



# Performances saisonnières des groupes de production d'eau glacée

Philippe Rivière

► **To cite this version:**

Philippe Rivière. Performances saisonnières des groupes de production d'eau glacée. Mécanique des fluides [physics.class-ph]. École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2004. Français. <NNT : 2004ENMP1224>. <pastel-00001483>

**HAL Id: pastel-00001483**

**<https://pastel.archives-ouvertes.fr/pastel-00001483>**

Submitted on 6 Aug 2010

**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  
**Philippe RIVIERE**

11 mai 2004

**PERFORMANCES SAISONNIERES DES GROUPES DE  
PRODUCTION D'EAU GLACEE**

**SEASONAL PERFORMANCES OF CHILLERS**

*Directeur de thèse : Jérôme ADNOT*

Jury :

M. André LALLEMAND - INSA - CETHIL..... Rapporteur  
M. Jean LEBRUN - Université de Liège..... Rapporteur  
M. Jérôme ADNOT - Ecole des Mines de Paris..... Examineur  
M. Sule BECIRSPAHIC - EUROVENT ..... Examineur  
M. Franck COLOMINES - EDF - UTO ..... Examineur  
M. Dominique MARCHIO - Ecole des Mines de Paris ..... Examineur

---

## PERFORMANCES SAISONNIERES DES GROUPES DE PRODUCTION D'EAU GLACEE

### Résumé

L'efficacité énergétique des groupes de production d'eau glacée est caractérisée en Europe par un point de fonctionnement nominal, non représentatif du comportement saisonnier. Afin d'élaborer un index des performances saisonnières, il faut déterminer les performances des groupes de production d'eau glacée à charge partielle, ainsi qu'une représentation des conditions de fonctionnement rencontrées au cours d'une saison.

Les performances de plusieurs groupes à puissance étagée sont étudiées en régime stationnaire. Les résultats de deux campagnes expérimentales montrent que l'absence de caractérisation des différents régimes de puissance conduit à des erreurs de conception des équipements qui dégradent leur efficacité énergétique à puissance réduite. Un modèle de comportement des performances des groupes à taux de charge et température d'entrée d'air au d'eau variable est réalisé.

Une boucle d'essais permettant la caractérisation des performances dans des conditions de fonctionnement dynamique a été mise au point. Cette boucle permet d'étudier la dégradation des performances en cyclage (fonctionnement du type tout ou rien), essentiellement liée à la puissance électrique de veille de l'alimentation électrique des équipements. De plus, des essais réalisés sur des groupes à puissance étagée montrent l'existence de défauts de régulation qui dégradent l'efficacité énergétique des équipements.

Le couplage du modèle de groupe et des courbes de besoins thermiques simulées pour un bâtiment de bureau permet de calculer les performances saisonnières des groupes pour différents climats et systèmes. Il est mis en évidence que l'efficacité nominale ne permet pas de caractériser l'efficacité énergétique moyenne d'un équipement. Une méthode de réduction des besoins thermiques horaires est mise au point. Elle permet de définir un index de calcul des performances saisonnières des groupes de production d'eau glacée européens.

*Mots clés : climatisation, groupe de production d'eau glacée, efficacité énergétique, performances à charge partielle, cyclage, courbe de charge, dimensionnement.*

---

## SEASONAL PERFORMANCES OF CHILLERS

### Abstract

In Europe, the energy efficiency of chillers is rated at full load for standard conditions of operation. In order to develop a European performance index that integrates the variation of operating conditions, the part load performances of chillers must be known, as well as the conditions for which chillers operate during a season.

Different chillers have been tested in stationary conditions. It appears that the nowadays lack of characterization of chillers performances at reduced capacity leads to manufacturing mistakes that decrease the energy efficiency of chillers. Performances of chillers at reduced temperature and reduced capacity are modelled for the chillers that have been tested.

A test loop to rate the chillers performances in dynamic conditions has been built. This loop enables to study chillers performances when cycling (on-off mode). It appears that the major efficiency loss linked to this functioning mode comes from the parasitic sleep power electric consumption. Moreover, the facility has been used also for capacity staged chillers. Control faults have been identified that also contribute to decrease the chillers performances.

By coupling to the models of chillers developed, hourly load curves of dynamic building and air conditioning system simulations for an office building, seasonal performances are calculated for various climates and systems. The results emphasizes that nominal rating performance should not be used as an efficiency indicator for chillers. A method of reduction of the hourly load curves has been developed. It enables to define a seasonal performance index for European chillers.

Key words: air conditioning, chiller, energy efficiency, part load performances, cycling, load curve, sizing

---

**Laboratoire d'accueil :** Centre d'Energétique - Ecole des Mines de Paris  
60 Bd Saint-Michel - F-75272 Paris Cedex 06  
Rue Claude Daunesse - B.P. 207 - F-06904 Sophia Antipolis Cedex

**Thèse présentée par :** RIVIERE, Philippe **le :** 11 mai 2004

**Discipline :** " Energétique " - Ecole des Mines de Paris

---

## **Mes remerciements à :**

Jérôme Adnot, professeur à l'ENSMP, mon directeur de thèse, pour sa patience d'abord, ses éclaircissements quotidiens ensuite et son humour permanent qui m'a toujours amené à dédramatiser,

Franck Colomines, ingénieur EDF, mon deuxième directeur de thèse, pour son support et son ironie quotidienne qui m'ont mis du baume au cœur pendant ces trois années et demie,

Dominique Marchio, professeur à l'ENSMP, pour avoir accepté de participer à l'encadrement de la thèse et d'en être examinateur, pour ses conseils toujours judicieux, sa disponibilité et sa bonne humeur,

Sule Becirspahic, directeur-adjoint de Eurovent Certification qui a suivi mes travaux de thèse sans coup férir et a accepté d'en être examinateur ; c'est à lui que je dois la majeure partie du matériel expérimental de cette thèse,

Jean Lebrun et André Lallemand pour avoir accepté le difficile rôle de rapporteur, pour leurs conseils avisés et leur bienveillance,

Denis Clodic, Directeur Adjoint du centre d'énergétique, pour m'avoir accueilli au sein du Centre d'énergétique,

Hervé Rivoalen, anciennement Chef du groupe E15 d'EDF R&D, pour avoir lancé ce sujet et m'avoir donné les moyens de le réaliser pleinement,

L'équipe du Climatron grâce à laquelle j'ai pu réaliser les essais dans des conditions optimales, ainsi qu'à l'ensemble du personnel du groupe E15 d'EDF R&D, qui n'ont jamais hésité à prendre de leur temps pour répondre à mes questions,

Nicolas Flach-Malaspina, doctorant au centre d'énergétique, avec qui j'ai partagé beaucoup de temps inoubliable à 50 et à  $-7$  °C dans les cellules climatiques, pour son amitié joviale,

Pascal Stabat, ancien doctorant qui m'a permis de trouver ma place au sein du centre d'Energétique, puis pour son amitié fidèle,

Renaud Gicquel, directeur du centre d'énergétique, pour avoir essayé de m'inculquer de sa rigueur,

Carlos Lopes, pour m'avoir redonné confiance quand j'en avais besoin,

Mes collègues de bureau de Paris et de Fontainebleau pour avoir supporté mes bavardages,

Paul Waide, Stéphane Roujol, Stéphane Ginestet pour l'aide qu'ils m'ont fourni,

Anne-Marie Pougin, Claire Rochas, Aline Garnier et Philippe Calvet pour leur promptitude à résoudre tous les problèmes administratifs et logistiques,

Doctorants, techniciens et chercheurs du centre d'énergétique pour leurs réponses patientes à mes questions de non-initié,

Ma famille et mes amis qui m'ont supporté patiemment tout au long du chemin.

<b>PARTIE 1 – CONTEXTE ET ETAT DE L’ART DES NORMES DE PERFORMANCES SAISONNIERES – .....</b>	<b>1</b>
<b>INTRODUCTION .....</b>	<b>3</b>
<b>1.1 SYSTEMES DE CLIMATISATION .....</b>	<b>5</b>
1.1.1 TOPOLOGIE .....	5
1.1.2 STOCK DE SYSTEMES CENTRALISES EUROPEENS .....	6
1.1.3 CONSOMMATION DES SYSTEMES A GROUPE DE PRODUCTION D’EAU GLACEE .....	6
<b>1.2 ETAT DE L’ART DES NORMES DE PERFORMANCES SAISONNIERES .....</b>	<b>8</b>
1.2.1 METHODE SIMPLIFIEE DE CALCUL DES PERFORMANCES SAISONNIERES .....	9
1.2.2 ANALYSE DU CALCUL SAISONNIER DE LA NORME ASHRAE 116 .....	10
1.2.3 ANALYSE DU CALCUL SAISONNIER DE LA NORME ARI 550/590 .....	14
<b>1.3 CONCLUSION .....</b>	<b>20</b>
<b>PARTIE 2 - PERFORMANCES EN CONDITIONS STABILISEES - .....</b>	<b>22</b>
<b>2.1 CARACTERISATION TECHNOLOGIQUE DES GPEG EUROPEENS .....</b>	<b>24</b>
2.1.1 FRIGORIGENES .....	24
2.1.2 COMPRESSEURS .....	26
2.1.3 ECHANGEURS .....	35
2.1.4 DETENDEURS .....	37
<b>2.2 IMPACT DES VARIATIONS DES CONDITIONS D’OPERATION .....</b>	<b>38</b>
2.2.1 BANC D’ESSAIS .....	38
2.2.2 PERFORMANCES A PUISSANCE REDUITE .....	41
2.2.3 VARIATION DES PERFORMANCES A TEMPERATURE D’ENTREE D’AIR VARIABLE .....	50
<b>2.3 BASE DE DONNEES EXPERIMENTALES.....</b>	<b>58</b>
2.3.1 INCERTITUDES EXPERIMENTALES .....	59
2.3.2 DONNEES ETENDUES DISPONIBLES .....	61
2.3.3 MODELISATION SIMPLIFIEE DES PERFORMANCES PAR ETAGE DES GPEG .....	61
2.3.4 PERFORMANCES A TEMPERATURE D’AIR OU D’EAU VARIABLE AU CONDENSEUR .....	66
2.3.5 PERFORMANCES A CAPACITE PARTIELLE .....	67
<b>CONCLUSION .....</b>	<b>72</b>
<b>PARTIE 3 - PERFORMANCES EN REGIME DYNAMIQUE - .....</b>	<b>74</b>
<b>3.1 FONCTIONNEMENT A CHARGE PARTIELLE : APPROCHE THEORIQUE.....</b>	<b>76</b>
3.1.1 REGULATION DES GPEG .....	76
3.1.2 DESCRIPTION DU PHENOMENE DE CYCLAGE .....	79
3.1.3 MODELISATION DES PERTES LIEES AU CYCLAGE .....	81
3.1.4 PRISE EN COMPTE NORMATIVE DU CYCLAGE .....	89
<b>3.2 PERFORMANCES A CHARGE PARTIELLE D’UN GPEG MONO-ETAGE.....</b>	<b>93</b>
3.2.1 BANC D’ESSAIS .....	93
3.2.2 RESULTATS D’ESSAIS.....	97
3.2.3 PREVISION DE LA DEGRADATION DES PERFORMANCES A CHARGE PARTIELLE.....	106
<b>3.3 PERFORMANCES A CHARGE PARTIELLE DE GPEG A PUISSANCE ETAGEE ....</b>	<b>113</b>

3.3.1	BANC D'ESSAIS .....	113
3.3.2	IMPORTANCE DE LA REGULATION.....	113
3.3.3	IMPACT DU FONCTIONNEMENT EN CYCLAGE ENTRE ETAGES DE PUISSANCE .....	117
<b>3.4</b>	<b>CONCLUSION .....</b>	<b>120</b>
3.4.1	PRISE EN COMPTE DES PERTES EN CYCLAGE POUR LE CALCUL DES PERFORMANCES SAISONNIERES.....	120
3.4.2	MODELE RETENU POUR LES GROUPES MULTI-ETAGES .....	121
3.4.3	DE L'INTERET DE REALISER DES ESSAIS EN REGIME DYNAMIQUE.....	123
 <b>PARTIE 4 - PERFORMANCES SAISONNIERES DES GPEG - .....</b>		<b>124</b>
 <b>4.1</b>	 <b>OUTILS NÉCESSAIRES .....</b>	 <b>126</b>
4.1.1	COURBES DE CHARGE HORAIRES « SYSTÈME – BÂTIMENT » .....	126
4.1.2	CALCUL DE L'EFFICACITÉ SAISONNIÈRE AU PAS DE TEMPS HORAIRE .....	128
4.1.3	MÉTHODE DE RÉDUCTION DES COURBES DE CHARGE .....	136
4.1.4	CONCLUSION SUR LA MÉTHODE DE RÉDUCTION DES COURBES DE CHARGE.....	145
<b>4.2</b>	<b>FACTEURS D'INFLUENCE DES PERFORMANCES SAISONNIÈRES.....</b>	<b>146</b>
4.2.1	IMPACT DU CLIMAT ET DU SYSTÈME .....	147
4.2.2	IMPACT ÉNERGÉTIQUE DU SURDIMENSIONNEMENT .....	151
4.2.3	CONCLUSION.....	152
<b>4.3</b>	<b>INDEX DE PERFORMANCES SAISONNIÈRES .....</b>	<b>153</b>
4.3.1	CALCUL DES CONDITIONS RÉDUITES POUR L'EUROPE.....	153
4.3.2	INDEX FINAL.....	156
<b>4.4</b>	<b>CONCLUSION .....</b>	<b>160</b>
 <b>CONCLUSION GENERALE .....</b>		<b>161</b>
 <b>NOMENCLATURE.....</b>		<b>162</b>
 <b>BIBLIOGRAPHIE.....</b>		<b>165</b>

## Partie 1 – Contexte et état de l'art des normes de performances saisonnières –

Les systèmes de climatisation centralisée dont la production frigorifique est assurée par un groupe de production d'eau glacée à moteur électrique constituent la majeure partie du parc installé de systèmes de climatisation centralisée du secteur tertiaire en Europe.

Aujourd'hui, les performances de ces équipements ne sont caractérisées que par un point d'essai nominal alors que leurs performances varient suivant les conditions de fonctionnement. L'objectif poursuivi est de mettre en place une norme de caractérisation saisonnière des performances des GPEG. Cette norme doit permettre à Eurovent de réaliser une comparaison des performances des GPEG basée sur un chiffre plus proche de l'efficacité in-situ que l'efficacité nominale à pleine puissance.

Les Etats-Unis utilisent deux normes de calcul des performances saisonnières des installations de climatisation. La première, norme ASHRAE 116-95 [ANSI, 1995], concerne les climatiseurs et pompes à chaleur air/air réversibles dont la puissance frigorifique nominale est comprise entre 12 et 19 kW. Elle décrit les conditions de calcul des coefficients HSPF (Heating Seasonal Performance Factor) en mode chauffage et SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio) en mode climatisation. La deuxième, norme ARI 550/590-98 [ARI, 1998], permet de caractériser les performances saisonnières en mode climatisation des groupes de production d'eau glacée à condensation à air ou à eau. Elle décrit pour cela les conditions de calcul du coefficient IPLV (Integrated Part Load Value). Ces travaux constituent la principale source d'informations disponible pour caractériser les performances saisonnières des cycles à compression de vapeur à puissance étagée.

Afin de définir une méthode de calcul des performances saisonnières adaptée à l'Europe, les hypothèses de définition des conditions moyennes d'opération et de caractérisation des performances des équipements hors régime nominal sont analysées. Cette étude nous permet de nous positionner quant à la reproductibilité de la norme ARI 550/590 pour l'Europe, qui correspond à notre domaine d'application, et de mettre en exergue les hypothèses que nous devons vérifier et/ou améliorer.

**PARTIE 1 – CONTEXTE ET ETAT DE L’ART DES NORMES DE PERFORMANCES SAISONNIERES – .....6**

**INTRODUCTION.....8**

**1.1 SYSTEMES DE CLIMATISATION .....10**

1.1.1 TOPOLOGIE .....10

1.1.2 STOCK DE SYSTEMES CENTRALISES EUROPEENS .....11

1.1.3 CONSOMMATION DES SYSTEMES A GROUPE DE PRODUCTION D’EAU GLACEE.....11

**1.2 ETAT DE L’ART DES NORMES DE PERFORMANCES SAISONNIERES .....13**

1.2.1 METHODE SIMPLIFIEE DE CALCUL DES PERFORMANCES SAISONNIERES.....14

1.2.2 ANALYSE DU CALCUL SAISONNIER DE LA NORME ASHRAE 116.....15

1.2.3 ANALYSE DU CALCUL SAISONNIER DE LA NORME ARI 550/590.....19

**1.3 CONCLUSION .....25**

## Introduction

Le réchauffement climatique est devenu depuis une vingtaine d'années un sujet de préoccupation planétaire. Si le protocole de Kyoto n'a toujours pas été ratifié, l'Europe vise toujours l'objectif qu'elle s'était fixée, la diminution de 8 % des émissions de gaz à effet de serre en 2010, en rapport aux émissions de 1990. 94 % de ces émissions sont liées à la combustion des hydrocarbures comme source d'énergie pour le transport (32 %), l'industrie (28 %) et le bâtiment (40 %) [ @DGTREN ].

### Climatisation des bâtiments, impact énergétique

Le climat européen étant de type tempéré, le chauffage des bâtiments est requis partout, en faisant le principal poste de consommation énergétique des bâtiments résidentiels et tertiaires européens (entre 50 et 60 %). L'énergie dépensée pour assurer le confort d'été, la climatisation, en représente seulement 4 %, essentiellement liés à la climatisation du secteur tertiaire, cadre de cette étude.

Cependant, l'importance de la consommation d'énergie liée à la climatisation croît rapidement. De plus, la climatisation consomme de l'énergie essentiellement sous forme d'électricité. Elle participe donc à la consommation d'électricité d'été. Les pays de l'Europe du Sud dimensionnent déjà leur capacité de production électrique sur la demande estivale, que la demande d'électricité liée à la climatisation accroît.

### Efficacité énergétique des systèmes de climatisation

Pour seulement 1 % d'accroissement annuel de l'efficacité énergétique de tous les usages consommateurs d'énergie, l'Europe atteindrait 40 % de ses engagements de Kyoto pour 2010 [ @DGTREN ]. De plus, l'analyse de l'efficacité des systèmes de climatisation individuelle existants en Europe [EERAC, 1999] montre une forte disparité du marché, certains climatiseurs individuels pouvant être deux fois plus efficaces que d'autres. Il existe donc des gains potentiels importants d'efficacité énergétique.

L'Europe a publié deux directives concernant l'efficacité de la climatisation :

- l'étiquetage de l'efficacité nominale des climatiseurs individuels (puissance frigorifique nominale inférieure à 12 kW) [Directive-31/CE, 2002],
- la directive sur l'inspection périodique des systèmes de chauffage et de climatisation centralisés [Directive-91/CE, 2002].

