utilisation du R-407C permet de travailler avec un coefficient de performance supérieur de l'ordre de 4,5 % par rapport au R-410A. Notons que le R-410A nous oblige à travailler à des pressions d'évaporation et de condensation supérieures par rapport aux deux autres fluides. (+ 45 % pour le R-410A). On remarque cependant que le gain en production calorifique volumique est de 45 % avec du R-410A par rapport au R-22 et R-407C. Ce gain permet une diminution significative de la taille du compresseur. Les résultats de la simulation doivent maintenant être associés à une analyse économique. D'une part en identifiant les tendances générales du marché par un état de l'offre en matière de pompe à chaleur air/eau dans le domaine du résidentiel. D'autre part par une analyse plus spécifique intégrant l'offre des constructeurs en matière de puissance variable et de toutes les technologies associées.

1.5.6 Offre du marché et ses évolutions

Le tableau ci-dessous est tiré de l'étude EDF HE-15/98/031 du 16 Novembre 1998. Il donne les orientations des principaux constructeurs et compressoristes concernant les solutions de substitutions du R-22 dans le domaine des machines de petite puissance destinées au domaine résidentiel :

CONSTRUCTEURS	ORIENTATIONS
Trane	R-410A pour des petits produits (< 30 kW)
Carrier	R-407C pour les puissances inférieures à 300 kW R-404A ou R134a pour les machines réversibles de faible puissance Croît au développement du R-410A
Copeland	R-404A pour les machines réversibles Pas de R-134a pour les faibles puissances R-407C pour la climatisation Compresseurs Scroll au R-410A
Tecumseh	R-407C pour la climatisation Recherche sur le R-410A
Maneurop	R-407C et R-404A pour la climatisation Développement de compresseurs scrolls pour fonctionner avec du R-410A
Elf Atochem	R-407C pour la climatisation R-410A a selon eux un avenir, puisqu'il apparaît comme un fluide de prédilection au Japon pour les machines réversibles de faibles puissances

ANNEXE 6 : PERFORMANCES EN REGIME STATIONNAIRE EN MODE RAFRAICHISSEMENT DE LA PAC DE REFERENCE [RIV04b]

1.6.1 Régressions de la température d'eau sur les puissances

Les performances en régime stationnaire de la PAC ont été établies en respectant une période de stabilisation de 3 heures, puis une période d'acquisition d'une heure [CEN98]. Les résultats sont présentés ci-dessous. La température de sortie d'eau est modifiée sur une large plage de fonctionnement [9-21°C], et ceci afin d'établir les deux références utiles par la suite pour l'analyse des essais en mode dynamique : température de consigne de retour d'eau de 12°C et de 22°C.

Essais en régime stationnaire en mode froid

Mesures	Unités	A30E9	A30E14	A30E18	A30E21
Te air mov	°C	29.8	29.8	29.8	29.8
Ts air mov	°C	41.4	42.7	44.1	45.2
Te eau	°C	14.1	18.8	23.7	27.9
Ts eau	°C	9.4	13.5	17.7	21.4
Debit mesuré	l/h	1362	1372	1361	1368
Pfrigo eau	kW	7.4	8.4	9.4	10.3
Wabs	kW	2.44	2.52	2.60	2.67
COP	W/W	3.03	3.33	3.64	3.87
Te air 1	°C	29.8	29.8	29.8	29.8
Te air 2	°C	29.8	29.8	29.8	29.8
Te air 3	°C	29.7	29.7	29.7	29.7
Te air 4	°C	29.8	29.8	29.8	29.8
Ts air 1	°C	41.4	42.7	44.0	45.1
Ts air 2	°C	41.5	42.8	44.1	45.2
Te evap ff	°C	42.3	44.1	45.8	47.2
Ts evap ff	°C	72.7	74.5	77.2	80.2
Te cond ff	°C	7.5	11.8	21.3	27.1
Ts cond ff	°C	3.7	7.4	10.9	13.6
Tasp cpr ff	°C	12.5	17.8	23.7	29.0
Tref cpr ff	°C	76.0	77.2	79.7	82.6
Pa cpr ff	Bar a	5.7	6.4	7.2	7.8
Pref cpr ff	Bar a	19.4	20.2	21.1	21.8
SC	°C	1.4	2.0	8.0	11.2
SR	°C	2.1	2.1	2.1	2.2

La représentation graphique de ces résultats, (courbes notées « STAT » pour les essais en régime stationnaire) montre les variations remarquablement linéaires des températures et pression de fluide frigorigène avec la température d'eau glacée.

La surchauffe est notée SC tandis que le sous refroidissement est noté SR. Le sous refroidissement est quasi-constant pour l'ensemble des essais et ne semble donc que faiblement influencé par la modification de la température d'eau glacée. Au contraire la surchauffe varie de 1.4K à 11K.

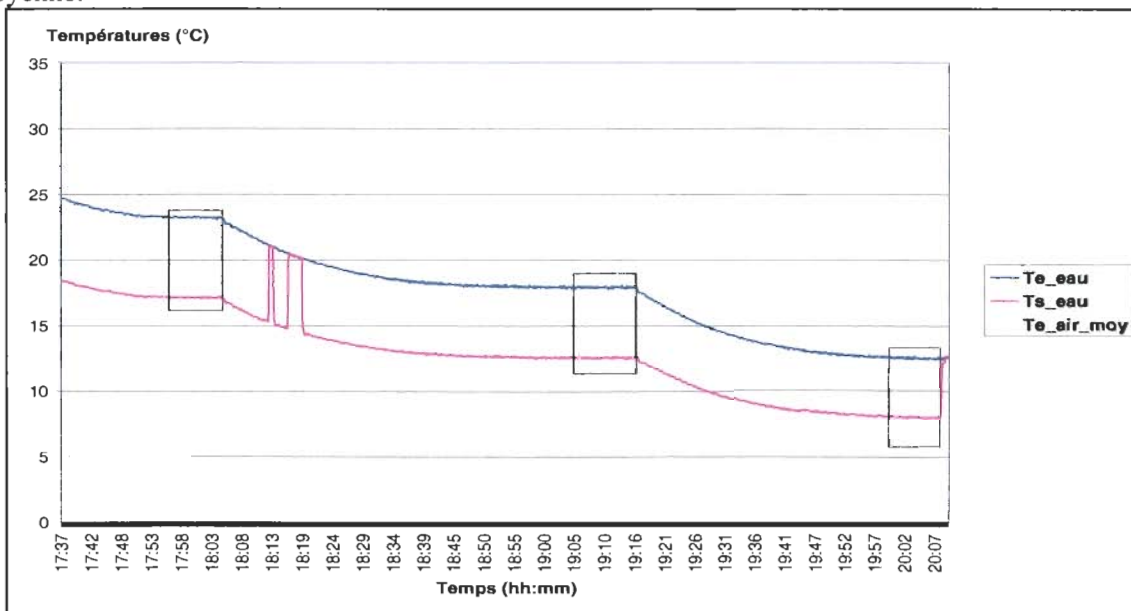
On calcule les régressions des températures de sortie d'eau et d'entrée d'eau sur la puissance frigorifique et la puissance appelée. Pour la puissance frigorifique, le coefficient de régression R^2 est compris entre 0,9999 et 1, et entre 0,999 et 1 pour la puissance électrique. Les coefficients des fonctions affines sont présentés dans le tableau suivant :

Résultats des régressions des températures d'entrée et de sortie d'eau sur les puissances frigorifique et électrique.

	Coefficients de régression $Y = A T + B$			
	Ts		Te	
	Pf	Pa	Pf	Pa
A	0.24470	0.01870	0.21210	0.06120
B	5.09140	2.26650	4.40983	2.17510

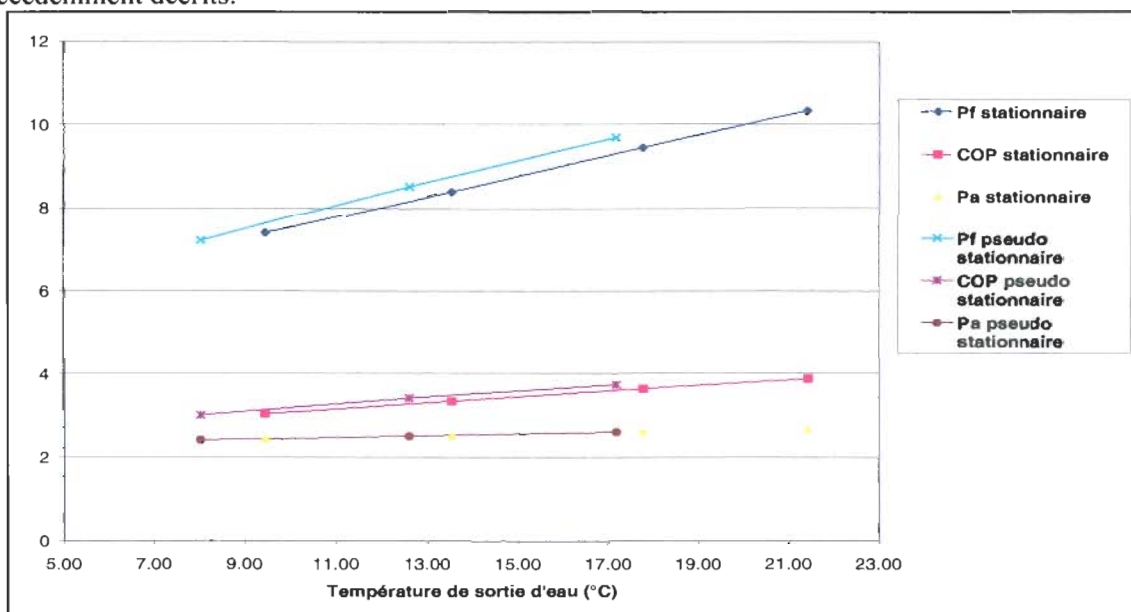
1.6.2 Comparaison avec une série d'essais pseudo stationnaires

Une première exploration de l'impact des variations de la température d'entrée d'eau a été réalisée. La Figure ci-dessous représente l'évolution des températures d'eau et de la température d'entrée d'air moyenne.



Evolution des température d'entrée d'air moyenne, de la température d'entrée d'eau et de la température de sortie d'eau de la PAC pour un essai d'exploration des performances avec la température d'eau glacée

Trois consignes successives de température d'entrée d'eau ont été successivement fixées au régulateur. Nous obtenons donc trois périodes quasiment stabilisées de 5 à 10 minutes. Pour chacune d'entre elles, on calcule la puissance frigorifique et la puissance électrique en fonction de la température de sortie d'eau. Ces valeurs sont rapportées ci-dessous, ainsi que les résultats des essais en régime stationnaire précédemment décrits.



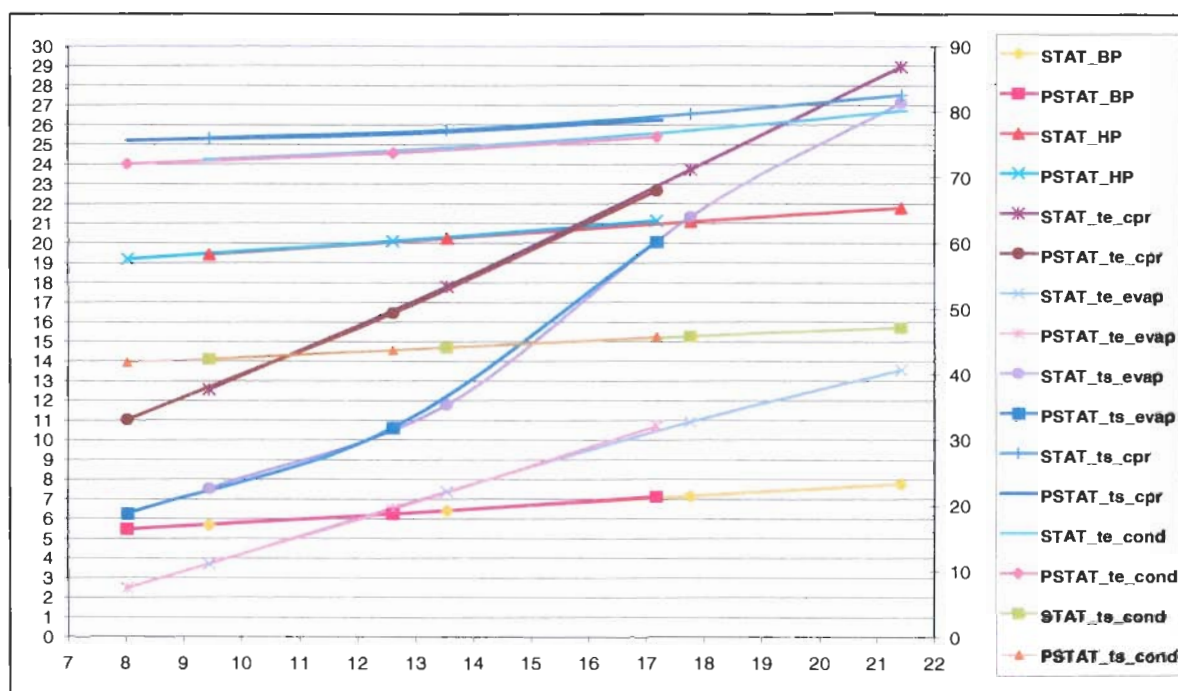
Comparaison des performances à température de sortie d'eau variable pour des conditions d'essais en régime stationnaire et pseudo stationnaires

Il existe un faible mais non négligeable décalage des résultats entre les deux séries d'essais. La puissance frigorifique est légèrement plus importante pour les essais non stabilisés, la puissance électrique appelée également ainsi que le COP. Les différences éventuelles de débit d'eau mesuré représentent au maximum 0,7 % d'écart sur la puissance frigorifique. L'incertitude des sondes de température étant de +/-0,4K, l'incertitude totale est inférieure à 2% pour les points présentés. Les écarts mesurés (écarts entre la puissance frigorifique en régime stationnaire calculée avec la corrélation précédemment établie et la puissance frigorifique mesurée pour les essais pseudo stationnaires) sont présentés ici :

Ecart de puissance frigorifique entre les essais en régime stationnaire et les essais pseudo stationnaires

Température de sortie d'eau (°C)		8.0	12.6	17.2
Stationnaire	Pf	7.05	8.18	9.29
Pseudo stationnaire	Pf	7.23	8.52	9.68
	Ecart relatif	2.45%	4.17%	4.24%

L'acquisition de données mesurées sur le fluide frigorigène, haute et basse pression, ainsi que les températures (thermocouples placés sur les tubes de cuivre, mesures non intrusives) pour les deux séries d'essais sont présentées ci-dessous :



Comparaison des données de température de fluide frigorigène à température de sortie d'eau variable pour des conditions d'essais en régime stationnaire (STAT) et pseudo stationnaires (PSTAT)

Il apparaît peu de différences entre les différentes mesures de température et de pression du fluide frigorigène. Certainement, la température de sortie compresseur montre une différence qui suit l'écart sur les puissances frigorifiques. La variation du débit de fluide frigorigène est la cause des différences de puissance frigorifique entre les deux séries d'essais. Ceci démontre simplement que le détendeur n'est pas à la même position qu'en régime stationnaire, ce qui induit une différence de performance significative. La norme [CEN98] indique qu'une période de stabilisation de 3 h avec contraintes sur la dispersion des mesures doit précéder l'essai dont l'acquisition ne doit pas durer moins d'1 heure.

Pour la série d'essais pseudo stationnaires, l'ordre de grandeur du temps caractéristique de la mesure est de 10 min. Pour un fonctionnement dynamique, nous évoluons dans des temps de fonctionnement allant du démarrage (de l'ordre de 30s), au temps de cycle, de 150 s, temps de marche minimum du compresseur de la PAC, à l'heure, suivant le taux de charge, l'inertie et le différentiel.

ANNEXE 7 : SCHEMA ELECTRIQUE DE LA PAC DE REFERENCE

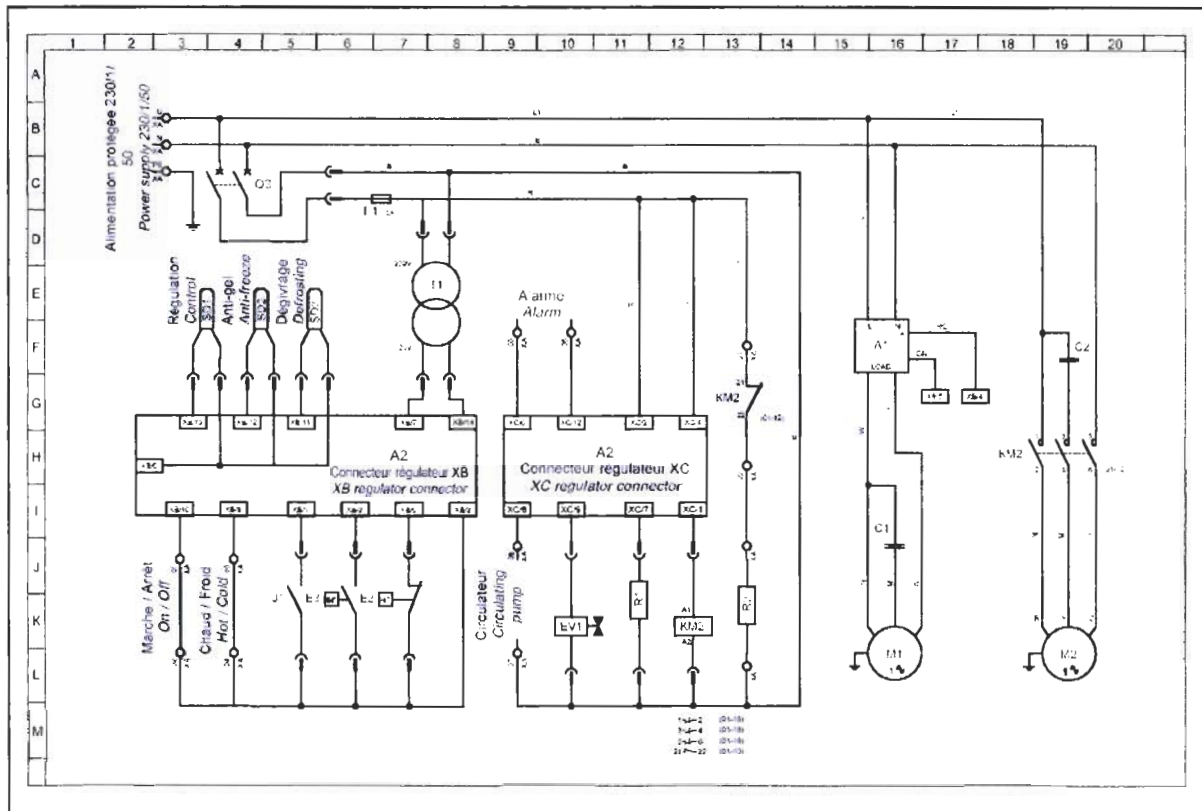


Schéma électrique de la PAC de référence

ANNEXE 8 : RESULTATS D'ESSAIS DE LA PAC BI COMPRESSEURS

1.8.1 Fonctionnement à pleine puissance

La machine fonctionne ici avec les deux compresseurs. On fait varier les températures d'air extérieure et de sortie d'eau comme il est décrit dans le chapitre 3. L'efficacité de la PAC est donnée en mode chauffage sans prise en compte du dégivrage, et avec prise en compte du dégivrage en tenant compte de la logique de dégivrage décrite dans la section précédente.