L'étiquetage des climatiseurs individuels s'appuie sur une efficacité mesurée dans des conditions standardisées. Mais la directive sur l'inspection périodique des systèmes de climatisation (puissance frigorifique nominale supérieure à 12 kW) est beaucoup plus ambitieuse. Elle précise, Article 9, que l'« inspection comprend une évaluation du rendement de la climatisation et de son dimensionnement par rapport aux exigences en matière de refroidissement du bâtiment. » Or, les performances des systèmes de climatisation dépendent d'un nombre élevé de paramètres, et pour calculer les performances moyennes saisonnières, il n'est pas possible de se contenter de la caractérisation individuelle nominale de chaque composant, mais il faut caractériser également leur couplage hors régime de fonctionnement nominal, à température extérieure variable, à besoin frigorifique réduit. Pour les groupes de production d'eau glacée, cette caractérisation n'est pas disponible, mais apparaît pourtant nécessaire.

### Performances saisonnières des groupes de production d'eau glacée

La majeure partie du stock de systèmes centralisés (>12 kW) de climatisation en Europe comprend une production centralisée d'eau glacée qui est ensuite utilisée pour climatiser l'air du bâtiment. Comme pour les climatiseurs individuels, les performances de ces équipements sont définies par un point d'efficacité nominale, qui n'est pas représentatif des performances moyennes. Aux Etats-Unis, une norme de caractérisation des performances

saisonniers existe pour ce type d'équipement [ARI, 1998]. Il permet de définir un coefficient moyen des performances saisonnières des équipements, sur laquelle vient s'appuyer la législation américaine.

### **Cadre de la thèse**

Dans ce contexte, EDF (Electricité de France) et Eurovent (association des fabricants européens d'équipements de climatisation) ont convenu d'unir leurs efforts pour développer un standard européen permettant de comparer les groupes de production d'eau glacée suivant leurs performances saisonnières. Cette étude, qui a été intégrée au projet européen EECCAC (Efficacité énergétique des systèmes centralisés de climatisation) [EECCAC, 2002], définit le contexte de la thèse.

Grâce à cette collaboration, la caractérisation expérimentale détaillée des performances de divers groupes de production d'eau glacée fournis par des membres d'Eurovent a pu être réalisée, notamment, dans le laboratoire « Climatron » d'EDF R&D qui a largement été mis à contribution.

## Systèmes de climatisation

### Topologie

Les systèmes de climatisation permettent d'assurer les conditions de confort d'été à l'intérieur des bâtiments. Ils remplissent partie ou totalité des fonctions suivantes :

- maintien de la température d'air dans le bâtiment,
- renouvellement hygiénique de l'air (ventilation),
- humidification ou déshumidification de l'air,
- filtration de l'air.

La production frigorifique est généralement assurée par des cycles à compression de vapeur à moto-compresseurs électriques. Des solutions basées sur des cycles à absorption existent mais sont peu fréquentes en climatisation et représentent une part négligeable du parc des systèmes installés. Des systèmes dits à « basse consommation d'énergie », n'utilisant pas de cycles à compression de vapeur existent également, systèmes évaporatifs, roue dessiccant mais sont peu diffusés [Stabat, 2003].

Les cycles à compression de vapeur permettent de refroidir soit directement l'air à climatiser, soit de l'eau dite « glacée » qui circule ensuite dans le bâtiment avant de refroidir l'air des différentes pièces du bâtiment.

Parmi les systèmes directs (sans l'eau comme fluide caloporteur intermédiaire), on peut définir trois catégories principales :

- Les climatiseurs unitaires ou climatiseurs individuels ; on en installe plusieurs pour climatiser un bâtiment pièce par pièce ; on les distingue par l'agencement des unités de condensation ; ils sont nommés « split-system » lorsque l'évaporateur est séparé des modules de compression et de condensation.
- Les systèmes de type armoire de climatisation (« Package » Figure 1.1), couramment utilisés pour les centres d'appels téléphoniques et les centres informatiques [Bouteloup, 1999],
- Les systèmes de type Roof-top, qui sont des climatiseurs monobloc air / air de moyenne puissance installés en toiture couramment utilisés dans les hypermarchés,
- Les systèmes à circulation de frigorigène dans les pièces à climatiser, extension des climatiseurs unitaires de type split-system : le frigorigène est comprimé centralement puis distribué à travers les pièces où il traverse un échangeur réfrigérant / air. Parmi ces systèmes, on distingue les systèmes à débit de frigorigène constant, appelés multi-splits, ou variables, notés VRF (Variable Refrigerant Flow) (Figure 1.1).

Parmi les systèmes indirects, des groupes de production d'eau glacée (notés GPEG) refroidissent de l'eau qui est ensuite distribuée à travers le bâtiment. On distingue ces systèmes suivant le caloporteur qui circulera à travers le bâtiment afin de permettre l'extraction de la chaleur des pièces à climatiser :

- Systèmes dits « à air » : une centrale de traitement d'air permet de refroidir centralement l'air pour une zone thermique du bâtiment ; différents sous-types de ces systèmes existent, nous en distinguons deux principaux, suivant que le débit d'air de distribution est constant (système à débit d'air constant) ou variable (système à débit d'air variable) en fonction des besoins.
- Systèmes dits à « eau » : dans ce cas, l'eau glacée est distribuée par des pompes de circulation jusqu'à des unités terminales où l'extraction de chaleur de la pièce à climatiser a lieu. On distingue différents sous-types suivant le type d'unités terminales installées. Les installations les plus courantes utilisent des ventilo-convecteurs, simples échangeurs air-eau.

Pour l'ensemble de ces systèmes, à l'exception des systèmes à air, le renouvellement hygiénique de l'air est généralement assuré par un système dédié, une ventilation mécanique centralisée ou une centrale de traitement d'air.

## Stock de systèmes centralisés européens

Les surfaces climatisées par les différents systèmes de climatisation centralisée (correspondant ici à une puissance frigorifique nominale installée supérieure à 12 kW) en Europe, ainsi que des prévisions de croissance de ces surfaces [EECCAC, 2002], sont présentées Figure 1.1.

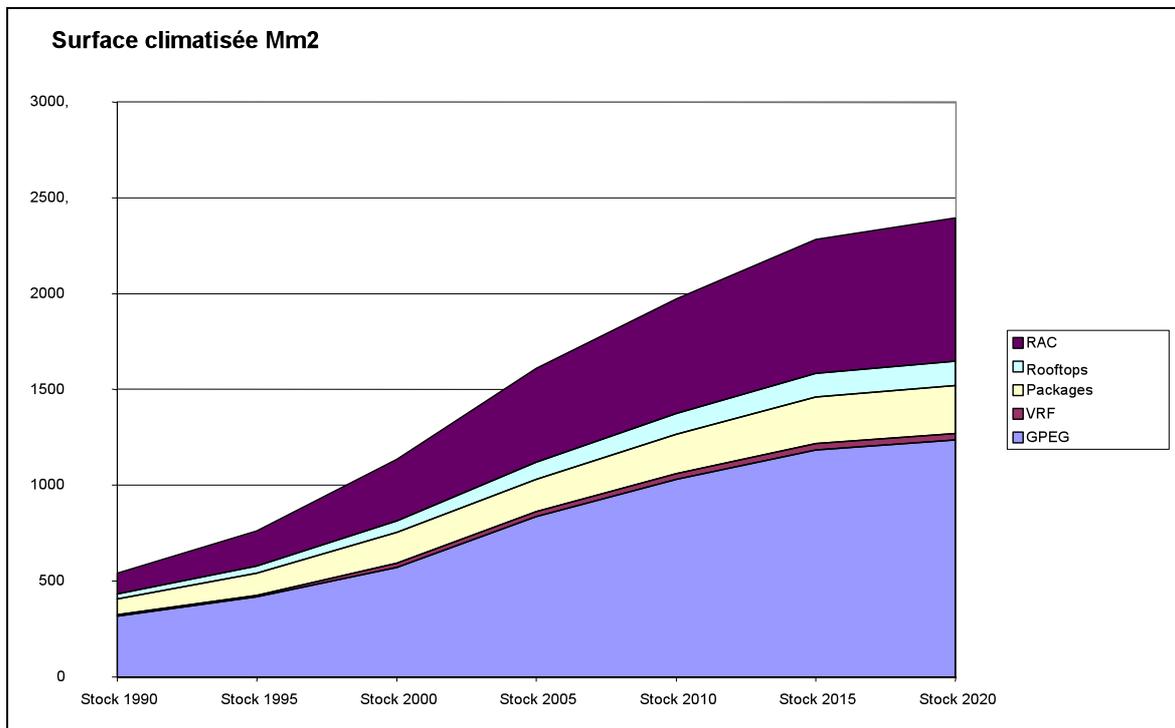


Figure 1.1 : Reconstitution du parc des m2 (en millions) climatisés en Europe (Systèmes de puissance frigorifique nominale installée supérieure à 12 kW), d'après [EECCAC, 2002]

Les systèmes dits à GPEG représentent aujourd'hui un peu plus de la moitié des systèmes centralisés (puissance frigorifique supérieure à 12 kW) installés en Europe. Leur part tend à diminuer légèrement à l'horizon 2020 ; ceci est lié au fait que pour le secteur tertiaire, le marché du bâtiment est essentiellement du type rénovation. Dans ce cadre, les systèmes que nous avons nommés directs sont mieux adaptés, puisqu'ils nécessitent moins de travaux d'installation.

La surface totale des mètres carrés climatisés du secteur tertiaire est en forte augmentation. On peut invoquer pour expliquer ce fait :

- l'augmentation de l'utilisation des surfaces vitrées, facteur d'accroissement des charges thermiques solaires, [Léger, 2004]
- l'augmentation de la consommation électrique des équipements de bureau et donc des charges internes.

## Consommation des systèmes à groupe de production d'eau glacée

La consommation électrique des systèmes centralisés à GPEG dépend fortement de chaque type de système. Cependant, il est utile de donner une idée de l'importance des consommations liées aux auxiliaires du système (pompes et ventilateurs). Cette répartition apparaît Figure 1.2. Il s'agit de systèmes à débit d'air constant (CAV), variable (VAV) ou de type « package ». La consommation des auxiliaires représente une part conséquente (plus de 50 %) de la consommation énergétique annuelle pour les systèmes à débit d'air constant et variables (Figure 1.2, à droite). Cette part est plus importante que ne pourrait le laisser penser la répartition des puissances de dimensionnement entre la production d'eau glacée et les auxiliaires (Figure 1.2, à gauche). La raison en est que les auxiliaires sont opérés en continu et souvent à débit d'air ou d'eau constant.

Par exemple, les pompes de circulation de l'eau glacée à l'évaporateur du GPEG sont opérées en continu afin de permettre la régulation du GPEG (qui nécessite la mesure de la température de l'eau glacée pour que sa régulation puisse actionner les étages de puissance). Il en va de même pour les ventilateurs de soufflage et d'extraction de l'air pour la ventilation qui, selon [Westphalen, 1999], assurent près de la moitié des consommations des auxiliaires des systèmes de climatisation aux Etats-Unis.

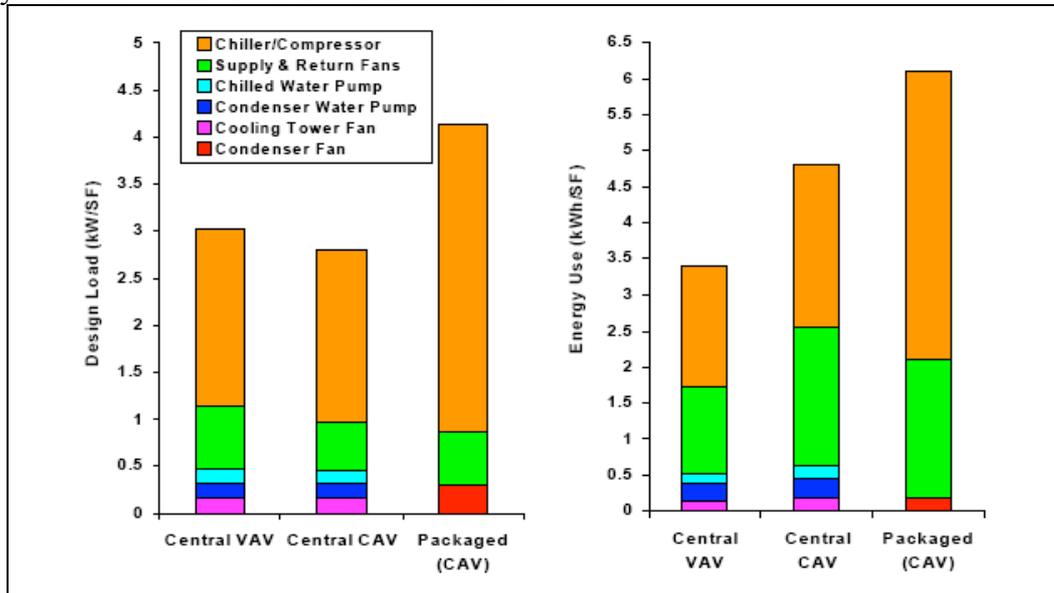


Figure 1.2 : Répartition des consommations par poste pour les systèmes à débit d'air constant et variable, d'après [Westphalen, 1999]

Les GPEG ne sont opérés que lorsqu'il existe un besoin thermique. Leur consommation est dépendante du besoin de refroidissement, c'est-à-dire de la charge thermique qui doit être évacuée.

## **Etat de l'art des normes de performances saisonnières**

L'ensemble système-bâtiment constitue un filtre des conditions de température et d'humidité extérieures qui détermine les conditions d'opération de charge thermique du GPEG. Les conditions de condensation sont déterminées par les évolutions de la température extérieure (cas des GPEG à condensation à air).

Les groupes de production d'eau glacée s'adaptent aux sollicitations externes afin de fournir la puissance frigorifique nécessaire au refroidissement de la boucle d'eau. On leur fixe pour cela une consigne de température d'eau glacée suffisamment basse pour que l'eau glacée en circulation permette le refroidissement de l'air du bâtiment. Le GPEG peut posséder ou non des étages de puissance qui sont activés par sa régulation pour maintenir la consigne de température d'eau glacée requise. Si la charge thermique est inférieure au plus petit étage de puissance disponible, le GPEG fonctionne en cycles de marche et d'arrêt, fonctionnement dénommé cyclage. Si la charge thermique est comprise entre deux étages de puissance, le GPEG oscille entre ces deux étages de puissance. Les débits des fluides aux échangeurs étant fixés, les variations des températures aux échangeurs ainsi que l'adaptation de la puissance frigorifique du groupe au besoin thermique vont modifier ses performances.

En Europe, les performances des GPEG sont caractérisées par un point de fonctionnement nominal stabilisé, dont les conditions sont définies par la norme [CEN, 1998]. Ceci signifie que les performances sont déterminées pour un point d'essai qui correspond à un fonctionnement à puissance maximale, et à températures et débits des sources fixés, dénommées conditions nominales à pleine charge. Les Etats-Unis ont mené sur le thème des performances saisonnières des installations de climatisation un certain nombre de travaux ayant abouti à la définition de plusieurs méthodes de calcul. Deux de ces méthodes font l'objet de programmes de certification.

- La première méthode, définie par la norme ASHRAE 116-95 [ANSI, 1995], concerne les climatiseurs et pompes à chaleur air/air réversibles dont la puissance frigorifique nominale est comprise entre 12 et 19 kW. Elle décrit les conditions de calcul des coefficients HSPF (Heating Seasonal Performance Factor) en mode chauffage et SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio) en mode climatisation.
- La deuxième, définie par la norme ARI 550/590-98 [ARI, 1998], permet de caractériser les performances saisonnières en mode climatisation des groupes de production d'eau glacée à condensation à air ou à eau qui correspond donc à notre champ d'application. Elle décrit pour cela les conditions de calcul du coefficient IPLV (Integrated Part Load Value).

Ces deux normes de performances saisonnières définissent :

- des conditions moyennes d'opération des équipements, en terme de charge thermique et de variation de la température de condensation,
- la caractérisation des performances des équipements hors régime de fonctionnement nominal.

### **Conditions moyennes d'opération**

*L'étude de ces deux normes vise en premier lieu à mettre en évidence les méthodes utilisées. Ceci explique pourquoi la norme ASHRAE 116-95, qui ne concerne pas directement les GPEG est décrite. Les méthodes utilisées pour caractériser les conditions annuelles d'opération sont analysées.*

La norme [ARI, 1998] concernant directement notre domaine d'étude, on pourra donc en plus s'intéresser aux conditions de température et de charge résultantes de l'application de la méthodologie de calcul des conditions moyennes d'opération, afin de trancher sur leur applicabilité directe pour l'Europe.

### **Performances hors régime nominal des équipements**

*Ces deux travaux constituent la principale source d'informations disponible pour caractériser les performances à charge partielle des cycles à compression de vapeur à puissance étagée. Le fonctionnement à charge partielle correspond au fonctionnement dynamique du GPEG qui adapte sa puissance frigorifique pour maintenir une consigne de température de sortie d'eau glacée. Il n'existe pas de méthode expérimentale de caractérisation des performances dynamiques des équipements à puissance étagée. Des essais en conditions stabilisées, à puissance réduite, sont réalisés pour les deux normes américaines. Le climatiseur ou le GPEG est forcé à opérer à puissance réduite. Les essais sont réalisés en conditions stabilisées, au sens de la norme [CEN, 1998]. La différence entre*

le fonctionnement à charge partielle et le fonctionnement à capacité partielle tient donc à la qualité de la régulation des équipements.

## Méthode simplifiée de calcul des performances saisonnières

### La méthode « bin »

Les deux normes utilisent une des formes de la méthode « bin » (bin : à comprendre ici comme intervalle de température). Cette méthode a été développée afin de tenir compte de l'évolution simultanée des charges et des températures dans le calcul simplifié des consommations des systèmes de climatisation.

Cette méthode peut être adaptée [Knebel, 1983], suivant l'utilisation que l'on veut faire de la courbe de charges obtenue : dimensionnement, calcul prévisionnel annuel des consommations énergétiques, etc.

La méthode la plus complète qui mène au calcul d'un coefficient de performances saisonnières comprend les étapes suivantes :

- La première étape de cette méthode est présentée Figure 1.3. Elle consiste, pour un climat ou une zone climatique donnée, à découper la plage des températures extérieures de fonctionnement en classes de température (intervalles de 5°F ici, soit 2.8°C), et à noter l'occurrence annuelle de ces classes. Pour chacun de ces intervalles, la température humide moyenne peut être calculée afin d'intégrer éventuellement les charges latentes par la suite. Nous notons  $n_i$  la probabilité d'occurrence de la température extérieure dans la classe de température  $i$ .