Résultats d'essais à pleine puissance pour une température d'air de -7°C en fonction de la température de sortie d'eau

Mesures	Unités	A-7E37	A-7E35	A-7E32	A-7E30
Te air moy	$^{\circ}\text{C}$	-6,9	-6,8	-6,1	-6,0
Te eau moy	$^{\circ}\text{C}$	32,8	30,6	27,7	25,7
Ts eau moy	$^{\circ}\text{C}$	37,1	35,0	32,0	30,0
t chauffage	s	2531	2531	2531	2531
Pcalo eau sans dégiv	kW	6,71	6,95	6,91	6,91
Wabs sans dégiv	kW	3,23	3,09	2,86	2,74
COP sans dégiv	W/W	2,08	2,25	2,41	2,52
Pcalo eau avec dégiv	kW	5,73	5,94	5,90	5,91
Wabs total avec dégiv	kW	2,99	2,86	2,66	2,55
COP avec dégiv	W/W	1,92	2,07	2,22	2,32
Pa cpr ff	Bar a	3,49	3,49	3,42	3,38
Pref cpr ff	Bar a	19,63	19,24	18,02	17,35

Résultats d'essais à pleine puissance pour une température d'air de -3°C en fonction de la température de sortie d'eau

Mesures	Unités	A-3E35	A-3E32	A-3E30	A-3E28	A-3E26
Te air moy	$^{\circ}\text{C}$	-3,1	-2,7	-2,8	-2,9	-3,0
Te eau moy	$^{\circ}\text{C}$	30,3	27,5	25,5	23,5	21,3
Ts eau moy	$^{\circ}\text{C}$	35,0	32,0	30,0	28,0	26,1
t chauffage	s	2376	2376	2376	2376	2376
Pcalo eau sans dégiv	kW	7,64	7,15	7,16	7,28	7,66
Wabs sans dégiv	kW	3,27	2,98	2,89	2,82	2,80
COP sans dégiv	W/W	2,33	2,40	2,48	2,58	2,74
Pcalo eau avec dégiv	kW	6,62	6,17	6,18	6,29	6,64
Wabs total avec dégiv	kW	3,07	2,81	2,72	2,66	2,64
COP avec dégiv	W/W	2,16	2,20	2,27	2,37	2,52
Pa cpr ff	Bar a	3,79	3,58	3,56	3,55	3,60
Pref cpr ff	Bar a	20,90	18,91	18,35	17,98	17,87

Résultats d'essais à pleine puissance pour une température d'air de 0°C en fonction de la température de sortie d'eau

Mesures	Unités	A0E37	A0E35	A0E32	A0E30	A0E28
Te air moy	°C	0,8	0,6	-0,6	0,2	1,1
Te eau moy	°C	31,7	29,8	26,8	24,7	22,7
Ts eau moy	°C	37,0	35,0	32,0	30,0	28,0
t chauffage	s	2383	2383	2383	2383	2383
Pcalo_eau sans dégiv	kW	8,41	8,22	8,33	8,34	8,44
Wabs sans dégiv	kW	4,07	3,74	3,58	3,41	3,38
COP sans dégiv	W/W	2,06	2,20	2,33	2,45	2,49
Pcalo_eau avec dégiv	kW	7,59	7,41	7,52	7,53	7,62
Wabs total avec dégiv	kW	3,88	3,56	3,42	3,25	3,23
COP avec dégiv	W/W	1,96	2,08	2,20	2,32	2,36
Pa_cpr_ff	Bar a	4,27	4,13	4,06	4,01	4,03
Pref_cpr_ff	Bar a	24,55	22,86	22,11	21,14	21,05

Résultats d'essais à pleine puissance pour une température d'air de 3°C en fonction de la température de sortie d'eau

Mesures	Unités	A3E35	A3E32	A3E30	A3E28	A3E26	A3E24
Te air moy	°C	3,9	3,3	3,5	3,4	4,0	3,4
Te eau moy	°C	29,7	26,7	24,6	22,6	20,6	18,6
Ts eau moy	°C	35,0	32,0	29,9	28,0	26,0	24,0
t chauffage	s	2384	2384	2384	2384	2384	2384
Pcalo_eau sans dégiv	kW	8,52	8,48	8,50	8,48	8,66	8,61
Wabs sans dégiv	kW	3,73	3,64	3,51	3,40	3,36	3,23
COP sans dégiv	W/W	2,28	2,33	2,42	2,49	2,58	2,66
Pcalo_eau avec dégiv	kW	7,38	8,13	7,36	7,35	7,50	7,45
Wabs total avec dégiv	kW	3,25	3,18	3,06	2,97	2,93	2,82
COP avec dégiv	W/W	2,27	2,56	2,40	2,48	2,56	2,65
Pa_cpr_ff	Bar a	4,20	4,10	4,04	4,00	4,01	3,94
Pref_cpr_ff	Bar a	23,49	22,92	22,25	21,62	21,44	20,65

Résultats d'essais à pleine puissance pour une température d'air de 7°C en fonction de la température de sortie d'eau

Mesures	Unités	A7E35	A7E32	A7E30	A7E28
Te air moy	°C	7,7	7,6	7,4	7,5
Te eau moy	°C	29,1	26,1	24,8	21,9
Ts eau moy	°C	35,0	32,0	30,7	27,9
t chauffage	s	na	na	na	na
Pcalo_eau sans dégiv	kW	9,46	9,43	9,41	9,49
Wabs sans dégiv	kW	4,08	3,88	3,79	3,91
COP sans dégiv	W/W	2,32	2,43	2,48	2,43
Pa_cpr_ff	Bar a	4,54	4,47	4,42	4,43
Pref_cpr_ff	Bar a	25,54	24,52	24,02	24,00

Résultats d'essais à pleine puissance pour une température d'air de 12°C en fonction de la température de sortie d'eau

Mesures	Unités	A12E35	A12E32	A12E30	A12E28	A12E26	A12E24	A12E22
Te air moy	°C	Déclenchement HP	Déclenchement HP	Déclenchement HP	12,6	12,4	12,0	11,9
Te eau moy	°C				21,2	19,2	17,2	16,3
Ts eau moy	°C				28,0	26,0	24,0	22,0
t chauffage	s				na	na	na	na
Pcalo_eau sans dégiv	kW				10,80	10,82	10,81	9,04
Wabs sans dégiv	kW				4,85	4,97	4,81	4,00
COP sans dégiv	W/W				2,23	2,18	2,25	2,26
Pcalo_eau avec dégiv	kW							
Wabs total avec dégiv	kW							
COP avec dégiv	W/W							
Pa_cpr_ff	Bar a				5,15	5,06	4,97	4,71
Pref_cpr_ff	Bar a				29,80	29,12	28,42	24,69

1.8.2 Résultats d'essais à puissance partielle

1.8.2.1 Fonctionnement avec le ZR18

Les résultats sont présentés dans les tableaux ci-dessous :

Résultats d'essais à puissance partielle (mode ZR18 seul) pour une température d'air de -7°C en fonction de la température de sortie d'eau

Mesures	Unités	A-7E37	A-7E35	A-7E32	A-7E30	A-7E28
Te air moy	°C	-6,5	-6,4	-6,2	-6,2	-6,8
Te eau moy	°C	34,8	32,8	29,7	27,7	25,7
Ts eau moy	°C	37,0	35,0	32,0	30,0	28,0
t chauffage	s	2380	2380	2380	2380	2380
Pcalo eau sans dégiv	kW	3,51	3,56	3,69	3,73	3,59
Wabs sans dégiv	kW	1,45	1,40	1,29	1,22	1,13
COP sans dégiv	W/W	2,42	2,54	2,87	3,06	3,19
Pcalo eau avec dégiv	kW	2,80	2,84	2,95	2,99	2,87
Wabs total avec dégiv	kW	1,38	1,33	1,23	1,17	1,09
COP avec dégiv	W/W	2,03	2,13	2,40	2,56	2,64
Pa cpr ff	Bar a	4,16	4,21	4,20	4,17	4,15
Pref cpr ff	Bar a	18,39	17,76	16,49	15,66	14,46

Résultats d'essais à puissance partielle (mode ZR18 seul) pour une température d'air de -3°C en fonction de la température de sortie d'eau

Mesures	Unités	A-3E35	A-3E32	A-3E30	A-3E28	A-3E26	A-3E24
Te air moy	°C	-3,1	-3,8	-2,6	Essai non exploitable	Essai non exploitable	Essai non exploitable
Te eau moy	°C	32,4	29,6	27,4			
Ts eau moy	°C	34,8	32,0	30,0			
t chauffage	s	2384	2384	2384			
Pcalo eau sans dégiv	kW	3,85	3,80	4,07			
Wabs sans dégiv	kW	1,32	1,25	1,21			
COP sans dégiv	W/W	2,92	3,04	3,37			
Pcalo eau avec dégiv	kW	3,14	3,10	3,34			
Wabs total avec dégiv	kW	1,28	1,21	1,18			
COP avec dégiv	W/W	2,46	2,55	2,85			
Pa cpr ff	Bar a	4,54	4,45	3,51			
Pref cpr ff	Bar a	17,59	16,33	15,73			

**Résultats d'essais à puissance partielle (mode ZR18 seul) pour une température d'air de 0°C
en fonction de la température de sortie d'eau**

Mesures	Unités	A0E35	A0E32	A0E30	A0E28	A0E26	A0E24
Te air moy	°C	0,9	0,7	Essai non exploitable	0,9	0,8	-0,3
Te eau moy	°C	32,5	29,2		25,4	23,2	21,1
Ts eau moy	°C	34,9	32,0		28,0	26,0	24,0
t chauffage	s	2387	2387		2387	2387	2387
Pcalo_eau sans dégiv	kW	3,85	4,52		4,13	4,42	4,63
Wabs sans dégiv	kW	1,26	1,26		1,14	1,10	1,07
COP sans dégiv	W/W	3,05	3,58		3,61	4,02	4,31
Pcalo_eau avec dégiv	kW	3,30	3,93		3,56	3,84	4,03
Wabs total avec dégiv	kW	1,23	1,23		1,12	1,08	1,05
COP avec dégiv	W/W	2,68	3,19		3,18	3,55	3,82
Pa cpr ff	Bar a	4,81	5,10		4,77	4,95	4,98
Pref cpr ff	Bar a	17,07	16,68		14,87	14,13	13,61

**Résultats d'essais à puissance partielle (mode ZR18 seul) pour une température d'air de 3°C
en fonction de la température de sortie d'eau**

Mesures	Unités	A3E35	A3E32	A3E30	A3E28	A3E26	A3E24
Te air moy	°C	3,4	3,6	3,2	2,2	2,7	3,5
Te eau moy	°C	31,9	29,1	27,0	25,0	23,0	20,9
Ts eau moy	°C	34,7	32,0	29,9	28,0	26,0	24,0
t chauffage	s	1796	1796	1796	1796	1796	1796
Pcalo_eau sans dégiv	kW	4,36	4,66	4,69	4,80	4,84	4,91
Wabs sans dégiv	kW	1,25	1,26	1,21	1,16	1,12	1,08
COP sans dégiv	W/W	3,48	3,71	3,87	4,15	4,31	4,54
Pcalo_eau avec dégiv	kW	3,62	3,87	3,89	3,99	4,01	4,08
Wabs total avec dégiv	kW	1,07	1,07	1,03	0,99	0,96	0,92
COP avec dégiv	W/W	3,39	3,62	3,78	4,04	4,20	4,42
Pa cpr ff	Bar a	5,04	5,18	5,13	5,08	5,08	5,14
Pref cpr ff	Bar a	16,77	16,09	15,30	14,59	13,91	13,24

**Résultats d'essais à puissance partielle (mode ZR18 seul) pour une température d'air de 7°C
en fonction de la température de sortie d'eau**

Mesures	Unités	A7E35	A7E32	A7E30	A7E28	A7E26	A7E24	A7E22
Te air moy	°C	6,9	7,1	7,2	7,2	7,2	7,2	7,2
Te eau moy	°C	31,7	28,8	26,9	24,8	22,7	20,7	18,8
Ts eau moy	°C	34,7	32,0	30,1	28,0	26,0	24,0	22,1
t chauffage	s	na	na	na	na	na	na	na
Pcalo eau sans dégiv	kW	4,93	5,17	5,13	5,22	5,24	5,22	5,26
Wabs sans dégiv	kW	1,32	1,26	1,21	1,15	1,09	1,05	1,03
COP sans dégiv	W/W	3,74	4,12	4,23	4,52	4,83	4,99	5,09
Pa cpr ff	Bar a	5,63	5,63	5,61	5,58	5,43	5,34	5,28
Pref cpr ff	Bar a	17,17	16,09	15,34	14,60	13,84	13,29	12,93

**Résultats d'essais à puissance partielle (mode ZR18 seul) pour une température d'air de 12°C
en fonction de la température de sortie d'eau**

Mesures	Unités	A12E35	A12E32	A12E30	A12E28	A12E26	A12E24	A12E22
Te air moy	°C	11,9	11,9	12,0	12,1	12,0	12,1	12,4
Te eau moy	°C	31,5	28,5	26,3	24,5	22,4	20,4	18,4
Ts eau moy	°C	35,0	32,0	29,9	28,0	25,9	24,0	22,0
t chauffage	s	na	na	na	na	na	na	na
Pcalo eau sans dégiv	kW	5,56	5,55	5,62	5,71	5,71	5,79	5,86
Wabs sans dégiv	kW	1,33	1,27	1,23	1,19	1,16	1,14	1,12
COP sans dégiv	W/W	4,19	4,37	4,57	4,81	4,94	5,09	5,21
Pa cpr ff	Bar a	6,19	6,08	6,01	6,02	5,94	5,90	5,87
Pref cpr ff	Bar a	17,77	16,67	15,94	15,46	14,91	14,55	14,25

1.8.2.2 Fonctionnement avec le ZR22

Les résultats sont présentés dans les tableaux ci-dessous :

Résultats d'essais à puissance partielle (mode ZR22 seul) pour une température d'air de -7°C en fonction de la température de sortie d'eau

Mesures	Unités	A-7E37	A-7E35	A-7E32	A-7E30	A-7E28
Te air moy	°C	-6,4	-6,4	-6,3	-6,6	-6,6
Te eau moy	°C	34,5	32,4	29,4	27,3	26,0
Ts eau moy	°C	37,0	35,0	32,0	30,0	28,8
t chauffage	s	2326	2326	2326	2326	2326
Pcalo eau sans dégiv	kW	3,97	4,09	4,22	4,29	4,40
Wabs sans dégiv	kW	1,78	1,72	1,63	1,53	1,45
COP sans dégiv	W/W	2,24	2,38	2,59	2,80	3,03
Pcalo eau avec dégiv	kW	3,19	3,30	3,41	3,48	3,57
Wabs total avec dégiv	kW	1,67	1,62	1,54	1,45	1,37
COP avec dégiv	W/W	1,92	2,04	2,22	2,40	2,60
Pa cpr ff	Bar a	3,84	3,89	3,92	3,95	4,02
Pref cpr ff	Bar a	18,16	17,45	16,44	15,73	15,09

Résultats d'essais à puissance partielle (mode ZR22 seul) pour une température d'air de -3°C en fonction de la température de sortie d'eau

Mesures	Unités	A-3E35	A-3E32	A-3E30	A-3E28	A-3E26
Te air moy	°C	-2,7	-3,5	-2,8	-2,8	-2,8
Te eau moy	°C	32,1	29,1	26,9	25,3	23,3
Ts eau moy	°C	35,0	32,0	30,0	28,0	26,0
t chauffage	s	2384	2384	2384	2384	2384
Pcalo eau sans dégiv	kW	4,65	4,74	4,91	4,92	4,93
Wabs sans dégiv	kW	1,74	1,60	1,61	1,57	1,51
COP sans dégiv	W/W	2,68	2,96	3,04	3,14	3,26
Pcalo eau avec dégiv	kW	3,88	3,96	4,11	4,13	4,14
Wabs total avec dégiv	kW	1,66	1,54	1,55	1,50	1,45
COP avec dégiv	W/W	2,34	2,58	2,66	2,74	2,85
Pa cpr ff	Bar a	4,34	4,36	4,30	4,29	4,27
Pref cpr ff	Bar a	17,81	16,65	15,82	15,21	14,45

**Résultats d'essais à puissance partielle (mode ZR22 seul) pour une température d'air de 0°C
en fonction de la température de sortie d'eau**

Mesures	Unités	A0E35	A0E32	A0E30	A0E28	A0E26	A0E24
Te air moy	°C	0,8	0,8	0,7	1,0	0,2	
Te eau moy	°C	31,2	28,8	26,7	24,6	22,5	
Ts eau moy	°C	34,4	32,0	30,0	28,0	26,0	
t chauffage	s	2375	2375	2375	2375	2375	
Pcalo eau sans dégiv	kW	5,07	5,16	5,26	5,42	5,48	Essai non exploitable
Wabs sans dégiv	kW	1,72	1,64	1,55	1,49	1,44	
COP sans dégiv	W/W	2,94	3,14	3,39	3,63	3,82	
Pcalo eau avec dégiv	kW	4,44	4,53	4,62	4,77	4,83	
Wabs total avec dégiv	kW	1,67	1,59	1,50	1,45	1,40	
COP avec dégiv	W/W	2,67	2,84	3,08	3,29	3,46	
Pa cpr ff	Bar a	4,76	4,76	4,82	4,89	4,89	
Pref cpr ff	Bar a	17,54	16,63	16,10	15,42	14,73	

**Résultats d'essais à puissance partielle (mode ZR22 seul) pour une température d'air de 3°C
en fonction de la température de sortie d'eau**

Mesures	Unités	A3E35	A3E32	A3E30	A3E28	A3E26	A3E24
Te air moy	°C	3,3	3,5	3,8	2,7	3,8	2,8
Te eau moy	°C	31,8	28,7	26,6	24,6	22,5	20,6
Ts eau moy	°C	35,1	32,0	30,0	28,0	26,0	24,0
t chauffage	s	2394	2394	2394	2394	2394	2394
Pcalo eau sans dégiv	kW	5,18	5,35	5,43	5,42	5,60	5,55
Wabs sans dégiv	kW	1,65	1,57	1,50	1,44	1,38	1,35
COP sans dégiv	W/W	3,14	3,41	3,63	3,76	4,06	4,12
Pcalo eau avec dégiv	kW	4,49	4,64	4,71	4,69	4,85	4,81
Wabs total avec dégiv	kW	1,45	1,38	1,32	1,27	1,21	1,19
COP avec dégiv	W/W	3,10	3,36	3,58	3,70	4,00	4,05
Pa cpr ff	Bar a	4,82	4,94	4,93	4,89	4,90	4,77
Pref cpr ff	Bar a	17,24	16,31	15,52	14,82	14,00	13,66

**Résultats d'essais à puissance partielle (mode ZR22 seul) pour une température d'air de 7°C
en fonction de la température de sortie d'eau**