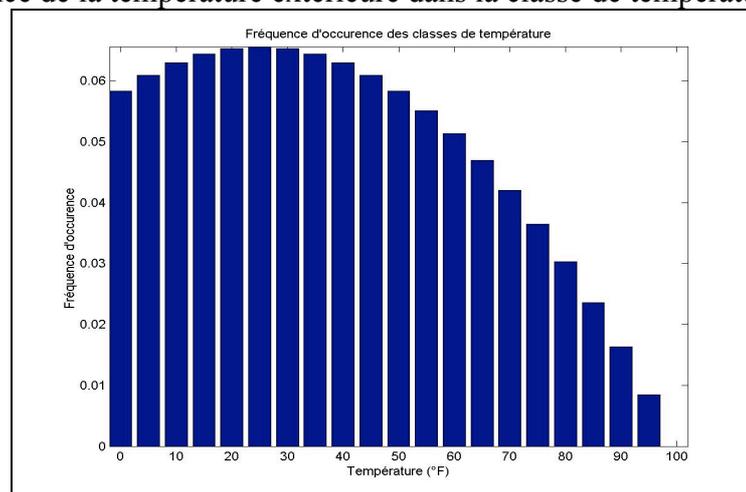


Figure 1.3 : Fréquence annuelle d'occurrence des classes de température

- Pour obtenir le profil de charge en fonction de la température extérieure, il faut réaliser :
  - le calcul des charges (sur un jour ou une semaine par exemple) pour quelques points de température,
  - une extrapolation linéaire des charges ponctuelles sur tout le domaine de température.
- On peut alors associer les consommations correspondant aux équipements de production suivant les couples [charge / température de classe] à partir de l'évolution de leur efficacité en fonction de ces variables.
- La température de condensation et le taux de charge étant liés, la connaissance de l'efficacité à chaque couple [charge / température de classe] permet de déduire le coefficient de performance saisonnier, par pondération des efficacités par les occurrences des classes de température.

Nous remarquons ici qu'il manque notamment une hypothèse de dimensionnement pour déduire les consommations d'un équipement de la connaissance du profil de charges thermiques d'un bâtiment. A cet effet, un point de dimensionnement est fixé dans chacune des deux normes.

## Obtention du profil de charges

C'est l'étape clef de la méthode. Une fois connu le profil de charges, il n'y a plus qu'à diviser par l'efficacité pour le couple [charge / température de classe] correspondant pour en déduire la consommation des équipements de production. Le cas le plus simple d'application de la méthode « bin » est utilisé ici pour le standard ASHRAE 116. Les charges sont une fonction linéaire de la température tout au long de l'année (une droite unique pour les périodes de chauffage et de refroidissement). Cette droite est obtenue en calculant les charges de dimensionnement en chauffage et en refroidissement. La version appliquée de cette méthode consiste à confondre, à un coefficient de surdimensionnement près, la charge de dimensionnement et la puissance à pleine charge de l'équipement considéré [ANSI, 1995].

Les puissances de dimensionnement sont calculées avec les hypothèses suivantes :

- pour la période de chauffage :  
charge de dimensionnement = charges de transmission (charge de ventilation + charge d'infiltration + charge de conduction)
- pour la période de refroidissement :

charge de dimensionnement = charge interne + charge solaire + charges de transmission

On calcule les charges pour les apports solaires maximums, les charges de transmission maximales et des charges internes correspondant à l'occupation maximale. En période de refroidissement, on suppose donc qu'il y a simultanément des différents types de charge. De même en chauffage, on surestime au maximum les déperditions en ne comptabilisant que les charges de transmission pour la température extérieure observée la plus basse.

Connaissant les charges et les températures pour les points de dimensionnement en chauffage et en refroidissement, on peut connaître les charges pour une température intermédiaire par simple interpolation linéaire. Nous obtenons donc une droite de charge annuelle fonction de la température extérieure. [Knebel, 1983] décrit d'autres hypothèses de calcul permettant de tenir compte de la non coïncidence des charges maximales en mode froid.

## Analyse du calcul saisonnier de la norme ASHRAE 116

### Domaine d'application, principe

La norme ASHRAE 116 traite de matériels air/air de faible puissance (12 à 19 kW). Elle décrit la méthode du calcul des performances saisonnières de ces équipements (en mode chauffage ou refroidissement ; on ne s'intéresse ici qu'au mode refroidissement), ainsi que les essais nécessaires à son application.

Nous avons établi que les deux composants essentiels d'une norme saisonnière étaient l'évaluation du profil des charges annuelles et la détermination des performances des équipements à charge partielle.

Dans le cas de la norme ASHRAE 116, les courbes de besoin en refroidissement sont basées sur l'application de la méthode « bin » simplifiée. Le matériel est testé à pleine puissance ; la puissance frigorifique nominale est alors mesurée. D'autre part, la température de charge nulle en refroidissement est imposée et vaut 65 °F soit 18,3 °C. On peut dès lors tracer une droite à partir du point de dimensionnement et du point de charge nulle. On obtient la courbe de charge des variations concomitantes de la température extérieure et de la charge thermique.

Il reste à calculer les performances à charge partielle des équipements étudiés. Ceci fait, on peut calculer le coefficients saisonnier en mode refroidissement, SEER, Seasonal Energy Efficiency Ratio – EER saisonnier.

Cette norme s'applique à toutes les pompes à chaleur et climatiseurs air/air, du type « Unitary », de puissances frigorifique ou/et calorifique comprises entre 12 et 19 kW. Les appareils à puissance étagée sur plus de deux étages ne sont pas pris en compte, à l'exception des appareils à moteur à vitesse variable.

## Caractérisation des performances et calcul saisonnier

Type de compresseur : 1 compresseur à une vitesse ou deux vitesses, deux compresseurs à 1 vitesse				
Dénomination de l'essai	T <sub>intérieure</sub> BS <sup>1</sup> (°C)	T <sub>intérieure</sub> BH <sup>2</sup> (°C)	T <sub>ext</sub> (°C) BS	T <sub>ext</sub> (°C) BH
A (k=1 et k=2) <sup>3</sup>	26.7	19.4	35	23.9
B (k=1 et k=2)	26.7	19.4	27.8	18.3
C (Permanent) (k=1)	26.7	<13.9	27.8	Dry coil <sup>4</sup>
D (Cyclage) (k=1)	26.7	<13.9	27.8	Dry coil

Tableau 1.1 : Points d'essais de la norme ASHRAE 116 en mode refroidissement

### Remarques :

Cette norme permet de calculer des coefficients saisonniers pour les climatiseurs air/air « unitary » pour les types de circuit de compression suivants :

- mono-compresseur (1 compresseur à une vitesse) : fonctionnement en cyclage.
- 2 compresseurs ou deux vitesses<sup>5</sup> (1 compresseur à deux vitesses ou deux compresseurs à 1 vitesse) : les étages de capacité sont notés k=1 et k=2. On réalise les essais A et B à pleine puissance frigorifique puis à puissance frigorifique réduite.

### Cyclage

Pour l'ensemble des matériels en mode refroidissement, les points d'essai C et D servent à déterminer le coefficient de cyclage C<sub>D</sub> de la machine, caractéristique du comportement en cyclage de l'équipement mono-compresseur ou des autres équipements fonctionnant à k=1.

### Notations

i : indice de la classe de température « bin »<sup>6</sup> ; la plage des températures extérieures est divisée en intervalles de 5°F (2.8°C).

k : désigne un étage de puissance

T<sub>i</sub> : température de la classe. C'est par définition la température médiane de cette classe. Par exemple, 2.5°F pour la classe [0°F,5°F]

P<sub>B</sub>(T<sub>i</sub>) : charge thermique de la classe de température i (kW)

P<sub>E</sub>(T<sub>i</sub>) : puissance électrique (kW) dans la classe de température i (dépend de k)

P<sub>F</sub>(T<sub>i</sub>) : puissance frigorifique (en Btu/h, 1 kW = 3,414 Btu/h) du climatiseur dans la classe de température i (dépend de k)

CLF(T<sub>i</sub>) : Cooling Load Factor, rapport entre la charge thermique et la puissance frigorifique disponible dans la classe de température T<sub>i</sub> (dépend de k)

PLF(T<sub>i</sub>) : dégradation de l'efficacité liée au fonctionnement à charge partielle dans la classe de température i (dépend de k)

C<sub>D</sub> : coefficient de dégradation lié au cyclage

n<sub>i</sub> : ratio d'occurrence de la température extérieure dans la classe i

### Expression des coefficients saisonniers

L'objectif est d'exprimer la charge et la puissance consommées en fonction de la température extérieure et des résultats des essais.

<sup>1</sup> BS : bulbe sec

<sup>2</sup> BH : bulbe humide

<sup>3</sup> Une explication de ces notations est donnée ci-après.

<sup>4</sup> Les températures bulbe humide notées « Dry coil » obtenues expérimentalement devront être suffisamment faibles pour qu'il n'y ait pas de formation de condensats.

<sup>5</sup> Produit américain : le moteur d'entraînement du compresseur possède deux vitesses de rotation possibles.

<sup>6</sup> Cf. paragraphe 0.

On pourra alors calculer les coefficients saisonniers suivant l'équation (1.1) :

- en mode refroidissement, le coefficient saisonnier est le SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio). Son expression est :

$$SEER = \frac{\sum_i P_B(T_i).n_i}{\sum_i P_E(T_i).n_i} \quad (1.1)$$

### Calcul des charges en kW

En mode refroidissement, la charge est calculée de la manière suivante :

$$P_B(T_i) = \left( \frac{T_i - 15.6}{35 - 15.6} \right) \cdot \left( \frac{P_F(35^\circ\text{C})}{1.1} \right) \cdot \left( \frac{1}{3.413} \right) \quad (1.2)$$

La puissance frigorifique est mesurée à 35 °C, tous les étages de puissance fonctionnant. La température de dimensionnement est de 35 °C ; le facteur 1.1 (Equation 1.2) est le rapport de la puissance frigorifique sur la charge à cette température ; il correspond à un surdimensionnement de l'appareil de 10% à 35 °C.

La température extérieure pour laquelle les charges de refroidissement sont nulles est 65 °F soit 18.3 °C. Ce calcul est le même quel que soit le lieu d'installation aux Etats-Unis. La probabilité d'occurrence des classes de température est supposée uniforme pour tous les Etats-Unis.

Calcul des puissances frigorifiques et électriques en fonction de la température extérieure

Il reste à déterminer les puissances consommées ainsi que le coefficient de performance de l'efficacité dans chaque classe de température. L'expression de ces deux grandeurs dépend maintenant du fonctionnement à charge partielle et donc du circuit de compression.

### *Compresseurs à deux vitesses ou climatiseurs à deux compresseurs*

Pour ces appareils, on trace la puissance frigorifique et la puissance électrique consommées pour chaque étage de compression  $k=1$  et  $k=2$  à partir des deux points d'essai A et B (par niveau de compression). L'intersection de ces deux droites avec la courbe de charge donne trois plages de fonctionnement (Figure 1.4).

Pour la zone de fonctionnement sur un seul compresseur ou une seule vitesse (Figure 1.4), la charge est inférieure à la puissance fournie par le climatiseur qui fonctionne donc en cyclage. La dégradation des performances liée au cyclage est supposée proportionnelle à la charge thermique et s'écrit (1.3a et 1.3b) :

$$PLF(T_i) = 1 - C_D \cdot (1 - CLF(T_i)) \quad (1.3a)$$

avec

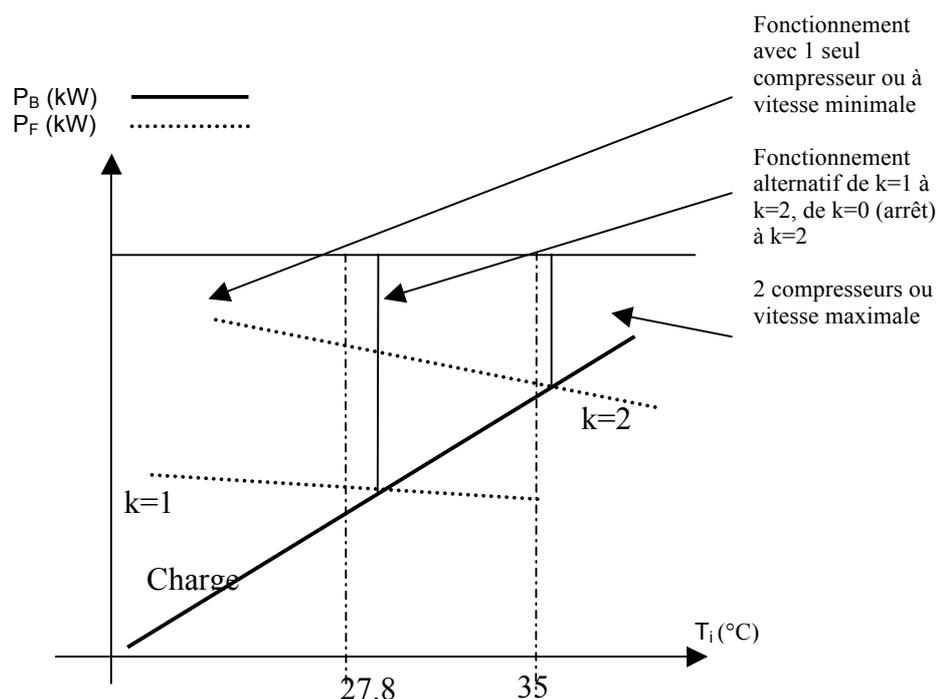
$$CLF(T_i) = \frac{P_B(T_i)}{P_F^{k=1}(T_i)} \quad (1.3b)$$

Dans la formule (1.1), l'énergie électrique consommée s'écrit comme suivant l'équation (1.4) :

$$P_E(T_i) = CLF(T_i) \cdot \frac{P_E^{k=1}(T_i)}{PLF(T_i)}$$

Lorsque la charge est comprise entre les puissances frigorifiques  $k=1$  et  $k=2$  (Figure 1.4), deux situations sont envisagées :

- le compresseur cycle entre l'arrêt et l'étage de puissance supérieure directement (fonctionnement non optimal), les formules 1.3 et 1.4 sont appliquées en prenant comme puissance frigorifique celle correspondant à  $k=2$ .



**Figure 1.4 : Profil de charge et de puissance frigorifique pour les climatiseurs à capacité modulable (à deux étages) en fonction de la température extérieure.**

- le compresseur cycle entre le premier et le deuxième étage. On ne tient compte d'aucune dégradation de performance éventuelle liée au régime de fonctionnement dynamique entre les deux étages de compression dans ce cas ; on calcule la répartition barycentrique du temps de fonctionnement sur chaque étage comme suit :

$$CLF^{k=1}(T_i) = \frac{P_F^{k=2}(T_i) - P_B(T_i)}{P_F^{k=2}(T_i) - P_F^{k=1}(T_i)} \quad (1.5)$$

$$CLF^{k=2}(T_i) = \frac{P_B(T_i) - P_F^{k=1}(T_i)}{P_F^{k=2}(T_i) - P_F^{k=1}(T_i)} \quad (1.6)$$

Puis :

$$P_F(T_i) = CLF^{k=1}(T_i) \cdot P_F^{k=1}(T_i) + CLF^{k=2}(T_i) \cdot P_F^{k=2}(T_i) = P_B(T_i) \quad (1.7)$$

En appliquant ce barycentre à la puissance électrique, on obtient :

$$P_E(T_i) = CLF^{k=1}(T_i) \cdot P_E^{k=1}(T_i) + CLF^{k=2}(T_i) \cdot P_E^{k=2}(T_i) \quad (1.8)$$

Les deux termes de l'équation (1.1) sont donc connus, les performances saisonnières peuvent être calculées.

Enfin, si la charge est supérieure à la puissance frigorifique  $k=2$ , le climatiseur produit sa puissance frigorifique maximale et consomme sa puissance appelée maximale, pour la classe de température  $i$  considérée : les besoins ne sont que partiellement couverts.

## Analyse des hypothèses réalisées

### Prise en compte de la charge partielle des climatiseurs

- Tous les essais sont réalisés en conditions stationnaires, puis le fonctionnement à capacité partielle est assimilé au fonctionnement à charge partielle.
- La prise en compte du cyclage revient à supposer que la dégradation des performances à charge partielle en cyclage est une droite partant de l'efficacité nominale à pleine charge et décroissant avec le taux de charge avec un coefficient directeur de pente  $C_D$  constant.
- Les pertes par cyclage entre deux étages de compression ne sont pas prises en compte.
- Les variations de la puissance frigorifique et de la puissance électrique sont supposées linéaires en fonction de la température extérieure. Sur les équipements à deux étages de compression, deux essais à températures extérieures variables permettent de tracer les droites de puissance à pleine charge et à puissance réduite.

### Obtention du profil de charge

- Si l'approximation des besoins en hiver par une droite fonction de la température extérieure est courante, la même approche en climatisation est sujette à caution. Les charges de climatisation dépendent fortement de l'ensoleillement et des charges internes.
- Le dimensionnement en mode refroidissement est imposé pour tous les Etats-Unis.

## Analyse du calcul saisonnier de la norme ARI 550/590

### Domaine d'application, principe

La norme ARI 550/590 –1998, [ARI98] correspond en partie à notre domaine d'application. En effet, elle concerne des groupes de production d'eau glacée à puissance étagée mais elle ne prend pas en compte les matériels réversibles.

Son champ d'application couvre :

- l'ensemble des Etats-Unis,
- tous les bâtiments tertiaires pour une application en conditionnement d'air,
- l'ensemble des groupes de production d'eau glacée ayant au moins deux étages de puissance,
- l'ensemble des groupes à condensation à air, condensation à eau et évapocondensation.

L'approche choisie est de caractériser le fonctionnement à charge partielle de l'équipement par des essais à « capacité partielle ». Des coefficients A, B, C et D sont prédéterminés en utilisant la méthode « bin » modifiée pour l'ensemble du domaine d'application. Ils sont ensuite multipliés par les efficacités mesurées (équation 1.9) afin de déterminer le coefficient IPLV.

Des essais à puissance partielle et températures de condensation non nominales sont réalisés. Les taux de capacité partielle sont déterminés à partir de l'essai à pleine charge, à température de condensation nominale (noté plus loin Essai A) : la puissance frigorifique de chaque étage, sur la puissance frigorifique du groupe pour l'essai A, détermine le taux de capacité de chaque étage de réduction de puissance. Les essais réalisés doivent permettre, par interpolation si nécessaire, de retrouver les efficacités aux points exacts voulus (25%, 50%, 75% et 100%).

$$\text{IPLV} = A.EER_A + B.EER_B + C.EER_C + D.EER_D \quad (1.9)$$

### Conditions d'essais

Les points d'essai pour le calcul de l'IPLV sont les suivants (Tableau 1.2) :

Température extérieure (°C)		Taux de charge <sup>1</sup> (%)	Coefficients A, B, C, D
Température d'air à l'entrée du condenseur (BS <sup>2</sup> )	Température d'eau entrant au condenseur		
35	29,4	100	.01
26,7	23,9	75	.42
18,3	18,3	50	.45
12,8	18,3	25	.12

**Tableau 1.2 : conditions d'essais de l'IPLV, [ARI, 1998]**

**Conditions côté évaporateur :**

- Le débit est fixé à 0,043 l/s/kW (la puissance frigorifique en kW étant celle annoncée par le constructeur),
- Température de sortie d'eau à l'évaporateur : 6,7°C.