Mesures	Unités	A7E35	A7E32	A7E30	A7E28	A7E26	A7E24	A7E22
Te air moy	°C	7,1	7,3	7,3	7,3	7,2	7,3	7,8
Te eau moy	°C	31,3	28,4	26,4	24,3	22,3	20,3	18,3
Ts eau moy	°C	34,9	32,0	30,0	28,0	26,0	24,0	22,0
t chauffage	s	na	na	na	na	na	na	na
Pcalo_eau sans dégiv	kW	5,72	5,77	5,78	5,83	5,83	5,91	5,89
Wabs sans dégiv	kW	1,64	1,55	1,49	1,43	1,38	1,35	1,31
COP sans dégiv	W/W	3,48	3,72	3,89	4,07	4,22	4,39	4,50
Pa_cpr_ff	Bar a	5,32	5,34	5,25	5,17	5,10	5,03	4,98
Pref_cpr_ff	Bar a	17,59	16,41	15,59	14,86	14,20	13,74	13,27

**Résultats d'essais à puissance partielle (mode ZR22 seul) pour une température d'air de 12°C
en fonction de la température de sortie d'eau**

Mesures	Unités	A12E35	A12E32	A12E30	A12E28	A12E26	A12E24	A12E22
Te air moy	°C	11,8	11,9	12,0	12,1	12,1	12,1	12,1
Te eau moy	°C	31,0	27,9	25,9	23,9	21,9	19,8	17,8
Ts eau moy	°C	35,0	32,0	30,0	28,0	26,0	24,0	22,0
t chauffage	s	na	na	na	na	na	na	na
Pcalo_eau sans dégiv	kW	6,38	6,55	6,56	6,60	6,64	6,69	6,73
Wabs sans dégiv	kW	1,69	1,61	1,56	1,51	1,47	1,44	1,42
COP sans dégiv	W/W	3,77	4,06	4,21	4,38	4,51	4,64	4,74
Pa_cpr_ff	Bar a	5,73	5,69	5,64	5,58	5,55	5,51	5,48
Pref_cpr_ff	Bar a	18,94	18,06	17,18	16,52	16,08	15,68	15,36

ANNEXE 9 : ALGORITHMES DETAILES ET RESOLUTION DES EQUATIONS DES MODELES DYNAMIQUES SOUS MATLAB

1.9.1 Réduction du modèle R3C2

$$\begin{cases} C_{rs} \frac{dT_{dr}}{dt} = \frac{1}{R_{mi}} [T_w - T_{dr}] + \frac{1}{R_{ei}} [T_{ext} - T_{dr}] + \varphi_{gratuit} \\ C_s \frac{dT_w}{dt} = \frac{1}{R_{mi}} [T_{dr} - T_w] + \frac{1}{R_{em}} [T_{ext} - T_w] \end{cases} \quad (72)$$

On peut transformer ce système d'équation en un modèle d'état, de façon à pouvoir l'implémenter plus facilement dans Matlab/Simulink. Pour cela, il faut isoler les entrées (flux gratuit et température extérieure) des sorties (température du mur et de l'air). La forme du modèle d'état est :

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = Ax(t) + Bu(t) \\ y = Cx(t) + Du(t) \end{cases} \quad (73)$$

Où A est une matrice n x n, B est une matrice n x m, C est une matrice r x n, D est une matrice r x m, x(t) est un vecteur colonne de taille n, u(t) est un vecteur colonne de taille m et la sortie y(t) est de taille n. Si on a n=m=r=2, on peut écrire :

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}; B = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix}; C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$\frac{dx}{dt} = \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}; y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{bmatrix}; u = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix};$$

D'où :

$$\begin{cases} \frac{dx_1}{dt} = a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + b_{11}u_1 + b_{12}u_2 \\ \frac{dx_2}{dt} = a_{21}x_1 + a_{22}x_2 + b_{21}u_1 + b_{22}u_2 \\ y_1 = x_1 \\ y_2 = x_2 \end{cases}$$

avec u, les entrées (u₁ est T_{ext} et u₂ est φ_{gratuit})

et y, les sorties.

par conséquent les x représenteront aussi les sorties (x₁ est T_{dr} et x₂ est T_w),

et a_{ij} et b_{ij} les paramètres thermophysiques de la maison.

Soit finalement :

$$\begin{cases} \frac{dT_{dr}}{dt} = a_{11}T_{dr} + a_{12}T_w + b_{11}T_{ext} + b_{12}\varphi_{gratuit} \\ \frac{dT_w}{dt} = a_{21}T_{dr} + a_{22}T_w + b_{21}T_{ext} + b_{22}\varphi_{gratuit} \end{cases} \quad (74)$$

En substituant les paramètres des équations de bilan thermique à celles du modèle Matlab/Simulink, on trouve :

$$\begin{cases} \frac{dT_{dr}}{dt} = -\frac{1}{C_{rs}} \left[\frac{1}{R_{ei}} + \frac{1}{R_{mi}} \right] T_{dr} + \frac{1}{R_{mi}C_{rs}} T_w + \frac{1}{R_{ei}C_{rs}} T_{ext} + \frac{\varphi_{gratuit}}{C_{rs}} \\ \frac{dT_w}{dt} = \frac{1}{R_{mi}C_s} T_{dr} - \frac{1}{C_s} \left[\frac{1}{R_{ei}} + \frac{1}{R_{mi}} \right] T_w + \frac{1}{R_{em}C_s} T_{ext} \end{cases} \quad (75)$$

Avec l'expression des constantes :

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{C_{rs}} \left[\frac{1}{R_{ei}} + \frac{1}{R_{mi}} \right] & \frac{1}{R_{mi}C_{rs}} \\ \frac{1}{R_{mi}C_s} & -\frac{1}{C_s} \left[\frac{1}{R_{ei}} + \frac{1}{R_{mi}} \right] \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{R_{ei}C_{rs}} & \frac{1}{C_{rs}} \\ \frac{1}{R_{em}C_s} & 0 \end{bmatrix} \quad (76)$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Afin d'effectuer cette réduction, chaque couche de paroi est représenté par une résistance et une capacitance électrique, tel qu'il est décrit sur la figure ci-dessous.

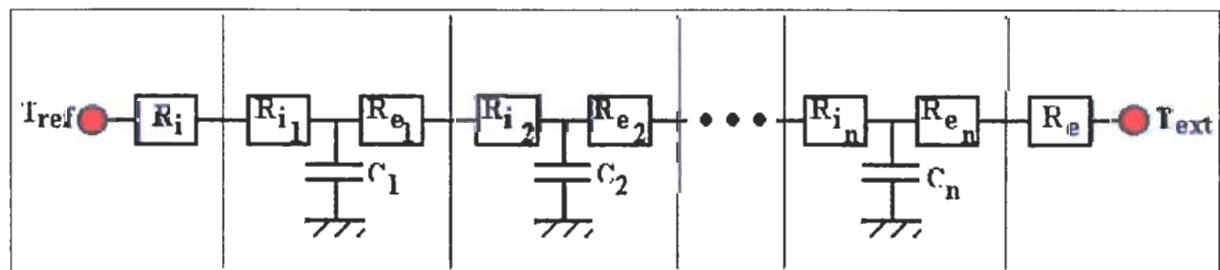


Schéma de réduction d'une paroi

Les résistances équivalentes de n'importe quel phénomène peuvent être calculées.

Dans le cadre de l'étude, les ponts thermiques ainsi que les déperditions par renouvellement d'air seront ajoutés à celles des parois externes et internes.

Le modèle complet de bâtiment est représenté par la figure ci dessous :

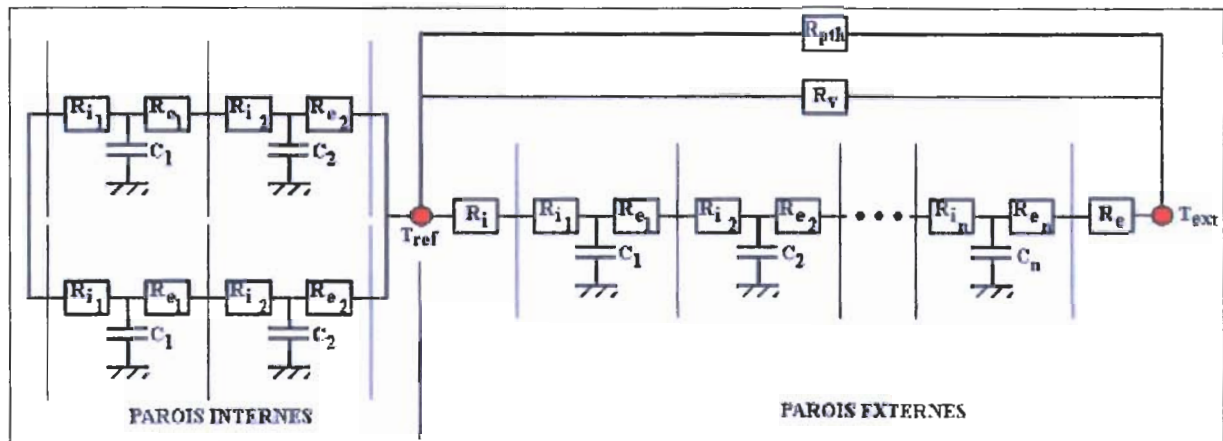


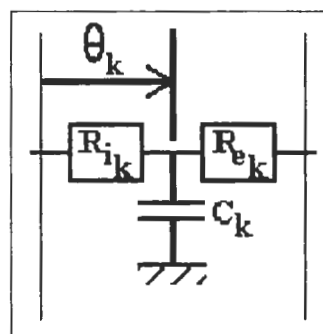
Schéma complet du modèle

Il est maintenant nécessaire de déterminer les résistances de chaque côté de la capacitance.

Il y a deux cas de résolution pour les parois : les parois lourdes et les parois légères.

- Une paroi sera considérée comme légère si sa réponse temporelle est importante.
- Inversement, une paroi sera considérée comme lourde, si sa constante de temps est importante.

La position de la capacitance par rapport aux deux résistances à ses côtés est déterminée par un calcul barycentrique des capacités de chaque couche, tel qu'il est indiqué sur la figure ci-dessous :



Détermination du barycentre de chaque couche

Les paramètres constructifs considérés pour la modélisation de la maison sont présentés sur le tableau ci-dessous :

Paramètres constructifs de l'enveloppe du bâtiment

Matériau		Epaisseur [m]	Conductivité Thermique [W/m]	Chaleur massique [KJ/kg/K]	Masse volumique [kg/m ³]
Mur extérieur	Parpaing	0.20	0.8	920	600
	Isolant	0.08	0.042	1210	35
	Plâtre	0.01	0.35	837	900
Surface Vitrée		0.05	40.1	700	2500
Cloisons Internes		0.05	28.1	1000	700

Le développement de cette méthode est détaillé dans [MAR84]. Les résultats de ce développement sont les équations pour les résistances et les capacités principales à partir des paramètres constructifs et des considérations faites. Ainsi :

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{R_{ei}} &= \frac{1}{R_{ra}} + \frac{1}{R_p} + \frac{1}{R_{le}} \\
 \frac{1}{R_{mi}} &= \sum \left(\frac{1}{R_{\text{parois_externes}} \theta_{\text{parois_externes}}} + \frac{1}{R_{\text{parois_internes}} \theta_{\text{parois_internes}}} \right)_{\text{parois_lourdes}} \\
 R_{em} &= \theta_{\text{parois_externes_lourdes}} \sum R_{\text{parois_externes_lourdes}} \\
 C_s &= \frac{(R_{mi} + R_{em}) R_{ei}}{(R_{mi} + R_{ei}) R_{em}} \sum (\theta_{\text{parois_externes}} C_{\text{parois_externes}} + \theta_{\text{parois_internes}} C_{\text{parois_internes}})_{\text{parois_lourdes}} \\
 C_{rs} &= C_{air} + \sum (\theta_{\text{parois_externes}} C_{\text{parois_externes}} + \theta_{\text{parois_internes}} C_{\text{parois_internes}})_{\text{parois_légères}}
 \end{aligned} \tag{77}$$

Avec :

$$\begin{aligned}
 R_{ra} &= \frac{3600}{V_{air} \cdot \rho_{air} \cdot CPA_{ren}}; \\
 R_p &= 1 / k_p; \\
 R_{\text{parois}} &= \sum_{\text{couches}} \frac{e_j}{\lambda_j S_k};
 \end{aligned} \tag{78}$$

$$\begin{aligned}
 C_{\text{parois}} &= \sum_{\text{couches}} S_k \cdot e_j \cdot \lambda_j \cdot c_j; \\
 \theta_{\text{parois}} &= \sum_{\text{couches}} \frac{e_j \rho_j c_j d_j}{R_{\text{parois}} \cdot C_{\text{parois}}}; \\
 d_j &= \frac{e_j}{2} + \sum_{l=1}^{j-1} e_l
 \end{aligned} \tag{79}$$

1.9.2 Algorithme de résolution du modèle 1D

1.9.2.1 Résolution pour boucle d'eau

Le logiciel Simulink permet la résolution de systèmes d'équations différentielles de la forme :

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = A.x + B.U \\ y = C.x + D.U \end{cases} \quad (80)$$

Où :

- A, B, C, D sont les matrices déterminées à partir des paramètres géométriques de la boucle d'eau, ainsi que des caractéristiques physiques des matériaux mis en jeu,
- U est le vecteur constitué des variables d'entrées,
- y et sont les grandeurs de sorties du système différentiel.

L'équation générale de la boucle d'eau peut être écrite sous cette forme.

Ainsi :

- $y = x$ en prenant $C = [1]$ et $D = [000]$

- Le vecteur U s'exprime à l'aide des variables d'entrées : $U = \begin{bmatrix} T_{i-1_{eau}} \\ T_{inf} \\ T_{air} \end{bmatrix}$

- La variable à calculer est $x = T_{i_{eau}}$

- Les matrices A et B s'expriment par :

$$A = \frac{1}{\frac{V_{eau}}{n} \cdot \rho_{eau} \cdot C_{p_{eau}}} \cdot \left(-\dot{m}_{eau} \cdot C_{p_{eau}} - \pi \cdot R \cdot \frac{L_{tube}}{n} \cdot \frac{\lambda_{inf}}{e_{inf}} - \pi \cdot R \cdot \frac{L_{tube}}{n} \cdot \frac{\lambda_{sup}}{e_{sup}} \right) \quad (81)$$

$$\text{Et } B = \frac{1}{\frac{V_{eau}}{n} \cdot \rho_{eau} \cdot C_{p_{eau}}} \cdot \left[\dot{m}_{eau} \cdot C_{p_{eau}} ; \pi \cdot R \cdot \frac{L_{tube}}{n} \cdot \frac{\lambda_{inf}}{e_{inf}} ; \pi \cdot R \cdot \frac{L_{tube}}{n} \cdot \frac{\lambda_{sup}}{e_{sup}} \right] \quad (82)$$

La mise en équation sous forme matricielle ci-dessus, calcule la température de l'eau au pas d'espace i en fonction de la température au pas $i-1$.

La température de sortie d'eau du plancher sera donnée par le calcul au pas $i=n$:

$$T_{sortie_{eau}}(t) = T_{n_{eau}}(t) \quad (83)$$

De même la température moyenne d'eau dans le plancher sera donnée par la relation :

$$\bar{T}_{eau}(t) = \frac{\sum T_{i_{eau}}(t)}{n} \quad (\text{à débit constant}). \quad (84)$$

1.9.2.2 Résolution pour les couches du plancher

Les bilans énergétiques effectués sur les couches du plancher mettent en évidence un système de trois équations à trois inconnues (T_{inf} , T_{beton} et T_{rev}).

Les deux équations différentielles linéaires décrivant l'évolution des températures dans la dalle flottante et le revêtement sont couplées :

$$e_{rev} \cdot \rho_{rev} \cdot C_{p_{rev}} \cdot \frac{dT_{rev}}{dt} = \frac{T_{beton} - T_{rev}}{\frac{R_{beton}}{2} + \frac{R_{rev}}{2}} - h_{convectif} \cdot (T_{rev} - T_{air}) - h_{radiatif} \cdot (T_{rev} - T_{mr}) + \frac{\varphi_{sol}}{S_{piece}} \quad (85)$$

$$e_{beton} \cdot \rho_{beton} \cdot C_{p_{beton}} \cdot \frac{dT_{beton}}{dt} = \frac{\bar{T}_{eau} - T_{beton}}{\frac{R_{beton}}{2}} - \frac{T_{beton} - T_{rev}}{\frac{R_{beton}}{2} + \frac{R_{rev}}{2}} \quad (86)$$

En effet, les deux inconnues T_{beton} et T_{rev} se trouvent dans les deux équations ci-dessus.

Afin de contourner ce problème, chacune de ces deux équations seront résolues indépendamment en considérant que la variable qui n'est pas dérivée dans l'équation est une donnée d'entrée ; puis, par itérations successives, le système devrait converger vers les valeurs réelles de T_{beton} et T_{rev} .

Comme il a été effectué pour le calcul sur la boucle d'eau, chacune des deux équations différentielles ci-dessus est mise sous la forme :

$$\text{Pour le béton, } \begin{cases} \frac{dx}{dt} = A_{beton} \cdot x + B_{beton} \cdot U \\ y = C_{beton} \cdot x + D_{beton} \cdot U \end{cases} \quad (87) \quad \text{Pour le revêtement, } \begin{cases} \frac{dx}{dt} = A_{rev} \cdot x + B_{rev} \cdot U \\ y = C_{rev} \cdot x + D_{rev} \cdot U \end{cases} \quad (88)$$

Soit :

Pour le bilan sur le béton

$$x = T_{beton} \quad (89)$$

$$U = \begin{bmatrix} \bar{T}_{eau} \\ T_{rev} \end{bmatrix} \quad (90)$$

$$C_{beton} = [1] \quad (91)$$

$$D_{beton} = [0;0] \quad (92)$$

$$A_{beton} = \left[\frac{1}{e_{beton} \cdot \rho_{beton} \cdot C_{p_{beton}}} \cdot \left(-\frac{1}{\frac{R_{beton}}{2}} - \frac{1}{\frac{R_{beton}}{2} + \frac{R_{rev}}{2}} \right) \right] \quad (93)$$

$$B_{\text{beton}} = \left[\begin{array}{c} 2 \\ R_{\text{beton}} \cdot e_{\text{beton}} \cdot \rho_{\text{beton}} \cdot C_{\rho_{\text{beton}}} \end{array} ; \begin{array}{c} 1 \\ e_{\text{beton}} \cdot \rho_{\text{beton}} \cdot C_{\rho_{\text{beton}}} \cdot \left(\frac{R_{\text{beton}}}{2} + \frac{R_{\text{rev}}}{2} \right) \end{array} \right] \quad (94)$$

Et :

Pour le bilan sur le revêtement

$$x = T_{\text{rev}} \quad (95)$$

$$U = \begin{bmatrix} T_{\text{beton}} \\ T_{\text{air}} \\ T_{\text{mr}} \\ \varphi_{\text{sol}} \end{bmatrix} \quad (96)$$

$$C_{\text{rev}} = [1] \quad (97)$$

$$D_{\text{rev}} = [0;0;0;0] \quad (98)$$

$$A_{\text{rev}} = \left[\begin{array}{c} 1 \\ e_{\text{rev}} \cdot \rho_{\text{rev}} \cdot C_{\rho_{\text{rev}}} \end{array} \left(\begin{array}{c} -h_{\text{convectif}} - h_{\text{radiatif}} - \frac{1}{\frac{R_{\text{beton}}}{2} + \frac{R_{\text{rev}}}{2}} \end{array} \right) \right] \quad (99)$$