**Condensation sur l'eau :**

Un débit est imposé : 0.054 l/s/kW. Il est calculé également pour la puissance frigorifique annoncée aux conditions nominales. Les températures d'entrée d'eau au condenseur apparaissent dans le tableau 1.2. Ces températures sont les températures BH (bulbe humide) moyennes des classes de température définies par la méthode « bin », plus une approche<sup>3</sup> constante de 8°F (4,4°C). Ces conditions concernent un refroidissement par tour de refroidissement humide, ouverte ou fermée.

**Caractérisation des performances entre étages de puissance**

Comme les essais sont réalisés suivant les étages de puissance disponibles, alors que les performances doivent être déterminées à taux de charge fixés, une procédure d'interpolation permettant de définir les performances entre les étages de puissance disponibles est définie pour les GPEG à étagement discret.

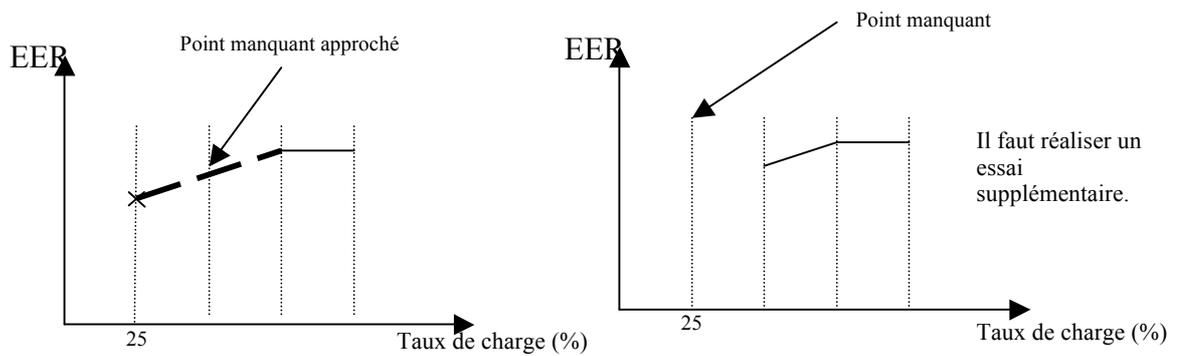
Si l'unité n'est pas capable de fournir un des taux de puissance prévus, deux cas se présentent :

a) soit elle est capable de fournir une puissance moins importante que celle demandée, auquel cas le point manquant est obtenu par **interpolation** de l'efficacité entre le point de taux de charge inférieur le plus proche et celui immédiatement supérieur (Figure 1.5a).

<sup>1</sup> Le taux de charge est ici le rapport de la puissance frigorifique d'un étage, déterminée pour une température d'entrée d'air ou d'eau au condenseur variable, à la puissance frigorifique nominale à pleine charge.

<sup>2</sup> BS : température bulbe sec.

<sup>3</sup> Différence entre la température de l'eau refroidie après passage dans la tour de refroidissement, et la température humide de l'air extérieur.



**Figures 1.5a (A droite) et b (A gauche) : Comment obtenir les points nécessaires au calcul de l'IPLV ? lorsque, le point d'essai demandé est a) compris entre deux étages de puissance frigorifiques, et b) inférieur au plus petit étage de puissance disponible**

b) Soit le point de mesure à 25% (ou 50%) correspond à une puissance frigorifique inférieure à ce que peut fournir le groupe (Figure 1.5b), et on réalise un essai supplémentaire

- sur l'étage de puissance minimale,
- pour la température de condensation correspondant à ce taux de charge minimum, suivant la courbe de condensation définie ci-dessus.

On applique ensuite un coefficient de perte de cyclage pour déterminer, à partir de l'efficacité obtenue lors de cet essai, l'efficacité pour ce taux de charge.

**Exemple :**

- Nous reprenons l'exemple de la norme en y rajoutant quelques hypothèses facilitant la compréhension.

Supposons que, après essai A (100%,  $T_{ex}=35^{\circ}C$ ), on détermine trois niveaux de puissance : 40%, 60% et 100%.

- On réalise donc deux essais supplémentaires.

Essai A1 : 60%,  $21.6^{\circ}C$  (condensation à air)

Essai A2 : 40%,  $16.1^{\circ}C$  (condensation à air)

- Pour obtenir l'efficacité à 50% : on fait la moyenne des efficacités A1 et A2, sans prendre en compte le fait que les températures de ces deux essais sont différentes.

On procède de la même façon (barycentre de l'efficacité par le taux de capacité) pour déterminer l'efficacité à 75% :

$$EER(75\%) = \left( \frac{75 - 60}{100 - 60} \right) \cdot EER(60\%) + \left( \frac{100 - 75}{100 - 60} \right) \cdot EER(100\%)$$

- Le groupe ne permet pas de déterminer l'efficacité au taux de charge de 25%. Le taux de charge accessible le plus faible est de 40%.

Lors de l'essai A, on obtient :

$$P_F (100\%, T_{ex}=35^{\circ}C)=341 \text{ kW}$$

$$P_E (100\%, T_{ex}=35^{\circ}C)=78 \text{ kW}$$

On réalise alors un essai supplémentaire, l'essai A3 :

- sur l'étage de puissance minimal accessible par le groupe : 40%,
- à température de condensation correspondant à un taux de charge de 25% soit  $12.8^{\circ}C$ .

On obtient pour l'essai A3 :

$$P_F(40\%, 12.8^\circ\text{C})=143 \text{ kW}$$

$$P_E(40\%, 12.8^\circ\text{C})=33.3 \text{ kW}$$

- On applique un coefficient de dégradation de cyclage à la performance obtenue sur l'essai A3 :

Le taux de charge vaut :

$$\tau = \frac{0.25}{\left(\frac{143}{341}\right)} = 0.6,$$

$$C_D = 1.13 - 0.13 \cdot \tau = 1.05$$

Les correspondances avec les notations de la norme ASHRAE 116 (Cf. équation 1.3) sont :

$$C_D \Leftrightarrow \text{PLF (ASHRAE 116)}$$

$$0.13 \Leftrightarrow C_D \text{ (ASHRAE 116)}$$

$$\text{EER}(25\%) = \frac{P_F(40\%, 12.8^\circ\text{C})}{(C_D \cdot P_E(40\%, 12.8^\circ\text{C}))} = 4.1$$

Nota : les chiffres utilisés n'ont pas d'autre but que d'illustrer la méthode.

#### **Analyse du calcul des efficacités à taux de charge réduit :**

- La définition du taux de charge est fondée sur l'essai A. Il s'agit du rapport de la puissance frigorifique d'un étage de puissance à température d'entrée d'air ou d'eau au condenseur variable par étage sur la puissance frigorifique du groupe à température nominale A.
- Dans le cas où l'on interpole les efficacités, les températures de condensation sont différentes suivant les taux de charge. Pour calculer le barycentre, on pondère par les puissances mais on ne tient pas compte de la variation de la température de condensation ; cette procédure est appliquée afin de diminuer le nombre de points d'essais.
- Pour l'essai supplémentaire, la formule de cyclage est la même (aux notations près) que celle utilisée dans la norme ASHRAE 116. La valeur de  $C_D$  est fixée sans justification à 0.13. Cette dégradation en cyclage pénalise les groupes n'ayant pas d'étage de puissance permettant d'atteindre 25% de taux de charge, et ce d'autant plus que leur plus petit étage de puissance est de taux de charge important.
- Il n'y a pas ni formule approchée, ni point d'essai permettant de mesurer un coefficient de dégradation pour le cyclage des groupes entre 0 et 25%.

#### **Définition des courbes de charge**

Nous sommes dans le cadre d'application de la méthode « bin ». Cependant, des hypothèses supplémentaires sont réalisées pour modifier la courbe de charge, qui devient une droite par morceaux. Une méthode de réduction est pré-appliquée afin de déterminer les coefficients de pondération A, B, C, D. Ces coefficients représentent la part d'énergie frigorifique produite à chaque étage de puissance 25, 50, 75 et 100%.

- Bâtiment

Un bâtiment type a été déterminé. Il représente un bâtiment moyen pour les 29 villes choisies<sup>1</sup> comme représentatives des lieux d'installation des groupes de production d'eau glacée aux Etats-Unis.

4 groupes de bâtiments sont identifiés suivant l'occupation et la possibilité de réaliser du free-cooling :

- Groupe 1, occupation 24 h / j : 7 j / semaine, refroidissement au-dessus de  $-17.2^\circ\text{C}$ ,

<sup>1</sup> Selon [ARI98], ces villes concentrent 80% des ventes de groupes de production d'eau glacée aux Etats-Unis.

- Groupe 2, occupation 24 h / j : 7 j / semaine, refroidissement au-dessus de 12.8 °C, free-cooling de -17,2 à 12,8°C.
- Groupe 3, occupation 12 h / j : 5j / semaine, refroidissement au-dessus de -17.2 °C,
- Groupe 4, occupation 12 h / j : 5j / semaine, refroidissement au-dessus de 12.8 °C, free-cooling de -17.2 à 12.8 °C.

- Climat

Le climat utilisé pour la méthode « bin » est un climat moyen pour les 29 villes retenues. La méthode utilisée pour pondérer les données climatologiques n'est pas précisée. Le résultat de cette « moyenne » est une courbe d'occurrence des températures extérieures sèches (condensation à air), et humides (en ajoutant une approche de 8 °F, condensation à eau) par classe de 5 °F (2.8 °C), entre 0 et 100 °F. On rappelle que la température d'une classe est la température médiane de cette classe.

Rien n'est précisé quand au traitement des données d'ensoleillement.

- Calcul des charges

A priori, mais le détail du calcul n'est pas explicité, un calcul de charge suivant la méthode « bin » modifiée a dû être réalisé pour le climat type et le bâtiment type, ainsi que le scénario d'occupation choisi.

Les charges internes sont moyennées sur la période d'occupation suivant la « bin method » modifiée [Knebel, 1983]. Elles représentent 38 % des charges totales de refroidissement au dessus de 55°F (12.8 °C). La courbe de charge passe ensuite par le point (20% de charge, Tex=0 °F). La température de dimensionnement étant 95 °F (35 °C), la classe des températures supérieures à 95 °F correspond à 100% de charge.

Pour les groupes 1 et 3, la charge vaut 20 % de la charge maximale à -17.2 °C. Pour les groupes 2 et 4, la charge est nulle en-dessous de 12,8 °C. L'importance de ces différents groupes est déterminée en pourcentage. La courbe de charge du groupe 1 est présentée ci-dessous (Figure 1.6).

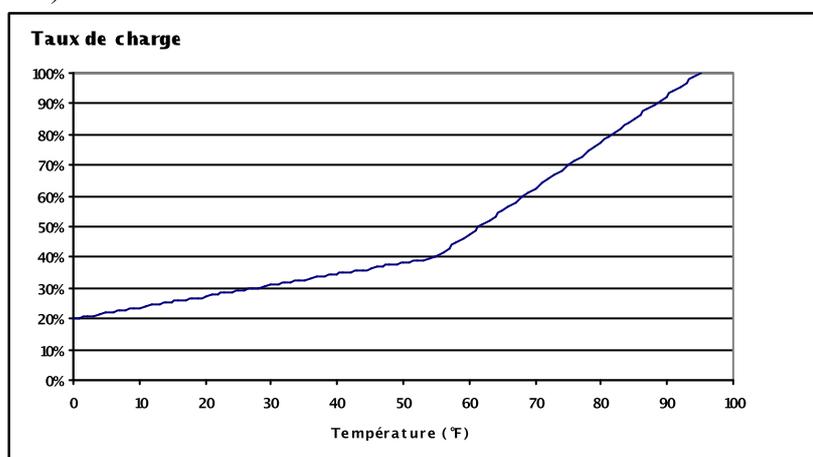


Figure 1.6 : Charge totale de fonctionnement du groupe de production d'eau glacée en fonction de la température extérieure, groupe 1, [ARI, 1998].

### Calcul des coefficients A, B, C, D et des températures correspondantes

Ce calcul est détaillé Partie 4, § 1.

### Analyse des hypothèses de la méthode

- Le climat utilisé pour la méthode « bin » est un climat moyen pour les 29 villes retenues. Il n'est pas précisé comment est réalisée cette concaténation. Etant donné qu'il sert à compter l'énergie dépensée pour une température extérieure donnée, on

aurait pu, par exemple, pondérer ces climats en fonction des consommations de groupes de production d'eau glacée par ville.

- Pour étudier le cas de la condensation à eau, on réalise toute l'étude en température bulbe sec. Puis, une fois les températures sèches déterminées, on se reporte à la température bulbe humide moyenne par classe de température sèche. Cette approche amène forcément des distorsions importantes dans l'évaluation des températures humides d'après [Hariman, 1997], puisque les évolutions des températures d'air sec et de bulbe humide ne sont pas complètement corrélées.
- Dans le cas où le groupe ne possède pas les étages 25, 50, 75 et 100%, l'efficacité à capacité partielle est obtenue par interpolation des efficacités entre deux étages de puissance successifs, et à température de condensation différentes. Cette méthode fausse le calcul mais évite de réaliser un point d'essai supplémentaire.
- Le cyclage n'est pas pris en compte. Son impact est moindre que pour les climatiseurs mono-compresseur puisqu'il ne concerne que le fonctionnement à très faible charge. Même s'il est relativement fréquent (12% de l'énergie frigorifique est fournie à puissance inférieure suivant cette norme), il ne concerne que les puissances inférieures à la puissance frigorifique du plus petit étage de compression. Cependant : le fonctionnement en cyclage correspond généralement à une puissance frigorifique augmentée par la faible température de condensation et les pertes en cyclage augmentent donc aussi.
- Un coefficient de cyclage est adopté comme pénalité pour les groupes ne pouvant fonctionner à 25%. La norme n'offre pas la possibilité de réaliser un essai en cyclage.
- Il a été mis en évidence [Colomines, 2001] que les GPEG à condensation à air pouvaient faire varier leur débit d'air au condenseur à basse température d'entrée d'air. Il n'y pas d'informations disponibles à ce sujet.

## Conclusion

Nous avons vu que la norme [ARI, 1998] incluait notre domaine d'application, la détermination des performances saisonnières des GPEG. La question qui se pose est la suivante, peut-on adapter directement la norme américaine [ARI, 1998] à l'Europe ?

1) En conservant la méthode de calcul, les coefficients de pondération A, B, C et D ainsi que les températures de condensation.

Il apparaît cependant que les températures et les courbes de charge utilisées ne sont pas représentatives des climats européens. Cette même remarque a conduit [Aicarr, 2001] à proposer de conserver la méthode mais en modifiant les coefficients de température et de pondération afin de mieux traduire le climat européen.

2) En conservant la méthodologie mais en adaptant les coefficients et les températures.

Un certain nombre d'hypothèses réalisées semblent pouvoir être améliorées :

- L'utilisation de courbes de charge simplifiées sous forme de droite rend difficile la prise en compte de différents systèmes ou bâtiments climatisés. On se condamnerait donc à une représentation très réduite des conditions possibles d'installation des GPEG.
- Dans les deux cas par contre, le fonctionnement en cyclage est représenté par une dégradation linéaire de l'efficacité avec le taux de charge. Cette représentation ne correspond pas aux observations expérimentales plus récentes de [Anglesio, 2001].
- Les performances à charge partielle et à capacité partielle sont identiques : le fonctionnement à charge partielle n'induit pas de dégradation particulière et peut être représenté par une pondération des efficacités entre deux étages de puissance. La traduction de la performance des GPEG diffère de celle proposée par la norme ASHRAE 116 – 95. Les performances sont calculées en rapport au taux de charge du point de dimensionnement. Pour diminuer le nombre de points d'essais, une interpolation de calcul d'efficacité est réalisée à températures différentes pour deux étages de puissance distincts

En conclusion, les résolutions suivantes sont adoptées afin d'améliorer la prise en compte des bâtiments et des systèmes de climatisation et de vérifier les hypothèses réalisés sur les GPEG ainsi que la faisabilité expérimentale des essais à capacité partielle :

- Utilisation d'un outil de simulation dynamique pour déterminer des courbes de charge de climatisation intégrant les effets inertiels et de décalage entre température et ensoleillement afin de traduire les conditions de divers climats et divers systèmes.
- Expérimentation de plusieurs GPEG à capacité partielle représentant les différentes technologies disponibles dans les conditions définies par l'ARI afin d'explorer les problèmes expérimentaux que l'on pourrait rencontrer en essayant d'adopter un tel standard.
- Exploration des performances des GPEG sur un domaine de fonctionnement plus large, à température d'entrée d'air réduite.
- Définir l'impact potentiel du fonctionnement en régime dynamique sur les performances, en cyclage, et lors d'un fonctionnement entre deux étages de puissance.

Ces propositions sont mises en œuvre dans les Parties 2, 3 et 4.

La partie 2 rend compte des essais réalisés en conditions stationnaires pour l'ensemble des GPEG testés. Elle permet de s'intéresser à l'évolution des performances à puissance réduite et à température d'entrée d'air variable et d'établir des modèles simplifiés traduisant les performances des étages de puissance en fonction de la température extérieure.

La partie 3 approfondit l'impact énergétique du régime dynamique des GPEG sur les performances saisonnières.

La partie 4, à partir des courbes de charges horaires issues des simulations, définit une méthode de réduction des courbes de charge basée sur la méthode ARI. Les performances saisonnières des GPEG sont analysées et un index final, intégrant les modifications effectuées, est proposé.

## Partie 2 - Performances en conditions stabilisées -

L'objet de cette partie est de caractériser les performances stationnaires des états discrets des GPEG pour des quadruplets des débits et températures des sources donnés, à pleine puissance et à capacité partielle.

L'offre en GPEG sur le marché européen de la climatisation centralisée apparaît relativement restreinte, tant du point de vue des frigorigènes que des technologies des composants constitutifs du cycle. La revue technologique permet de mettre en exergue l'efficacité des moyens utilisés pour effectuer la réduction de puissance ainsi que de poser les bases théoriques nécessaires à l'interprétation de l'évolution des performances des cycles à compression de vapeur à températures et débits variés, pour une technologie donnée.

En fonctionnement usuel, les performances saisonnières des GPEG ne dépendent que de peu de paramètres : variation de la température d'air ou d'eau sur l'échangeur externe, variation éventuelle du débit d'air de l'échangeur avec l'air extérieur pour des GPEG à condensation à air, et variation de la charge thermique.

L'analyse détaillée de résultats d'essais sur le GPEG n°7 permet d'expliquer les variations de performances à capacité partielle. L'exploration des performances à température d'entrée d'air réduite pour les GPEG n°5 et n°7 met en évidence la dégradation importante et inutile des performances à capacité partielle qui résulte de l'adoption de la régulation classique de la pression de condensation.

Pour un ensemble de 5 GPEG à condensation à air et 4 GPEG à condensation à eau, des points d'essais réalisés dans les conditions de la norme [ARI, 1998] sont interprétés par l'utilisation d'un modèle simple. Ce modèle permet de séparer l'évolution des performances à température d'entrée du fluide caloporteur au condenseur variable et à puissance réduite. Si l'évolution des performances avec la température d'entrée d'air ou d'eau sont relativement similaires, elles sont au contraire très sensibles aux techniques de réduction de puissance utilisées. De plus, des anomalies de conception sont mises en évidence.

*NOTA : les résultats d'essais présentés pour les GPEG n°5 et 7 ont été obtenus au Laboratoire de thermodynamique d'EDF R&D, le « Climatron », situé sur le site des Renardières, sur des équipements mis à disposition par des membres d'Eurovent. Pour les autres GPEG, les résultats sont issus de la campagne expérimentale réalisée par Eurovent, dans le cadre de la coopération pour l'élaboration d'une norme de performances saisonnières [EECCAC, 2002].*

<b>PARTIE 2 - PERFORMANCES EN CONDITIONS STABILISEES</b> .....	<b>27</b>
<b>2.1 CARACTERISATION TECHNOLOGIQUE DES GPEG EUROPEENS</b> .....	<b>29</b>
2.1.1 FRIGORIGENES .....	29
2.1.2 COMPRESSEURS .....	31
2.1.3 ECHANGEURS .....	40
2.1.4 DETENDEURS.....	42
<b>2.2 IMPACT DES VARIATIONS DES CONDITIONS D'OPERATION</b> .....	<b>44</b>
2.2.1 BANC D'ESSAIS.....	44
2.2.2 PERFORMANCES A PUISSANCE REDUITE.....	47
2.2.3 VARIATION DES PERFORMANCES A TEMPERATURE D'ENTREE D'AIR VARIABLE.....	56
<b>2.3 BASE DE DONNEES EXPERIMENTALES</b> .....	<b>64</b>
2.3.1 INCERTITUDES EXPERIMENTALES .....	65
2.3.2 DONNEES ETENDUES DISPONIBLES .....	67
2.3.3 MODELISATION SIMPLIFIEE DES PERFORMANCES PAR ETAGE DES GPEG.....	67
2.3.4 PERFORMANCES A TEMPERATURE D'AIR OU D'EAU VARIABLE AU CONDENSEUR.....	72
2.3.5 PERFORMANCES A CAPACITE PARTIELLE.....	73
<b>CONCLUSION</b> .....	<b>78</b>

## **Caractérisation technologique des GPEG européens**

Le marché européen des GPEG et PAC (pompe à chaleur) réversible eau / eau ou air / eau est aujourd'hui largement dominé par quelques constructeurs seulement. Cependant, contrairement au cas des climatiseurs air / air de faible puissance, essentiellement d'importation, les GPEG à puissance étagée (typiquement de puissance frigorifique supérieure à 50 kW) destinés au marché européen sont majoritairement assemblés en Europe, et ce quelle que soit l'origine du constructeur.

La faible diversité de l'offre donne un marché relativement homogène, les constructeurs utilisant généralement les mêmes équipements (type d'échangeur, type de compresseur) par gamme de puissance.

De plus, la majorité de ces constructeurs sont principalement des assembleurs, les chaînes de production se limitant souvent à des chaînes de montage. Quelques constructeurs gardent quelquefois une compétence particulière sur les échangeurs ou les compresseurs. Cette structure particulière du marché a amené la prédominance d'un très faible nombre de fournisseurs européens, ceci est d'autant plus vrai pour les gammes à compresseur scroll (puissance frigorifique nominale inférieure à 250 kW) pour lesquelles les GPEG proposés sont souvent l'assemblage des mêmes composants.

## **Frigorigènes**

### **L'offre**

Ce qui est vrai pour l'offre en composants l'est aussi pour l'offre en fluides frigorigènes. Ainsi, pour la climatisation centralisée, deux fluides frigorigènes dominent actuellement le marché des frigorigènes : le R407C, mélange zéotrope de HFC et le R134a, autre HFC. Certains constructeurs commencent à proposer des GPEG fonctionnant au R410A, un autre mélange de HFC, en remplacement du R407C.

La cause de cette offre restreinte provient en premier lieu du nombre important de critères que doit satisfaire le frigorigène, composant primaire de tout système à compression de vapeurs [Duminil, 1996] :

- thermodynamiques,
- de sécurité, pour l'application climatique, son éventuelle toxicité et son inflammabilité,
- d'action sur l'environnement :
  - leur pouvoir de destruction de l'ozone stratosphérique [Montreal Protocol, 1987],
  - leur pouvoir de réchauffement climatique [Kyoto Protocol, 1997],
- techniques : le frigorigène doit rester passif vis-à-vis des métaux et des polymères et plastiques composants les joints d'étanchéité du système,
- économiques : son prix, sa disponibilité, ainsi que le prix des modifications du système que son emploi implique.

Avec les restrictions environnementales, les CFC et les HCFC ont été progressivement remplacés par les HFC, qui ont un pouvoir de destruction de l'ozone stratosphérique négligeable. Le R22, HCFC le plus répandu pour les GPEG sera interdit définitivement en juillet 2004 en France, pour les « installations fixes de climatisation » [@ENV]. Les propriétés thermodynamiques très favorables du R22 ont contribué à la réduction de l'offre en frigorigène pour les GPEG, puisque ce dernier permettait à lui seul de satisfaire au besoin des fortes et faibles puissances [Calm, 2002].

Si aujourd'hui les HFC sont majoritairement utilisés pour les GPEG en Europe, il est à noter qu'étant donné leur faible mais non négligeable pouvoir de réchauffement atmosphérique, ils font partie des gaz cibles du protocole de Kyoto. Le R134a est en voie d'interdiction pour la climatisation automobile, de par les fuites importantes et nombreuses charges nécessaires sur un cycle de vie. En climatisation fixe, des efforts importants ont été réalisés sur la détection des fuites, l'étanchéité des circuits et le recyclage des fluides en fin de vie.

Le pouvoir de réchauffement (TEWI) des fluides frigorigènes prenant en compte les émissions directes et indirectes peut s'écrire sous la forme [Vrinat, 2001] :

$$\text{TEWI} = [(GWP \cdot m) + (E \cdot b)] \cdot n \quad (1)$$

TEWI : kg de CO<sub>2</sub> émis sur la durée de vie de l'équipement.  
GWP : Potentiel de réchauffement climatique ou *Global Warming Potential* (kg de CO<sub>2</sub>/kg de fluide)  
m : masse de fluide émise annuellement dans l'atmosphère (kg/an)  
E : consommation annuelle d'électricité (kWh)  
b : émissions de CO<sub>2</sub> par kWh d'électricité (kg de CO<sub>2</sub>/kWh)  
n : durée de vie de l'installation (en années).

Pour un groupe fonctionnant au R407C, en retenant les hypothèses suivantes, relativement favorables aux émissions directes :

- Taux d'émission moyen de kg de CO<sub>2</sub> par kWh consommé : 0.44 (Europe des 15)
- GWP à 100 ans du R407C : 1530 kg de CO<sub>2</sub>/kg de fluide
- Taux de fuite annuel : 5 % de la charge en fluide (hypothèse haute)
- Consommation électrique moyenne annuelle 15 ans : 20 kWh/m<sup>2</sup>
- Dimensionnement du système : 100 W / m<sup>2</sup>
- Charge unitaire : environ 1 kg / 3 kW de puissance unitaire

Le TEWI indirect est environ 30 fois supérieur au TEWI direct. Il apparaît donc que la principale contribution des GPEG et PAC à l'effet de serre provient du CO<sub>2</sub> inhérent à la consommation d'électricité.

Si les HFC finissent quand même par être interdits, des frigorigènes de remplacement existent, tels le CO<sub>2</sub>, plutôt pour les applications pompe à chaleur que climatisation et les hydrocarbures. Ces derniers présentent toutefois l'énorme désavantage d'être extrêmement inflammables et sont pour l'instant bannis de l'offre par la réglementation, du moins en France. Il est envisageable pourtant de les tolérer sous la forme de mélanges avec des HFC ; cette méthode permet à la fois de réduire l'inflammabilité du frigorigène et d'optimiser ses performances [Payne, 1998]. Pour le froid industriel, le R717 (ammoniac) règne sans partage pour ses excellentes qualités thermodynamiques. Son application pour la climatisation est toutefois compromise, de par sa réactivité avec le cuivre et la nécessité de refroidissement des vapeurs lors de la compression suite à la surchauffe importante.

### Propriétés thermodynamiques

Puisque la part d'émissions de gaz à effet de serre la plus importante provient des émissions indirectes pour la climatisation fixe, une fois l'ensemble des autres critères satisfaits, l'efficacité énergétique conditionne le développement d'un frigorigène particulier. On retient six critères permettant de choisir un fluide par ses propriétés thermodynamiques.

Critère n°1 – La pression d'évaporation doit rester supérieure à la pression atmosphérique pour éviter l'aspiration d'air dans le circuit.

Critère n°2 - La température de condensation doit rester inférieure à la température critique pour un rendement optimum ; en effet, cette condition permet de tirer parti des coefficients d'échange plus importants en condensation et d'éviter les éventuels problèmes technologiques liés aux conditions supercritiques.

Critère n°3 - Les technologies aujourd'hui disponibles (issues de la génération R22) pour les GPEG correspondent à une pression maximale de condensation de l'ordre de 25 bar ; d'un point de vue efficacité énergétique, c'est essentiellement le taux de compression, rapport de la haute pression sur la basse pression, qui détermine la consommation du compresseur, dans la limite de températures d'aspiration et de refoulement raisonnables.

Critère n°4 - La surchauffe des vapeurs au cours de la compression doit être aussi faible que possible mais pas négative au risque que du liquide n'apparaisse au cours de la compression.

Critère n°5 - Le glissement de température au cours de la condensation est un avantage pour la conception des échangeurs ; des centrales thermiques utilisent d'ailleurs

cette propriétés des mélanges de fluide pour réduire les pertes exergetiques des échangeurs des chaudières [Gicquel, 2001]. Le problème pour les cycles à compression de vapeur intervient au détendeur : la conception du GPEG doit assurer que toutes les vapeurs sont condensées en amont du détendeur pour assurer une régulation correcte du cycle.

Critère n°6 - La production frigorifique volumétrique (rapport de la puissance frigorifique au débit volumique à l'aspiration) doit être la plus élevée possible. Cette grandeur calculée dépend à la fois de la masse volumique à l'aspiration, de la chaleur latente de vaporisation ainsi que du titre en entrée de l'évaporateur. Ce dernier dépend de la forme de la courbe de saturation et de sa position (conditionnée par la température critique du frigorigène) par rapport aux pressions du point de fonctionnement dont on étudie les performances.

## Compresseurs

### Technologie

Les compresseurs utilisés pour les GPEG et PACR d'application conditionnement d'air appartiennent aux deux technologies suivantes :

- moto compresseurs hermétiques non accessibles, enclos dans une enceinte étanche non démontable, directement couplés à un moteur électrique refroidi par le frigorigène, utilisés pour de petites puissances,
- moto compresseurs hermétiques accessibles ou "semi-hermétiques" semblables aux précédents mais enfermés dans un carter qui comporte des parties démontables et utilisées pour les moyennes puissances.

Suivant [Saba, 2000], sur un total de 698 modèles différents de groupes de production d'eau glacée inclus dans le catalogue Eurovent<sup>1</sup> (catalogue 2000), on connaît le type de compresseur pour 304 modèles.

On distingue les trois principaux types suivants de compresseurs volumétriques :

- spiro-orbital : hermétique,
- compresseur à vis, type monovis ou bivis : semi-hermétique,
- compresseur à piston : hermétique ou semi-hermétique.

Type	Nombre	%
Scroll	202	66.5
Vis	50	16.5
Piston	52	17.0
<b>Total</b>	<b>304</b>	<b>100</b>

**Tableau 2.1: Différents types de compresseurs utilisés pour les GPEG certifiés Eurovent (2000), ventes de groupes de production d'eau glacée, [Saba, 2000]**

Pour les GPEG à compresseur volumétrique, aucune réalisation avec variateur de la vitesse de rotation du compresseur n'est disponible en Europe.

### Courbes caractéristiques des moto-compresseurs

La norme [CEN, 1999] définit la représentation des données de performance pour les compresseurs. Le débit massique, la puissance électrique et la puissance thermique délivrées sont exprimées en fonction d'une forme quadratique de la température de condensation et de la température d'évaporation pour une surchauffe et un sous-refroidissement donnés (respectivement 10K et 0K), ce qui fixe les conditions de température et de pression pour l'ensemble du cycle.

L'impact des variations de la surchauffe à pressions constantes n'est donc pas connu. L'expression des puissances telle que proposée par les constructeurs facilite l'utilisation des données fournies par les fabricants de cycles à compression de vapeur. Ces données ne sont par contre pas publiées à puissance réduite.

Afin d'étudier les performances des compresseurs indépendamment des performances des cycles, il est plus aisé de repartir de la définition thermodynamique de la compression. Elle

<sup>1</sup> Les groupes de production d'eau glacée à compresseur centrifuge ne font pas partie de la certification Eurovent.

permet d'éviter les problèmes de référence liés au sous-refroidissement fixé, nécessaire pour définir la puissance frigorifique.

On définit les compressions réelles en rapport à des compressions idéales. Pour les compresseurs volumétriques non refroidis, c'est-à-dire quasiment toujours pour les GPEG destinés à la climatisation centralisée, on utilise comme référence la compression isentropique [Lallemand, 2003].

On définit trois rendements distincts. Le rendement moteur ou électrique permet de caractériser les pertes de transmission ; c'est le rapport entre la puissance fournie au volume de fluide lors de la compression et la puissance électrique absorbée par le moteur, équation (2.1).

$$R_m = \frac{W}{P_e} \tag{2.1}$$

avec

$$W = D_m \cdot \Delta H$$

Le rendement volumétrique mesure le rapport entre le débit volumique réellement fourni par le compresseur et le débit volumique théorique balayé  $V_b$ , produit du volume de cylindrée  $V_c$  par le nombre de tours par unité de temps,  $N$ , équation (2.2).

$$R_v = \frac{D_v}{V_b} = \frac{D_v}{V_c \cdot N} \tag{2.2}$$

On mesure l'écart entre la compression réelle et la compression isentropique (adiabatique réversible) en définissant le rendement isentropique, équation (2.3) :

$$R_{is} = \frac{D_m \cdot \Delta H_{is}}{W} = \frac{H(T_{is}, P_{ref}) - H_{asp}}{H(T_{ref}, P_{ref}) - H_{asp}} \tag{2.3}$$

Le rendement moteur à couple nominal dépend de la gamme de puissance du moteur. Généralement, plus le moteur est puissant, meilleur est son rendement nominal. Il est également intéressant de noter que l'hypothèse généralement retenue de rendement moteur constant n'est pas celle observée sur ces courbes issues de l'industrie américaine (Figure 2.1). Ceci justifie l'utilisation, en pratique, du rendement de compression qui intègre à la fois l'efficacité moteur et le rendement isentropique [ASFH, 1996]. Ce rendement, par la suite utilisé, est noté  $R_c$ .

Pour la compression d'un gaz réel, avec un compresseur réel, on caractérise généralement les rendements volumétrique et de compression. Les rendements volumétrique et de compression sont corrélés en fonction du taux de compression. Cette approche revient à supposer que le taux de compression seul suffit à définir les caractéristiques du compresseur.

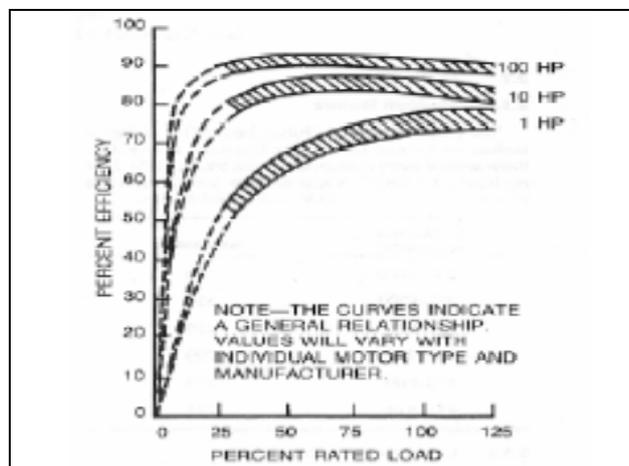


Figure 2.1 : Efficacité électrique en fonction de la charge imposée pour les moteurs triphasés et trois ordres de grandeur de puissance électrique nominale, d'après [Little, 1999] - 1 HP = 735 W.

## Compresseur à pistons

### Evolution des rendements à pleine charge

Le compresseur à pistons possèdent un clapet à l'aspiration et au refoulement. A l'aspiration, le clapet reste en position ouverte tant que la pression dans la chambre est inférieure à la pression d'aspiration. Le clapet de refoulement ne s'ouvre qu'une fois la pression dans la chambre égale à la pression de condensation. A ce moment, la fin de course du piston balaye le gaz vers la haute pression. La présence de ces valves permet au compresseur de s'adapter aux pressions d'évaporation et de condensation.

Les courbes de rendement volumétrique et isentropique (sans prise en compte du rendement moteur) théoriques des compresseurs à pistons sont représentées respectivement Figures 2.2 et 2.3. [Conan, 1988] donne également la variation du rendement volumétrique avec la vitesse de rotation à taux de compression fixé, Figure 2.4.

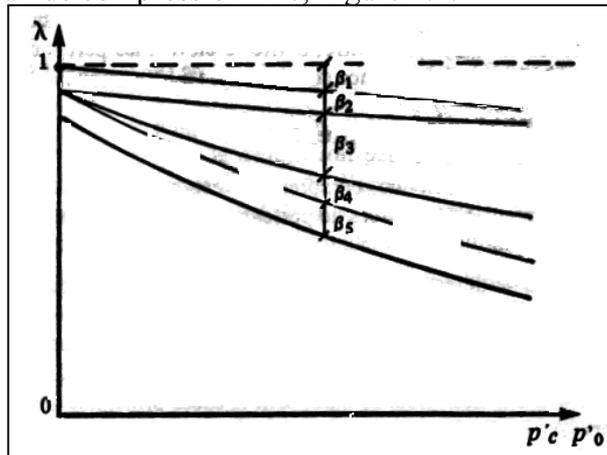


Figure 2.2 : Rendement volumétrique ( $\lambda=R_{vol}$ ) en fonction du taux de compression à vitesse de rotation fixée, d'après [Conan, 1988].

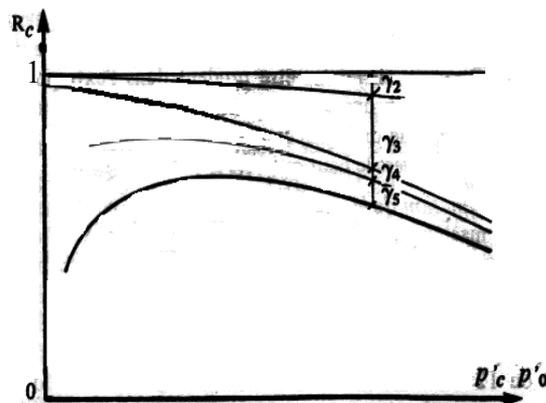


Figure 2.3 : Rendement de compression en fonction du taux de compression à vitesse de rotation fixée, d'après [Conan, 1988].