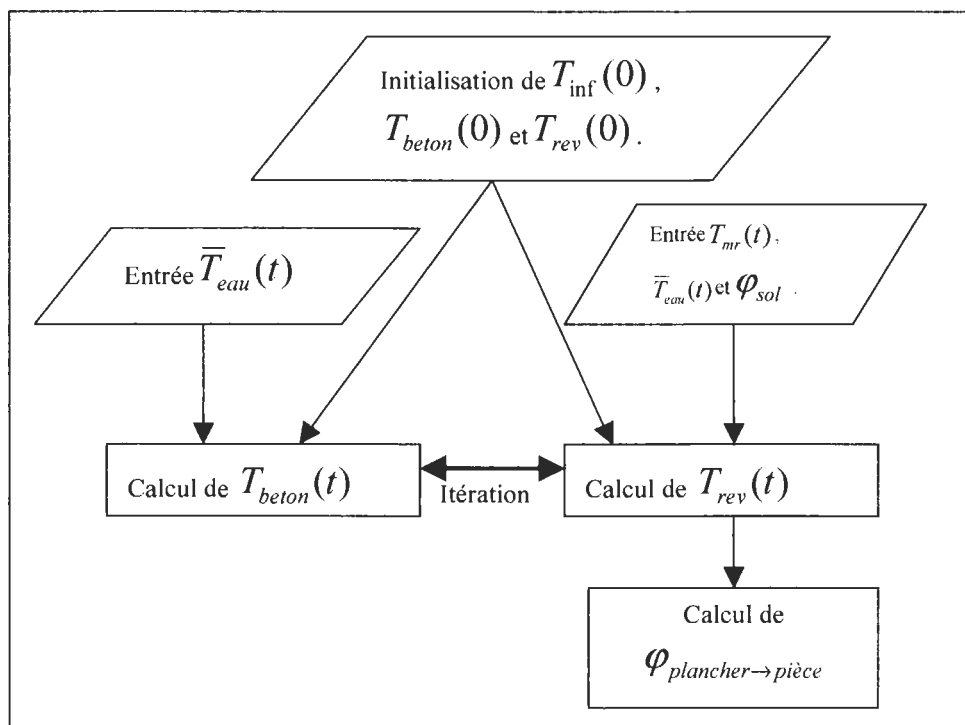
$$B_{\text{rev}} = \frac{1}{e_{\text{rev}} \cdot \rho_{\text{rev}} \cdot C_{\rho_{\text{rev}}}} \left[\begin{array}{c} 1 \\ \frac{R_{\text{beton}}}{2} + \frac{R_{\text{rev}}}{2} \end{array} ; h_{\text{convectif}} ; h_{\text{radiatif}} ; \frac{1}{S_{\text{piece}}} \right] \quad (100)$$

La forme matricielle des équations de conservation donne la température dans les différentes couches du plancher. Ainsi il peut être calculé le flux total (radiatif et convectif) émis par le plancher vers la pièce.

Il peut s'écrire :

$$\varphi_{\text{plancher} \rightarrow \text{pièce}} = h_{\text{convectif}} \cdot S_{\text{pièce}} \cdot (T_{\text{rev}} - T_{\text{air}}) + h_{\text{radiatif}} \cdot S_{\text{pièce}} \cdot (T_{\text{rev}} - T_{\text{mr}}) \quad (101)$$

L'algorithme final des couches du plancher a pu ainsi être établi :



1.9.3 Algorithme de résolution et mise en équation du modèle 2D

1.9.3.1 Résolution pour boucle d'eau

- Pour l'eau :

$$\Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z \cdot \rho_{eau} \cdot C_{p_{eau}} \left(\frac{dT_{eau}}{dt} \right)_i + \Delta y \cdot \Delta z \cdot \rho_{eau} \cdot C_{p_{eau}} \cdot v_{eau} \left(\frac{dT_{eau}}{dx} \right)_i = \Delta x \cdot \Delta z \cdot (F_{S_{eau}}^y - F_{N_{eau}}^y) - 2 \Delta x \cdot \Delta y \cdot F_O^z \quad (102)$$

- Pour un nœud d'enrobage :

$$\Delta x \cdot \Delta y \cdot \frac{\Delta p}{2} \cdot \rho_{enrob} \cdot C_{p_{enrob}} \left(\frac{dT_{enrob}}{dt} \right)_i = \Delta x \cdot \frac{\Delta p}{2} \cdot (F_{S_{enrob}}^y - F_{N_{enrob}}^y) + \Delta x \cdot \Delta y \cdot F_O^z \quad (103)$$

- Les flux peuvent être estimés à l'aide d'une approximation par différence finie centrée à l'ordre 2 :

$$\begin{aligned} F_{N_{eau}}^y &= - \left(\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right)_N = -k_{sup} \cdot (T_{air} - T_{i_{eau}}) + o(\Delta y^2) \\ F_{S_{eau}}^y &= - \left(\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right)_S = -k_{inf} \cdot (T_{i_{eau}} - T_{inf}) + o(\Delta y^2) \\ F_O^z &= - \left(\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right)_O = -k_{enrob} \cdot (T_{i_{enrob}} - T_{i_{eau}}) + o(\Delta z^2) \\ F_{N_{enrob}}^y &= - \left(\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right)_N = -k_{sup} \cdot (T_{air} - T_{i_{enrob}}) + o(\Delta y^2) \\ F_{S_{enrob}}^y &= - \left(\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right)_S = -k_{inf} \cdot (T_{i_{enrob}} - T_{inf}) + o(\Delta y^2) \end{aligned} \quad (104)$$

- De plus, on a :

$$\begin{aligned} \Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z &= V_i = \frac{V_{eau}}{n} \\ \Delta y \cdot \Delta z \cdot \rho_{eau} \cdot v_{eau} &= \dot{m}_{eau} \\ \Delta y \cdot \Delta x &= 2 \cdot R \cdot \frac{L_{tube}}{n} = S_{enrob} \\ \Delta x \cdot \Delta z &= \pi \cdot R \cdot \frac{L_{tube}}{2 \cdot n} = S_{inf} = S_{sup} \end{aligned} \quad (105)$$

D'où les deux équations différentielles finales pour la couche :

- Pour l'eau :

$$\frac{V_{eau}}{n} \cdot \rho_{eau} \cdot C_{p_{eau}} \cdot \frac{dT_{eau}}{dt} + \dot{m}_{eau} \cdot C_{p_{eau}} (T_{i_{eau}} - T_{i-1_{eau}}) = -S_{inf} \cdot k_{inf} (T_{i_{eau}} - T_{inf}) - S_{sup} \cdot k_{sup} (T_{i_{eau}} - T_{air}) - 2S_{enrob} \cdot k_{enrob} (T_{i_{eau}} - T_{i_{enrob}}) \quad (106)$$

- Pour l'enrobage :

$$S_{enrob} \frac{\Delta p}{2} \cdot \rho_{enrob} \cdot C_{p_{enrob}} \left(\frac{dT_{enrob}}{dt} \right)_i = \frac{L_{tube} \cdot \Delta p}{n \cdot 2} \cdot k_{inf} (T_{i_{enrob}} - T_{inf}) - \frac{L_{tube} \cdot \Delta p}{n \cdot 2} \cdot k_{sup} (T_{i_{enrob}} - T_{air}) - S_{enrob} \cdot k_{enrob} (T_{i_{enrob}} - T_{i_{eau}}) \quad (107)$$

Le système ci-dessus est un système d'équations différentielles linéaires du premier ordre. Ces équations peuvent s'écrire sous la forme :

$$\text{Pour l'eau,} \quad \begin{cases} \frac{dx}{dt} = A_{eau} \cdot x + B_{eau} \cdot U \\ y = C_{eau} \cdot x + D_{eau} \cdot U \end{cases} \quad (108)$$

$$\text{Pour l'enrobage,} \quad \begin{cases} \frac{dx}{dt} = A_{enrob} \cdot x + B_{enrob} \cdot U \\ y = C_{enrob} \cdot x + D_{enrob} \cdot U \end{cases} \quad (109)$$

Soit :

Pour le bilan sur l'eau

$$x = T_{i_{eau}} \quad (110)$$

$$U = \begin{bmatrix} T_{i-1_{eau}} \\ T_{inf} \\ T_{air} \\ T_{i_{enrob}} \end{bmatrix} \quad (111)$$

$$C_{eau} = [1] \quad (112)$$

$$D_{eau} = [0;0;0;0] \quad (113)$$

$$A_{eau} = \left[\frac{1}{\frac{V_{eau}}{n} \cdot \rho_{eau} \cdot C_{p_{eau}}} \cdot (-\dot{m}_{eau} \cdot C_{p_{eau}} - S_{inf} \cdot k_{inf} - S_{sup} \cdot k_{sup} - 2 \cdot S_{enrob} \cdot k_{enrob}) \right] \quad (114)$$

$$B_{eau} = \frac{1}{\frac{V_{eau}}{n} \cdot \rho_{eau} \cdot C_{p_{eau}}} \cdot [\dot{m}_{eau} \cdot C_{p_{eau}} ; S_{inf} \cdot k_{inf} ; S_{sup} \cdot k_{sup} ; 2 \cdot S_{enrob} \cdot k_{enrob}] \quad (115)$$

Et :

Pour le bilan sur l'enrobage

$$x = T_{i_{enrob}} \quad (116)$$

$$U = \begin{bmatrix} T_{i_{eau}} \\ T_{inf} \\ T_{air} \end{bmatrix} \quad (117)$$

$$C_{enrob} = [1] \quad (118)$$

$$D_{enrob} = [0;0;0] \quad (119)$$

$$A_{enrob} = \left[\frac{1}{S_{enrob} \cdot \frac{\Delta p}{2} \cdot \rho_{enrob} \cdot C_{p_{enrob}}} \cdot \left(-\frac{L_{tube}}{n} \cdot \frac{\Delta p}{2} \cdot k_{inf} - \frac{L_{tube}}{n} \cdot \frac{\Delta p}{2} \cdot k_{sup} - S_{enrob} \cdot k_{enrob} \right) \right] \quad (120)$$

$$B_{enrob} = \frac{1}{S_{enrob} \cdot \frac{\Delta p}{2} \cdot \rho_{enrob} \cdot C_{p_{enrob}}} \cdot \left[S_{enrob} \cdot k_{enrob}; \frac{L_{tube}}{n} \cdot \frac{\Delta p}{2} \cdot k_{inf}; \frac{L_{tube}}{n} \cdot \frac{\Delta p}{2} \cdot k_{inf} \right] \quad (121)$$

On remarque que l'entrée $T_{i_{eau}}$ du bilan sur l'enrobage est une sortie de l'équation de bilan sur l'eau et réciproquement. Le logiciel n'a aucune difficulté à résoudre ce type de problème en bouclant les deux entrées/sorties.