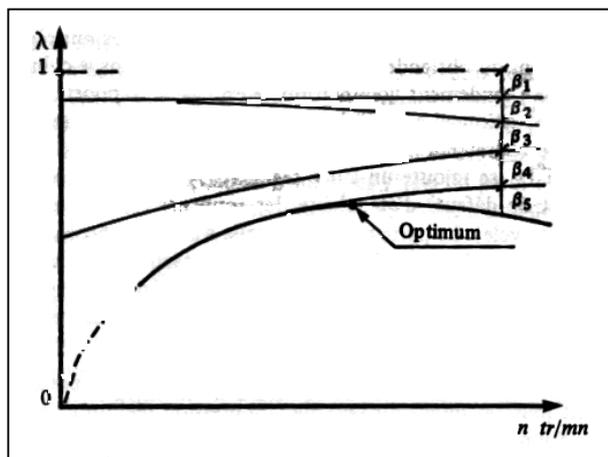


Figure 2.4 : Rendement volumétrique en fonction de la vitesse de rotation à taux de compression fixé, d'après [Conan, 1988].

[Conan, 1988] recense 5 types de pertes qui expliquent l'évolution des rendements avec le taux de compression :

- (1)<sup>1</sup> les pertes dues à la détente de l'espace mort ; leur impact sur le rendement volumétrique croît avec le taux de compression ; elles n'ont pas d'impact sur le rendement de compression ;
- (2) les pertes sur le trajet interne à l'aller et au retour entre l'admission ou le refoulement et le cylindre,
- (3) les échanges de chaleur par la paroi de la chambre de compression qui dégradent largement les rendements quand le taux de compression augmente,
- (4) les pertes dues aux défauts d'étanchéité des segments et clapets,
- (5) les pertes de charge à l'aspiration et au refoulement ; leur impact sur le rendement volumétrique est quasi constant ; leur importance pour la dégradation du rendement de compression augmente à faibles taux de compression. Elles sont respectivement de l'ordre de 0.5 bar [Popovic, 1995] et comprises suivant [Hiller, 1976] et [Winandy, 2002] entre 0.7 et 3 bar.

On peut noter l'existence d'un maximum de rendement volumétrique en fonction de la vitesse de rotation (Figure 2.4). Cependant, pour les compresseurs hermétiques ou semi-hermétiques sans variateur de vitesse, la vitesse de rotation est fixée par la fréquence de 50 Hz, c'est-à-dire, 3000 tr / min, sans que l'on sache la position de cette vitesse par rapport à l'optimum. Ce point dépend de la décision du compressoriste<sup>2</sup>.

### Evolution des rendements en réduction de puissance

Pour un compresseur à quatre cylindres et deux étages de compression, l'adaptation de puissance utilise un des deux moyens suivants [Duminil, 1996] :

- seuls deux pistons compriment le frigorigène, les clapets des deux autres cylindres restant ouverts ; le fluide qui passe dans les cylindres en position ouverte est pompé et refoulé vers l'aspiration ; ceci induit des pertes mécaniques par pompage,
- seuls deux pistons compriment le frigorigène, les clapets des deux autres sont fermés ; ceci induit une réduction de couple et un échauffement des pistons qui ne compriment pas le fluide.

[Bourdouxhe, 1993] suppose que ce mode de fonctionnement induit une consommation électrique supplémentaire correspondant à un pompage de fluide non utilisé, ce qui correspond à la première des deux technologies.

<sup>1</sup> Les indices (i) font référence aux figures 2.2 à 2.4.

<sup>2</sup> Le premier critère de vente d'un compresseur étant sa puissance pour un jeu de conditions normatives données, il est probable que le point de fonctionnement soit situé à droite de l'optimum : pour un compresseur donné, plus de puissance est alors disponible.

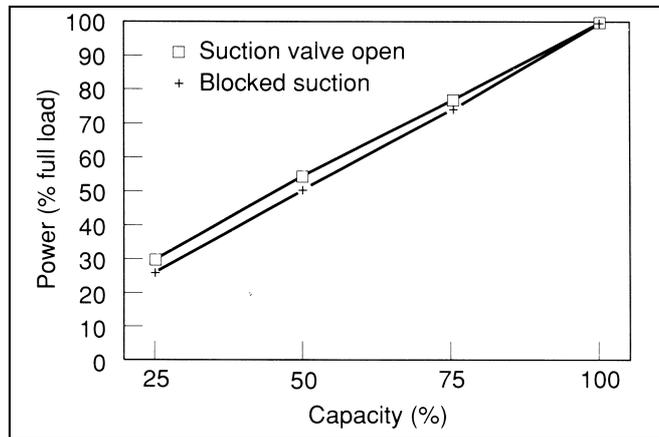


Figure 2.5 : Evolution des puissances frigorifiques et thermiques lors d'une réduction de puissance pour le R22, clapets à l'aspiration ouverts ou fermés, d'après [BRE, 1994].

La réduction de puissance clapets ouverts est moins efficace qu'avec les clapets fermés selon [BRE, 1994] (Figure 2.5). L'efficacité en réduction de puissance clapets fermés est sensiblement constante. L'augmentation des rendements moteurs à couple réduit (Figure 2.1) dans cette gamme de puissance semble compenser la dégradation des performances liées à l'échauffement.

### Compresseur à vis (screw)

On distingue deux technologies de compresseurs à vis, birotor (bivis) et monorotor (monovis). Dans les deux cas, il y a injection directe d'huile dans la chambre de compression ce qui permet d'assurer un fort taux de compression à température de refoulement raisonnable.

### Evolution des rendements à pleine charge

L'aspiration correspond à l'emprisonnement entre un lobe mâle et un lobe femelle (ou entre un lobe et la paroi pour un compresseur mono-rotor) d'un certain volume de gaz :  $v_1$ . Au fur et à mesure que les deux rotors tournent le gaz est comprimé. La compression s'arrête quand la poche de gaz commence à s'ouvrir sur le réservoir de décharge. A cet instant, le volume de gaz de décharge est  $v_2$ .

Le rapport  $v_i = \frac{V_1}{V_2}$  définit le volume interne du compresseur à vis. Contrairement au

compresseur alternatif à piston, la compression se fait ici de manière continue. Le gaz entre continuellement dans la chambre de compression pendant qu'une partie en sort. Ainsi, théoriquement, un modèle de compression polytropique permet de caractériser cette compression. Sous cette hypothèse, le volume interne du compresseur peut être relié directement à un taux de compression optimal pour un gaz parfait [Bourdouxhe, 1993].

Pour un état donné du fluide à l'entrée, le  $v_i$  définit une pression de sortie. Il existe donc pour chaque état initial une pression de sortie de construction. Si la pression de condensation diffère de la pression de sortie de construction pour le point d'entrée donné, il y a dans ce cas une perte liée à l'adaptation de la pression de refoulement à la pression de condensation en sortie du compresseur [Pillis, 1985] :

- si la pression de sortie est supérieure à la pression de condensation ( $v_i$  trop important), il se détend au travers de l'orifice de refoulement,
- si la pression de sortie est inférieure à la pression de condensation ( $v_i$  trop faible), le fluide frigorigène en fin de compression est mis en contact avec une pression de frigorigène supérieure. Le compresseur doit alors chasser le volume restant avec une pression supérieure, exigeant un travail plus important.

Ainsi dans sa configuration de base et contrairement au compresseur alternatif à piston, le compresseur à vis ne s'adapte pas à l'évolution des pressions d'aspiration et de condensation. Un régime non-nominal induit donc une perte énergétique relative plus importante que dans le cas d'un compresseur à piston.

Les rendements sont aussi affectés par les défauts d'étanchéité au contact des deux vis. Et si ces compresseurs sont moins sensibles aux coups de liquide que les compresseurs à piston, une utilisation prolongée avec du liquide risque de lessiver l'huile qui assure le contact entre les lobes et donc d'endommager le compresseur. La lubrification est donc un des points clef pour les compresseurs à vis.

En revanche, en comparaison des compresseurs volumétriques à piston, le rendement maximal isentropique est supérieur suite à l'absence des clapets au refoulement et à l'aspiration ce qui diminue les pertes de charge, et à la continuité de la compression. Le rendement volumétrique est accru grâce à la disparition du volume mort (Figure 7).

Pour pallier le manque d'adaptation du compresseur à vis, on peut installer en butée (entrée de la chambre) un deuxième coulisseau (Figure 2.6,  $V_i$  adaptatif). A pleine charge, les deux coulisseaux bougent ensemble pour adapter le  $V_i$ .

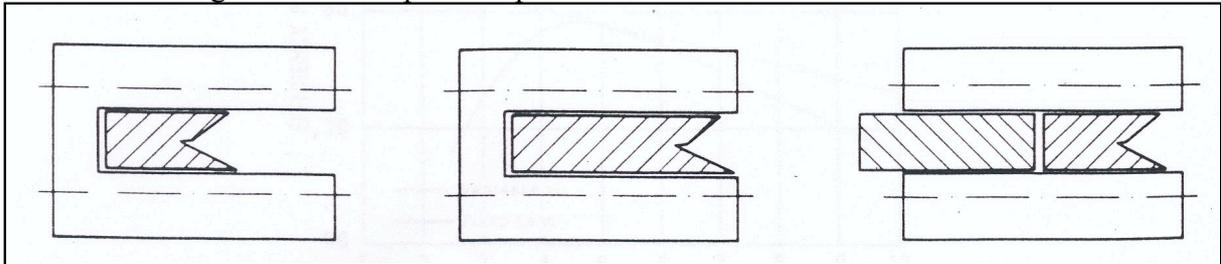


Figure 2.6 : Tiroir de variation de puissance en position  $V_i$  faible,  $V_i$  élevé,  $V_i$  variable, d'après [Pillis, 1985].

L'évolution des performances à  $V_i$  variable est présentée Figure 2.7. On y voit clairement apparaître le gain de rendement de compression, comparativement à un  $V_i$  fixe.

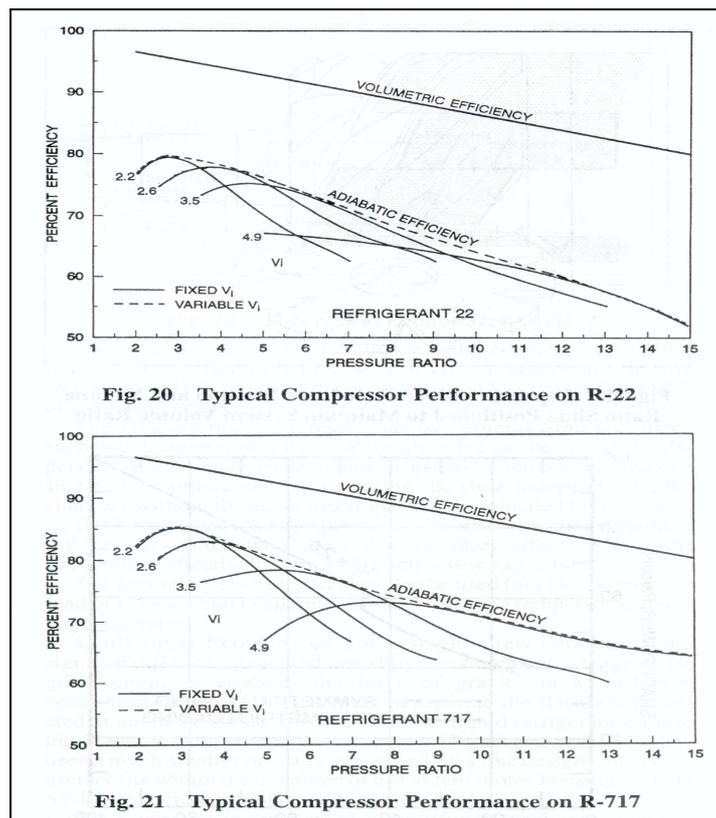


Figure 2.7 : Evolution des rendements de compression et volumétriques de compresseurs à  $V_i$  variable pour le R22 et l'ammoniac, d'après [ASFH, 1996].

### Evolution des rendements en réduction de puissance

Afin de réduire le débit de frigorigène en circulation, on rajoute un tiroir de variation de puissance (slide valve) qui permet de retarder le début de la compression par recirculation d'une partie des gaz emprisonnés entre les lobes vers l'aspiration ainsi que de rapprocher la sortie de l'orifice de décharge des gaz. La puissance minimale délivrable par réglage du

tiroir dépend du dimensionnement respectif de l'orifice axial (Figure 2.8) et de l'orifice radial ajustable par le tiroir.

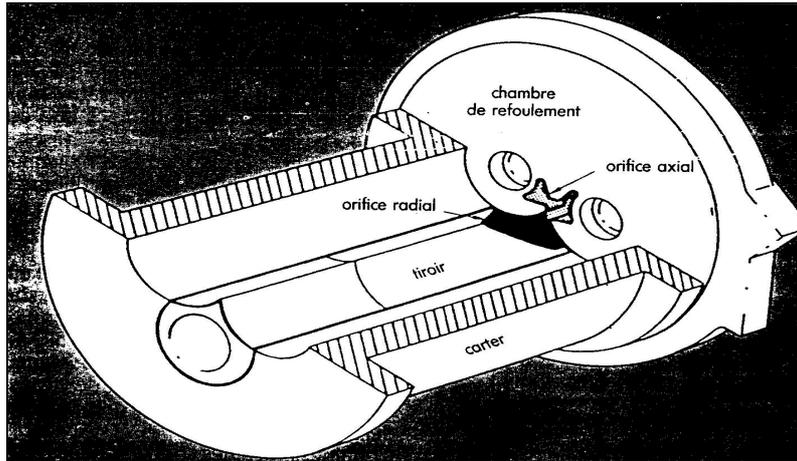


Figure 2.8 : Corps d'un compresseur bvis, d'après [Reymond, 1988].

Ceci revient à modifier le volume balayé mais à conserver un rapport sensiblement constant des volumes prisonniers des lobes à l'aspiration et au refoulement. Ainsi, le seul modèle disponible dans la littérature, à notre connaissance, [Bourdouxhe, 1993] considère le  $V_i$  invariant à capacité partielle.

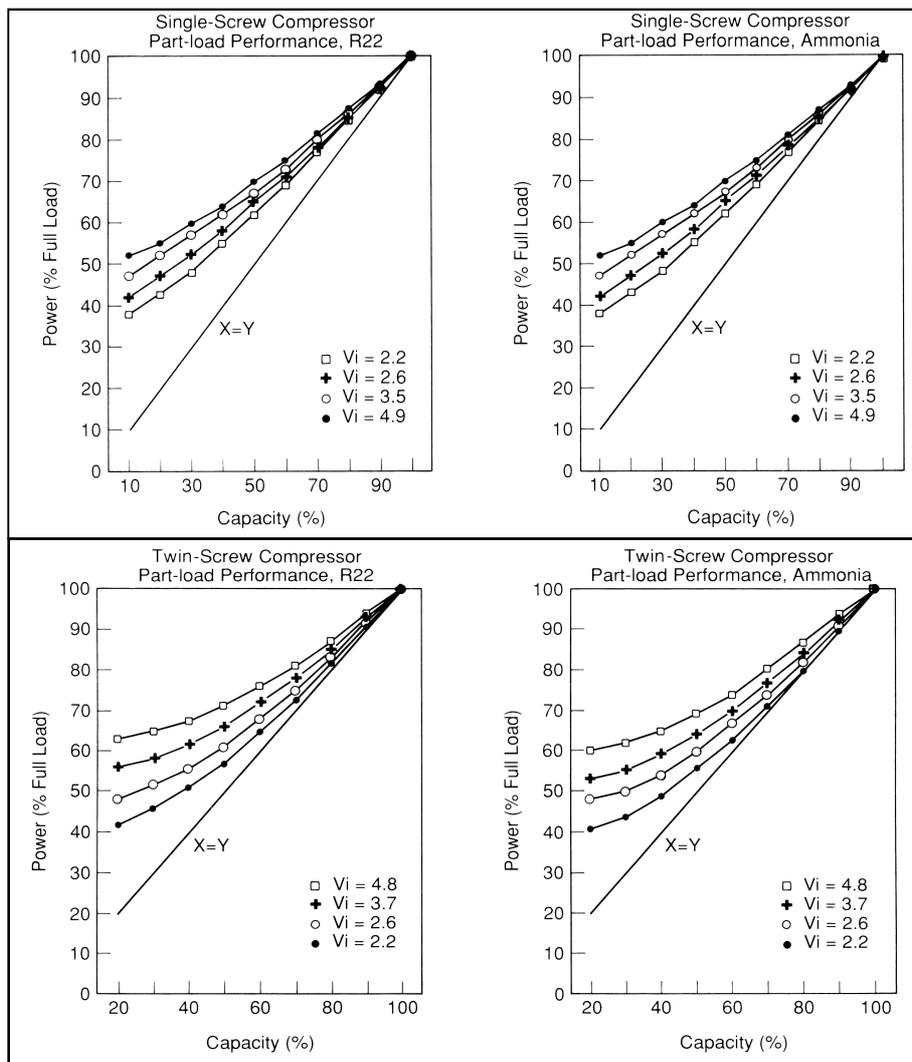


Figure 2.9 : Evolution des performances à puissance réduite des compresseurs mono et bi-vis à tiroir de réduction de puissance pour le R22 et l'ammoniac, d'après [BRE, 1994].

[BRE, 1994] donne les courbes de réduction de puissance pour les compresseurs monovis et bvis en réduction de puissance par étage (Figure 2.9).

Les conditions de surchauffe et de sous-refroidissement sont maintenues aux conditions normatives de 10 K et 0 K respectivement. L'évolution des performances, puissance frigorifique relative (capacity % : rapport de la puissance frigorifique à la puissance frigorifique à pleine charge), en fonction de la puissance électrique (power % : rapport de la puissance électrique à la puissance électrique à pleine charge) est déclinée pour différents  $V_i$ . Le débit de frigorigène est modifié à taux de compression varié, chaque taux de compression étant testé pour la longueur de coulisseau adaptée aux taux de compression mentionnés, Figure 2.9.

La dégradation des performances à puissance réduite est très importante. Le coefficient de performance du compresseur est divisé par 3. On remarque de plus que la dégradation est largement dépendante du  $V_i$  : plus le rapport de compression constructif est important, plus la dégradation des performances à puissance réduite est importante.

## Compresseur spiro-orbital (scroll)

### Evolution des rendements à pleine charge

Il possède deux spirales emboîtées l'une dans l'autre (Figure 2.10) : la spirale supérieure, où se trouve l'orifice de refoulement, est fixe, tandis que la spirale inférieure est animée d'un mouvement orbital (il n'y a pas de rotation propre de cette spirale autour de l'axe de son plateau ; le centre du plateau est désaxé par rapport à l'axe d'entraînement). L'aspiration s'effectue à la périphérie du système, alors que le refoulement est assuré par l'orifice situé au centre de la spirale fixe. L'absence de valves au refoulement et à l'aspiration diminue les pertes de charges observées pour les compresseurs à piston et rend le compresseur peu sensible à l'injection de liquide, même si comme pour le compresseur à vis, les spirales risquent d'être endommagées par frottement, par lessivage du film d'huile.

Comme pour le compresseur à vis, il n'y a pas de volume mort. Par contre, une mauvaise étanchéité entre les deux spirales diminue à la fois le rendement isentropique et le rendement volumétrique.

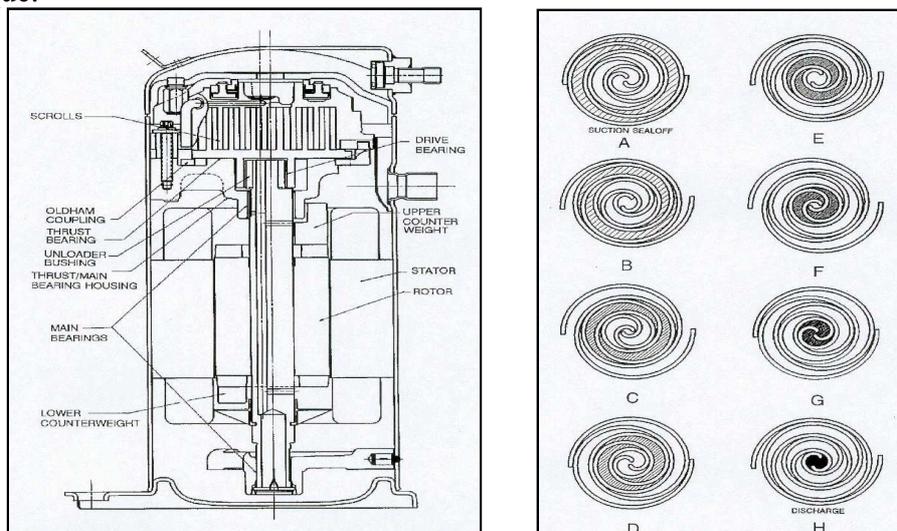


Figure 2.10 : Compresseur scroll, vue générale et étapes de compression, d'après [ASFH, 1996]

Dans sa configuration initiale, le compresseur scroll aspire un volume de gaz constant et refoule un autre volume de gaz constant. Ainsi, son comportement est en tout point similaire au compresseur à vis minimal. Différentes améliorations sont cependant possibles bien que pour l'instant absentes du marché des GPEG pour la climatisation centralisée.

### Evolution des rendements en réduction de puissance

Pour les petites puissances, les constructeurs japonais ont développé des solutions à vitesse de rotation d'entraînement du moteur variable. Les compressoristes européens ont suivi mais cette solution n'a pour l'instant pas été adaptée pour les GPEG, l'offre étant limitée aux compresseurs de faible puissance.

La solution adoptée pour les GPEG consiste à faire fonctionner en parallèle deux compresseurs de taille identique. Les réservoirs d'huile communiquent, ces deux compresseurs hermétiques forment un module de compression d'un seul tenant et permettent

donc de disposer d'un compresseur de puissance plus importante avec un étage de volume balayé moitié. On trouve des agencements, jusqu'à quatre compresseurs en parallèle, de tailles identiques ou non.

### Résultats expérimentaux<sup>1</sup>

Pour le GPEG n°7, les mesures de débit de frigorigène liquide par débit-mètre à turbine, des températures et pressions du R407C à l'aspiration et au refoulement ont permis de déterminer les rendements volumétrique et de compression à pleine puissance (2 compresseurs scroll identiques fonctionnant en parallèle) et à puissance réduite (seul un compresseur sur deux assure le débit de frigorigène).

La régression du taux de compression sur le rendement volumétrique est approchée par une droite d'équation :

$$R_v = \alpha + \alpha_0 \Pi \quad (2.4)$$

La régression du taux de compression sur le rendement de compression peut être réalisée à partir de l'expression de [Dehausse, 1974] qui permet de traduire correctement la forme de la courbe :

$$R_{is} = K1 + K2 (\Pi - R1)^2 + \frac{K3}{\Pi - R2} \quad (2.5)$$

Les résultats des régressions sont présentés Tableau 2.2 pour les deux étages de puissance.

Rend moteur moyen		Tandem	1 compresseur
Rendement volumétrique	$\alpha$	1.0113	0.9742
	$\alpha_0$	-0.0127	-0.0089
Rendement de compression	K1	2.1785	2.403814695
	K2	0.0328	0.038098157
	K3	-23.7693	-27.68863706
	R1	11	11
Ecart maximal mesure régression	R2	-3.6	-3.6
	Supérieure (+)	2.43%	1.82%
Plage de taux de compression	inférieure (-)	-1.35%	-2.78%
	Min	2.5	1.7
Plage de variation de la surchauffe (°C)	Max	4.7	3.8
	Min	3.8	3.0
	Max	13.7	7.2

Tableau 2.2 : Régressions du taux de compression sur les rendements volumétrique et de compression total pour le circuit 2 du GPEG n°7

Les courbes correspondantes sont présentées Figure 2.11.

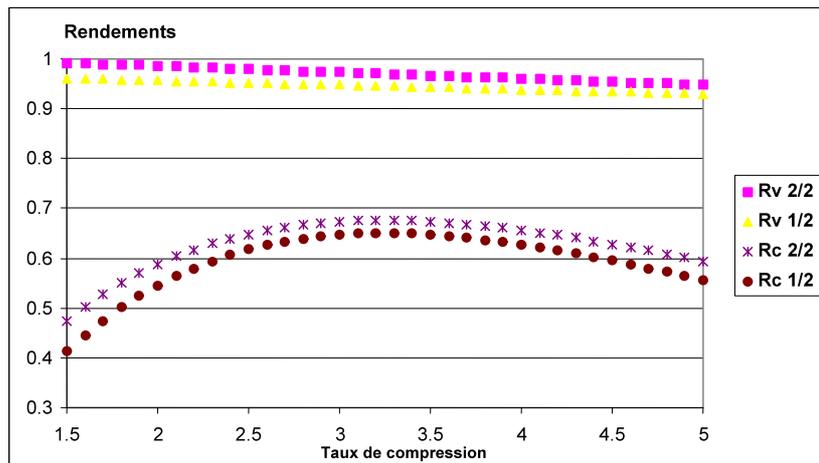


Figure 2.11 : Régressions du taux de compression sur les rendements volumétrique et de compression pour le circuit 2 du GPEG n°7

A puissance réduite, en rapport aux résultats à pleine charge, on note une légère dégradation (de l'ordre de 3% pour le rendement volumétrique et de 5 à 10 % pour le rendement de

<sup>1</sup> Ces résultats sont rapportés à cet endroit afin de compléter la revue de l'efficacité des moyens de réduction de puissance disponibles. La description des conditions expérimentales, ainsi que l'interaction de l'efficacité du module de compression avec les autres composants du cycle pour le GPEG n°7 est réalisée § 2.

compression ; la dégradation du rendement moteur représente à lui seul environ 3 % de dégradation) des rendements lors du fonctionnement à puissance réduite.

### **Conclusion sur le module de compression**

Les compresseurs à piston sont progressivement abandonnés au profit des compresseurs de type scroll pour les GPEG de puissance inférieure à 250 kW et les compresseurs à vis au-delà de 250 kW.

Les compresseurs volumétriques à piston sont supposés s'adapter plus facilement aux variations des conditions de fonctionnement grâce à la présence de clapets à l'aspiration et au refoulement. Par contre, les rendements isentropiques et volumétriques maximaux sont plus importants pour les compresseurs à vis ou spiro-orbitaux.

La revue technologique des compresseurs a permis de mettre en évidence les moyens de réduction de puissance disponibles au niveau du compresseur. Il faut cependant distinguer trois sortes de réduction de puissance au niveau du GPEG :

- 1) 2 circuits identiques séparés : l'efficacité n'est a priori pas affectée par le fonctionnement d'un circuit de frigorigène sur deux,
- 2) plusieurs compresseurs sur un seul circuit : cette configuration est rencontrée pour l'ensemble des compresseurs présentés ; dans ce cas, les rendements caractéristiques, isentropiques et volumétriques sont conservés (les résultats expérimentaux présentés ci-dessus montrent quand même une dégradation des rendements de quelques pourcents) ; nous verrons § 2 comment évoluent dans le cas de compresseurs spiro-orbitaux en parallèle l'efficacité du GPEG utilisant ce moyen de réduction de puissance,
- 3) réduction mécanique propre au compresseur : pour les compresseurs à piston, la réduction mécanique du débit de frigorigène entraîne soit une légère dégradation des performances si l'aspiration reste ouverte soit une légère amélioration si l'aspiration est fermée. Cependant, ce type de compresseur disparaît de l'offre des GPEG ; la réduction mécanique de débit est très pénalisante pour les compresseurs à vis, pour lesquels il semble plus judicieux de répartir la puissance de compression entre plusieurs compresseurs. Notons que les deux dégradations sont mesurées en comparant les puissances thermique et électrique à pleine charge et à puissance réduite pour des taux de compression fixés, une surchauffe et un sous-refroidissement donnés.

Pour une combinaison des techniques 2) et 3), étant données les fortes dégradations propres au compresseur à vis à débit de frigorigène réduit, [Manske, 1999] conclut qu'il est préférable de ne pas opérer ces équipements à débit de frigorigène réduit mais qu'il vaut toujours mieux les faire fonctionner tant que possible à débit de frigorigène important. Au contraire, pour les compresseurs à piston dont la principale dégradation du rendement isentropique est liée aux pertes de charge induites par les clapets, il est préférable d'égaliser le débit sur plusieurs compresseurs en parallèle, les pertes de charge étant sensiblement proportionnelles au débit de frigorigène au carré.

### **Echangeurs**

Un groupe de production d'eau glacée comprend à minima deux échangeurs de chaleur :

- l'échangeur à eau, source froide ; il sert à échanger la chaleur avec la boucle d'eau,
- l'échangeur avec la source chaude sert à évacuer la somme de la puissance extraite à l'évaporateur et de la puissance thermique fournie au fluide par le compresseur.

L'utilisation du changement de phase du frigorigène permet de profiter de coefficients d'échange plus élevés qu'en écoulement monophasique, à conditions de débit, de température et de pression identiques, et donc de réduire les surfaces d'échange nécessaires. Le facteur limitant l'échange thermique est en règle générale le côté externe au groupe pour lequel le coefficient d'échange, purement convectif est plus faible.

Afin d'améliorer les performances des groupes, il est possible de diminuer les diamètres hydrauliques côté eau au prix cependant de pertes de charge plus élevées<sup>1</sup>.

## Condensation

La condensation est réalisée sur l'eau ou sur l'air. On ne trouve pas d'évapocondenseurs sur le marché de la climatisation centralisée. Ce média de condensation est réservé à des applications industrielles.

Condenseur à air « tubes ailettes » :

- le frigorigène circule à l'intérieur de tubes en cuivre à surface interne lisse ou rainurée,
- on trouve trois configurations d'ailettes, droites, gaufrées ou persiennées,
- leur configuration est de type courant croisé et ils comportent au minimum 2 nappes,
- le débit d'air est en général variable en mode froid et pas en mode chaud pour les pompes à chaleur air / eau réversibles, soit par démarrage en cascade des ventilateurs, soit par l'utilisation de moteurs à plusieurs vitesses, soit enfin par l'utilisation de variateurs de fréquence sur le moteur électrique du ou des ventilateurs.

Condenseur à eau :

- échangeurs à plaques : ils sont constitués d'empilages de plaques qui ménagent entre elles des espaces alternativement irrigués par le frigorigène et l'eau (Figure 2.12). Pour les applications pour les GPEG, les plaques sont le plus souvent brasées. L'espacement entre les plaques est très faible (de l'ordre de 3 à 6 mm) ; ainsi, les diamètres hydrauliques (le diamètre hydraulique est pris égal à deux fois l'espacement interplaques) très faibles assurent des coefficients d'échange convectif très élevés côté eau et côté frigorigène. Les plaques ont une épaisseur de l'ordre de 0.15 mm, ce qui permet d'assurer une très bonne conduction entre les fluides. La turbulence est créée par la présence de corrugations. Plus l'angle des corrugations  $\beta$  est faible, et plus le coefficient d'échange convectif est élevé, ainsi que les pertes de charge. Un deuxième facteur géométrique impacte notablement la performance de l'échangeur ; il s'agit du pas adimensionnel, rapport de la distance entre 2 sommets de corrugation consécutifs (notée  $P_{co}$  Figure 2.12) à la distance inter-plaques, qui caractérise les corrugations. Notons aussi que des échangeurs à plaques sont disponibles avec des angles de corrugation différents pour chacun des deux fluides, ce qui permet de moduler les coefficients d'échange et pertes de charge pour chacun des deux fluides, séparément.

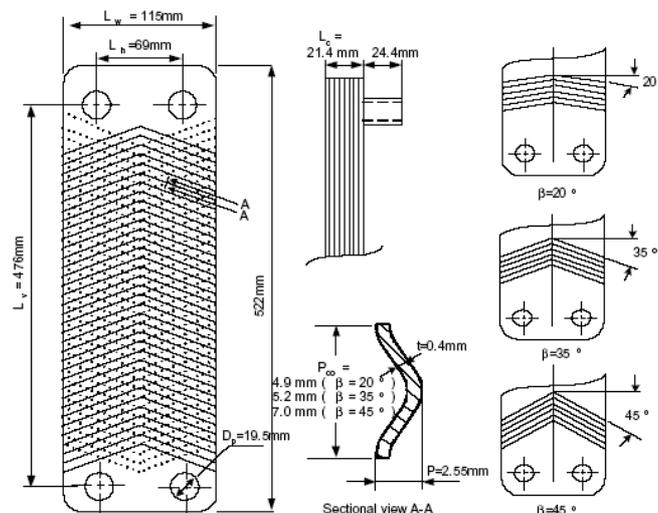


Figure 2.12 : Echangeur à plaques brasées vertical, d'après [Han, 2003]

<sup>1</sup> Cette observation a conduit Eurovent à intégrer la part de puissance électrique supplémentaire nécessaire à un circulateur, simplement représenté par une efficacité de 0.3, pour vaincre la perte de charge sur les échangeurs à eau.

- échangeurs multitubulaires (Figure 2.13) (tube et calandre) : soit les tubes sont noyés dans le fluide frigorigène, soit le fluide frigorigène circule à l'intérieur des tubes et l'eau autour.

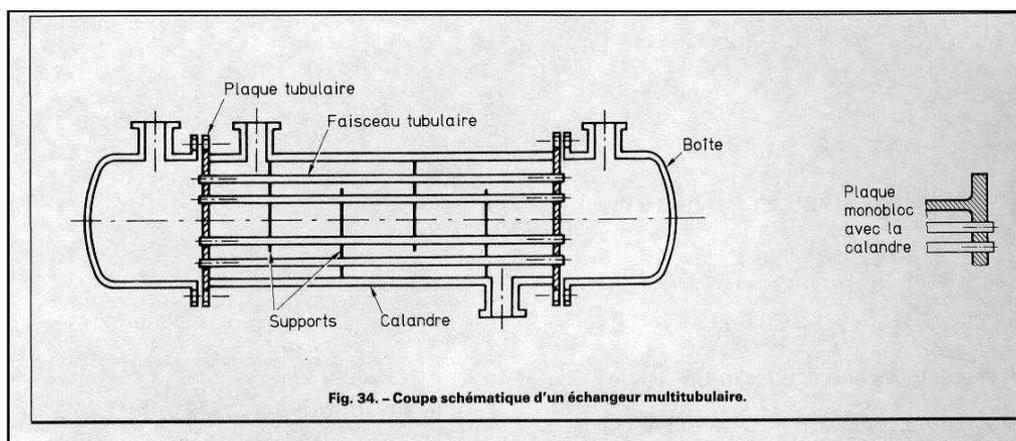


Figure 2.13 : Echangeur à tubes et calandre, [Duminil, 1996]

## Evaporation

Il s'agit d'un échangeur fluide frigorigène / eau. Les technologies employées sont les mêmes que pour le condenseur à eau. Aujourd'hui, pour les fortes puissances ( $>250\text{kW}$ ), les évaporateurs multitubulaires à circulation d'eau externe ont tendance à être remplacés par des évaporateurs à tube et calandre noyés. Ces derniers sont plus efficaces de par la disparition de la surchauffe à l'intérieur de l'échangeur. Pour les faibles puissances ( $<250\text{kW}$ ), les évaporateurs à plaques sont aujourd'hui prédominants.

## Détendeurs

En sortie du condenseur, le fluide frigorigène à haute pression et température intermédiaire est détendu aux conditions d'entrée de l'évaporateur par le détendeur. C'est de plus le détendeur qui assure la régulation du cycle à compression de vapeur en imposant une surchauffe des vapeurs en sortie de l'évaporateur, ce qui permet d'éviter l'aspiration de liquide au compresseur, par modulation du débit de frigorigène en circulation.

Différents types de détendeurs sont utilisés :

- capillaire : il s'agit d'un orifice de longueur et de diamètre calibrés ; il est présent uniquement sur les appareils de faible puissance et ne prévient pas contre les coups de liquide au compresseur,
- thermostatique : il assure un écart de température constant entre la température de saturation et la température de la vapeur en sortie de l'évaporateur ; il permet donc de s'assurer qu'aucun liquide ne sera aspiré par le compresseur ; sa plage de régulation du débit massique de frigorigène est typiquement [40-100%]
- multi-orifices : il s'agit également d'un détendeur de fonctionnement thermostatique mais plusieurs débits sont disponibles ce qui permet d'assurer un fonctionnement sans pompage pour une plage de variation de débit plus importante (typiquement de 20 à 100% du débit massique),
- électronique : il fonctionne de la même manière que le détendeur thermostatique sauf que l'ouverture de l'orifice est contrôlée électroniquement. Sa plage de variation de débit massique en fonctionnement stable est la plus importante (10% à 100%) mais son coût est également nettement supérieur à celui d'un détendeur multi-orifices.

Dans le cas des détendeurs à fonctionnement thermostatique, le bulbe permettant de mesurer la pression des vapeurs surchauffées est positionné en aval de l'évaporateur, ce qui permet de tenir compte de la totalité des pertes de charges du frigorigène dans l'évaporateur et dans la ligne d'aspiration.

Dans le cas d'évaporateurs multitubulaires noyés, l'ouverture du détendeur est contrôlée par un flotteur basse pression qui permet un contrôle continu du niveau de fluide.

Pour les groupes de production d'eau glacée, les détendeurs thermostatiques sont de loin les plus répandus ; il existe aussi des détendeurs capillaires pour quelques machines de faible puissance frigorifique. Les détendeurs électroniques sont en expansion aujourd'hui sur le marché bien qu'encore peu répandus.

En ce qui concerne les pertes dynamiques, le critère permettant d'assurer le maintien de l'écart de pression entre deux fonctionnements en cyclage<sup>1</sup> est l'étanchéité lorsque le groupe est à l'arrêt. Le détendeur thermostatique n'empêche que pendant un bref laps de temps l'égalisation interne des pressions, perdant en général son étanchéité au cours de sa vie.

---

<sup>1</sup> Cf. Partie 3.