La température de sortie d'eau du plancher sera donnée par le calcul au pas $i=n$:

$$\boxed{T_{sortie_{eau}}(t) = T_{n_{eau}}(t)} \quad (122)$$

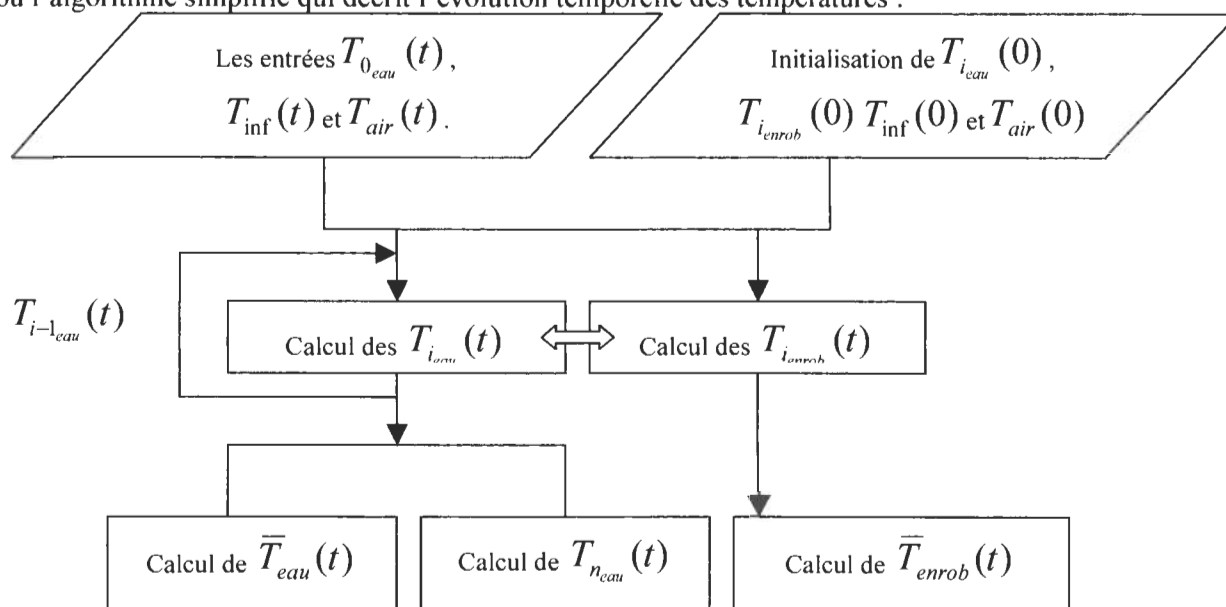
La température moyenne d'eau dans le plancher sera donnée par la relation :

$$\boxed{\bar{T}_{eau}(t) = \frac{\sum T_{i_{eau}}(t)}{n}} \quad (\text{à débit constant}). \quad (123)$$

De même la température moyenne du béton d'enrobage dans le plancher sera donnée par la relation :

$$\boxed{\bar{T}_{enrob}(t) = \frac{\sum T_{i_{enrob}}(t)}{n}} \quad (124)$$

D'où l'algorithme simplifié qui décrit l'évolution temporelle des températures :



1.9.3.2 Résolution pour les couches du plancher

Les équations suivantes s'écrivent toutes directement sous forme matricielle :

Pour le béton _{eau} ,	$\frac{dx}{dt} = A_{beton} \cdot x + B_{beton} \cdot U_{eau}$ $y = C_{beton} \cdot x + D_{beton} \cdot U_{eau}$	Pour le revêtement _{eau} ,	$\frac{dx}{dt} = A_{rev} \cdot x + B_{rev} \cdot U_{eau}$ $y = C_{rev} \cdot x + D_{rev} \cdot U_{eau}$
Pour le béton _{enrob} ,	$\frac{dx}{dt} = A_{beton} \cdot x + B_{beton} \cdot U_{enrob}$ $y = C_{beton} \cdot x + D_{beton} \cdot U_{enrob}$	Pour le revêtement _{enrob} ,	$\frac{dx}{dt} = A_{rev} \cdot x + B_{rev} \cdot U_{enrob}$ $y = C_{rev} \cdot x + D_{rev} \cdot U_{enrob}$

Soit :

Pour le bilan sur le béton

$$x = T_{beton_{eau}} \text{ ou } x = T_{beton_{enrob}} \quad (125)$$

$$U_{eau} = \begin{bmatrix} \bar{T}_{eau} \\ T_{rev_{eau}} \end{bmatrix} \text{ ou } U_{enrob} = \begin{bmatrix} \bar{T}_{enrob} \\ T_{rev_{enrob}} \end{bmatrix} \quad (126)$$

$$C_{beton} = [1] \quad (127)$$

$$D_{beton} = [0;0] \quad (128)$$

$$A_{beton} = \left[\frac{1}{e_{beton} \cdot \rho_{beton} \cdot C_{p_{beton}}} \cdot \left(-\frac{1}{R_{beton}} - \frac{1}{\frac{R_{beton}}{2} + \frac{R_{rev}}{2}} \right) \right] \quad (129)$$

$$B_{\text{beton}} = \left[\begin{array}{c} 2 \\ R_{\text{beton}} \cdot e_{\text{beton}} \cdot \rho_{\text{beton}} \cdot C_{\rho_{\text{beton}}} \end{array} ; \begin{array}{c} 1 \\ e_{\text{beton}} \cdot \rho_{\text{beton}} \cdot C_{\rho_{\text{beton}}} \cdot \left(\frac{R_{\text{beton}}}{2} + \frac{R_{\text{rev}}}{2} \right) \end{array} \right] \quad (130)$$

Pour le revêtement, le flux solaire sera supposé équi-réparti sur la surface du plancher. De plus, une moitié de ce flux frappera le sol perpendiculairement aux tubes d'eau tandis que la seconde moitié frappera le sol perpendiculairement à l'inter tube.

Pour le bilan sur le revêtement

$$x = T_{\text{rev}_{\text{eau}}} \text{ ou } x = T_{\text{rev}_{\text{enrob}}} \quad (131)$$

$$U_{\text{eau}} = \begin{bmatrix} T_{\text{beton}_{\text{eau}}} \\ T_{\text{air}} \\ T_{\text{mr}} \\ \varphi_{\text{sol}} \end{bmatrix} \text{ ou } U_{\text{eau}} = \begin{bmatrix} T_{\text{beton}_{\text{enrob}}} \\ T_{\text{air}} \\ T_{\text{mr}} \\ \varphi_{\text{sol}} \end{bmatrix} \quad (132)$$

$$C_{\text{rev}} = [1] \quad (133)$$

$$D_{\text{rev}} = [0;0;0;0] \quad (134)$$

$$A_{\text{rev}} = \left[\begin{array}{c} 1 \\ e_{\text{rev}} \cdot \rho_{\text{rev}} \cdot C_{\rho_{\text{rev}}} \end{array} \left(-h_{\text{convectif}} - h_{\text{radiatif}} - \frac{1}{\frac{R_{\text{beton}}}{2} + \frac{R_{\text{rev}}}{2}} \right) \right] \quad (135)$$

$$B_{\text{rev}} = \frac{1}{e_{\text{rev}} \cdot \rho_{\text{rev}} \cdot C_{\rho_{\text{rev}}}} \left[\begin{array}{c} 1 \\ \frac{R_{\text{beton}}}{2} + \frac{R_{\text{rev}}}{2} \end{array} ; h_{\text{convectif}} ; h_{\text{radiatif}} ; \frac{1}{2 \cdot S_{\text{piece}}} \right] \quad (136)$$

La forme matricielle des équations de conservation donne la température dans les différentes couches du plancher. Ainsi il peut être calculé la température moyenne de revêtement pondérée par les surfaces d'échange de chacune des températures calculées (supposée égale à la température moyenne de surface) qui s'écrit :

$$\bar{T}_{\text{rev}} = \frac{T_{\text{rev}_{\text{eau}}} \cdot L_{\text{tube}} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{4} + T_{\text{rev}_{\text{enrob}}} \cdot L_{\text{tube}} \cdot \Delta p}{S_{\text{piece}}} \quad (137)$$

Le flux total (radiatif et convectif) émis par le plancher vers la pièce peut s'écrire :

$$\varphi_{\text{plancher} \rightarrow \text{pièce}} = h_{\text{convectif}} \cdot S_{\text{pièce}} \cdot (\bar{T}_{\text{rev}} - T_{\text{air}}) + h_{\text{radiatif}} \cdot S_{\text{pièce}} \cdot (\bar{T}_{\text{rev}} - T_{\text{mr}}) \quad (138)$$

L'algorithme final des couches du plancher a pu ainsi être établi :