### Impact des variations des conditions d'opération

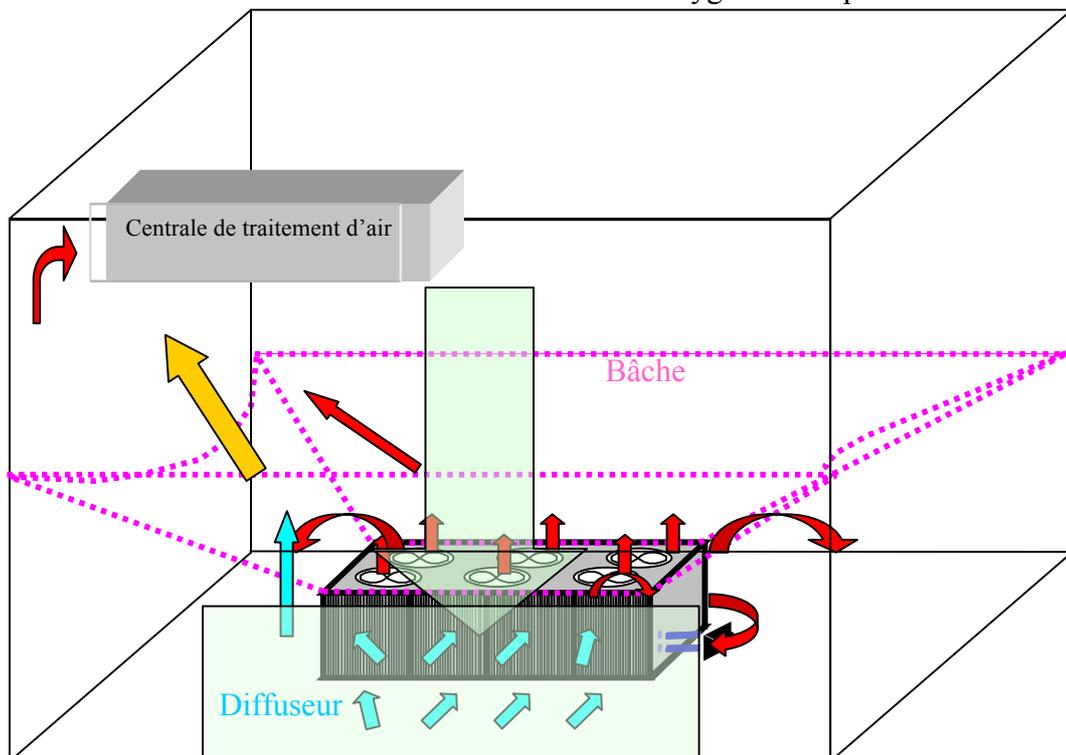
La variation des performances des groupes de production d'eau glacée et pompes à chaleur est relativement bien documentée si l'on s'arrête aux variations des températures des sources. Les constructeurs fournissent généralement les performances de leur équipement sur le domaine (pour les GPEG) [25-40°C] pour la variation de la température d'entrée d'air au condenseur (ou [20-30°C] pour la variation de la température d'entrée d'eau) et [5-12°C] pour la variation de la température de sortie d'eau glacée. Par contre, très peu de données expérimentales sont disponibles sur les performances à puissance réduite bien qu'il soit généralement admis que les GPEG n'opèrent quasiment jamais dans les conditions de pleine charge.

En conséquence, nous avons mené une exploration des performances de deux groupes de production d'eau glacée sur des domaines de variation étendus au fonctionnement à puissance réduite et aux basses températures d'entrée d'air au condenseur sur deux groupes à compresseurs scroll, dont la prédominance sur le marché a été mise en évidence lors de la revue technologique, § 1.

### Banc d'essais

Les deux PAC réversibles air / eau (ci-après référencées n°5 et 7) ont été instrumentées. Les équipements ont été testés respectivement dans l'enceinte 1 « climat extérieur » et « climat intérieur » du laboratoire Climatron / EDF.

La cellule climatique (Figure 2.14) est équipée de deux centrales de traitement d'air situées en hauteur qui recirculent l'air rejeté par le GPEG, le traitent et le distribuent par l'intermédiaire de diffuseurs situés le long des parois. Ainsi, l'air est diffusé à faible vitesse (< 1 m/s) comme requis par la norme. L'installation permet de stabiliser la température d'entrée d'air à la batterie de -10°C à 45°C environ. L'hygrométrie peut être maintenue à



des valeurs élevées pour simuler des conditions de givrage.

Figure 2.14 : GPEG n°7 en essai dans la cellule « climat intérieur de l'enceinte 1 » du Climatron (EDF)

### Caractéristiques constructives des PACR testées au Climatron

Référence n°	5	7
Puissance frigorifique nominale (kW)	60	150
Refrigerant	R407C	R407C

<b>Caloporteur condenseur</b>	Air	Air
<b>Type de compresseur</b>	Scroll	Scroll
<b>Vitesse de rotation</b>	2900	2900
<b>Compression</b>		
<b>Circuits</b>	1	2
<b>Etages de compression</b>	100-60-40	100-75-50-25
<b>Echangeur eau / frigorigène</b>		
	Plaques	Plaques
<b>Echangeur air / frigorigène</b>		
	CuAl	CuAl
<b>Ventilateur au condenseur</b>		
<b>Nombre</b>	1	3 / circuit
<b>Régulation</b>	2 vitesses	cascade

**Tableau 2.3 : Caractéristiques des 2 PACR n°5 et n°7 testées au laboratoire Climatron**

Pour le GPEG n°5 (Tableau 2.3), seuls les grandeurs externes au cycle, températures d'entrée d'air, d'entrée et de sortie d'eau, débit volumique d'eau et puissance électrique du module de compression et du ventilateur sont accessibles.

Pour le GPEG n°7, en plus de ces grandeurs externes, sont mesurées les pressions et températures du frigorigène en entrée et sortie de chaque composant, ainsi que le débit volumique sur la ligne liquide, entre la sortie du condenseur et l'entrée du détendeur.

## Contraintes expérimentales

### Mesures des grandeurs physiques

L'instrumentation mise en œuvre pour la mesure des températures d'entrée et de sortie d'eau, ainsi que du débit sont sensiblement identiques à celles décrites Partie 3. Nous notons simplement qu'étant donné l'excellente précision de la chaîne de mesure des températures sur l'eau, l'incertitude expérimentale sur l'efficacité ne dépasse pas 4 % pour tous les résultats affichés dans cette partie, le calcul précis étant effectué Partie 3.

Pour les mesures des propriétés du frigorigène, les appareils suivants ont été utilisés :

- mesure (non-intrusive) de température du fluide frigorigène : thermocouple, incertitude de +/- 0.3 K,
- mesure de pression intrusive : incertitude de +/- 0,05 bar,
- mesure de débit de frigorigène sur la ligne liquide (amont détendeur) par débitmètre à turbine : incertitude maximale de 1 % pour les valeurs affichées (lorsque l'état monophasique liquide est assuré),

Les capteurs de température et de pression sont placés en amont et en aval de chacun des composants du cycle.

### Turbulateurs

Il a été constaté au cours des diverses campagnes expérimentales réalisées au Climatron que les mesures intrusives réalisées sur l'eau en sortie des GPEG n'étaient pas fiables pour des diamètres de conduite importants (diamètre interne supérieur à 5 cm). [Conan, 1988] donne une explication de ce phénomène. Comme les sondes sont placées en sortie immédiate d'un coude, elles sont victimes des caractéristiques particulières de l'écoulement à cet endroit. Le coude donne une composante radiale à la vitesse de l'écoulement ce qui crée deux tourbillons sur la hauteur du tube, comme schématisé Figure 2.15.

Deux solutions ont été rencontrées pour réaliser des mesures correctes de la température d'eau dans le tube :

- l'installation d'une longueur de canalisation suffisamment importante pour que le flux d'énergie ait le temps de s'homogénéiser avant la mesure,
- l'installation de turbulateurs permettant d'homogénéiser l'écoulement dans la conduite.

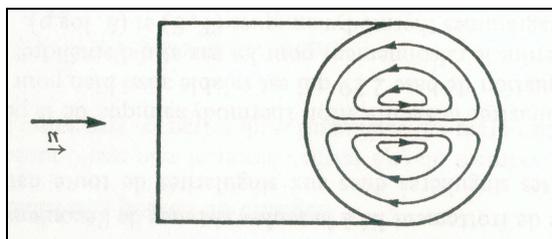


Figure 2.15 : Création de tourbillons à la sortie d'un coude

La deuxième solution a été adoptée pour ces campagnes expérimentales.

### Homogénéité de la température d'entrée d'air

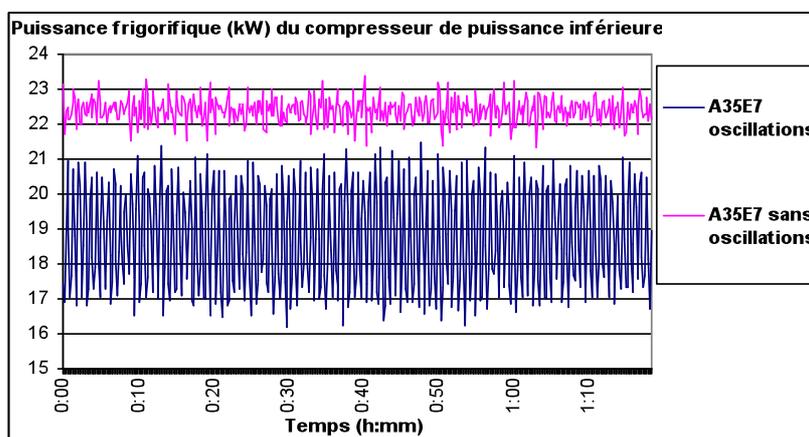
La norme européenne en vigueur [CEN, 1997 & 1998] définit les conditions d'entrée d'air à la batterie. La vitesse de soufflage de l'air doit être inférieure à 1 m/s et la température homogène sur toute la surface d'échange. La deuxième condition est aisément réalisable pour des surfaces d'échange faibles. Dans notre cas, chacune des 2 batteries représente une surface d'environ 6 m<sup>2</sup>. 8 sondes ont été utilisées pour vérifier le critère d'homogénéité qui n'a en fait pas pu être satisfait : des différences de température d'au minimum 2°K ont été enregistrées, différences plus importantes en mode froid qu'en mode chaud. Ces écarts sont liés au comportement aérodynamique de la cellule. La centrale de traitement d'air aspire directement une partie de l'air froid issu du diffuseur. De plus, une partie de l'air chaud est recirculée sur les côtés du groupe où il n'y a pas de diffuseurs. La solution à envisager pour assurer des conditions normatives pour des GPEG et PACR dans cette cellule est d'adapter un système de bâches (Figure 2.14, en pointillés roses) permettant de séparer l'entrée d'air de la batterie du GPEG du refoulement de l'air de ce même GPEG et de l'aspiration de la centrale de traitement d'air.

### Instabilités du couple détenteur-évaporateur à puissance réduite

Les groupes sont conçus le plus souvent uniquement à partir de résultats d'essais à pleine charge, performances sur lesquelles ils sont jugés. Il en résulte qu'à puissance réduite un certain nombre d'instabilités peuvent apparaître.

Ce phénomène a été observé pour les GPEG n°5 et n°7, utilisant tous deux un évaporateur à plaques (mode froid) et un détenteur thermostatique. Les oscillations de la puissance frigorifique sont rapportées Figure 2.16, pour le GPEG n°5, dans les conditions A35E7 sur le compresseur de plus faible puissance. Les oscillations observées ont une amplitude importante (+/- 2 kW, soit +/- 0,25°C, étant donné que l'étage de puissance correspond à environ 2 °C d'écart de température entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur dans ces conditions de fonctionnement) mais ne dépassent pas les conditions de stabilisation imposées par la norme [CEN, 1997].

La fréquence des oscillations observées est d'environ 40 s et correspond typiquement à la constante de temps de pompage du détenteur thermostatique. Ainsi, le détenteur thermostatique atteint la limite basse de son domaine de régulation stable du débit massique, la limite basse de débit assurant un fonctionnement stable étant de l'ordre de 40 % (Cf. §



1.4).

**Figure 2.16 : Oscillations de la puissance frigorifique pour le GPEG n°5 sur le plus petit étage de puissance, PC40, à 35°C de température d'entrée d'air au condenseur et 7°C de température de sortie d'eau à l'évaporateur**

Pour les mêmes conditions d'essai, un régime stabilisé a pu être obtenu. La dégradation de puissance frigorifique résultant des oscillations est d'environ 15%, la puissance électrique moyenne étant sensiblement identique. Ce comportement est donc :

- non répétable,
- mesurable suivant les conditions normatives,
- pénalisant énergétiquement.

Ce phénomène est donc contraignant à double titre, d'une part d'un point de vue énergétique et d'autre part pour la certification des performances de l'unité à capacité partielle.

### **Performances à puissance réduite**

Nous avons mis en évidence, § 1.2, deux moyens de réduction de puissance pour les GPEG équipés de compresseurs scroll :

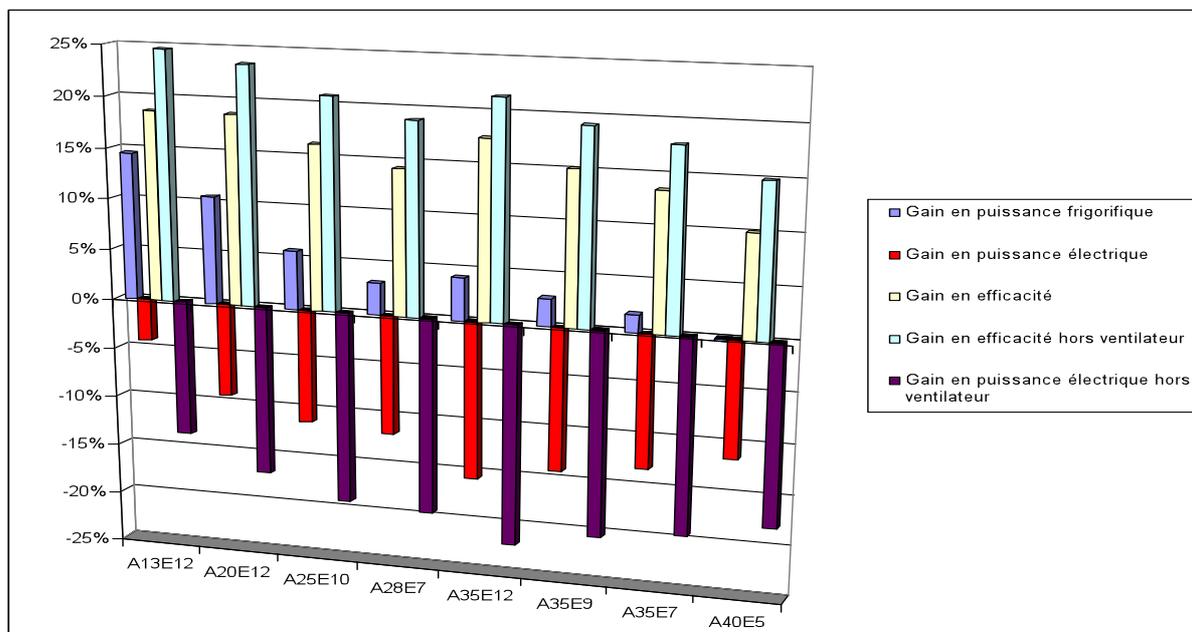
- n'utiliser qu'un circuit de frigorigène sur deux lorsque le GPEG possède deux circuits (GPEG n°7),
- réduire le nombre de compresseurs en service sur un même circuit si le GPEG compte plusieurs compresseurs sur le même circuit.

Dans le premier cas, le GPEG doit a priori opérer à performances égales à pleine puissance et à puissance réduite. Nous verrons cependant § 3 que la conception des GPEG à condensation à air peut dégrader cette évolution a priori immédiate.

Dans le deuxième cas, l'évolution des performances dépend de la technologie employée. Il est reconnu que les performances à débit de frigorigène réduit ne représentent pas forcément une dégradation des performances pour les GPEG ou PAC [Vrinat, 1992], [BRE, 1994], [Maillet, 1996], pour les compresseurs à pistons. L'étude expérimentale s'intéresse à l'évolution des performances à puissance réduite lors d'une variation mécanique de frigorigène sur un unique circuit. Une analyse détaillée est réalisée pour le GPEG n°7 pour lequel les propriétés du frigorigène ont été mesurées.

### **Variation de puissance par réduction du débit de frigorigène**

Pour le GPEG n°7, une série d'essais à pleine charge et à puissance réduite a été réalisée en n'utilisant qu'un compresseur sur deux sur chaque circuit, le débit d'eau glacée étant conservé à sa valeur nominale, les ventilateurs étant tous actionnés et donc le débit d'air est identique à pleine charge et à capacité partielle. Dans ces conditions, le gain en efficacité mesuré à capacité partielle par rapport à l'efficacité à pleine charge est compris entre 10 et 18 % suivant les conditions des températures des sources (Figure 2.17).



**Figure 2.17 : Analyse de l'évolution des performances à débit de frigorigène réduit pour la série d'essais du Tableau 2.4, avec un compresseur en fonctionnement sur deux, sur chaque circuit, GPEG n°7**

Les données détaillées de chaque essai, à pleine puissance et à conditions de températures des sources variables permettent de mener l'analyse de l'évolution des performances.

Nous observons sur la Figure 2.17 que ce gain se répartit différemment suivant les conditions opératoires entre un gain relatif de puissance frigorifique et une diminution relative de la puissance électrique.

- Le gain de puissance frigorifique (en comparaison au rapport de cylindrée – 1 compresseur sur deux en fonctionnement par circuit) est compris entre 0 et 15 % ; il augmente lorsque la température de sortie d'eau glacée (A35E7 : température d'entrée d'air au condenseur de 35°C, température de sortie d'eau à l'évaporateur de 7 °C) augmente (série A35E7, A35E9, A35E12), à température d'entrée d'air donnée. Puis, à température de sortie d'eau fixée, il augmente lorsque la température d'entrée d'air diminue (série A35E12, A20E12, A13E12).
- La diminution de puissance électrique varie entre 4 et 16 % et passe par un maximum pour A35E12. La puissance électrique absorbée au ventilateur correspond à un ratio d'environ 1 pour 20 en rapport à la puissance électrique absorbée au compresseur dans les conditions nominales (A35E7). Ce ratio augmente jusqu'à 1 pour 8 à puissance partielle. La diminution de la puissance électrique hors puissance de ventilation, suit la même d'évolution que la puissance électrique de compression mais lui est supérieure de 5 à 10 %. Ceci montre que malgré son poids relatif d'autant plus important que la puissance de compression est faible, ce n'est pas ici ce phénomène qui domine l'évolution de la puissance électrique à puissance réduite. Le gain en puissance électrique de compression, à température d'entrée d'air constante, augmente avec la température de sortie d'eau glacée et diminue avec la température d'entrée d'air au condenseur à température de sortie d'eau fixée.

Lors de l'évolution de la température d'entrée d'air au condenseur, à température de sortie d'eau glacée constante (série A35E12, A20E12, A13E12), l'évolution des gains de puissance frigorifique relative tendent à compenser l'évolution de la diminution de la puissance électrique relative.

Lors de l'évolution de la température d'eau glacée à température d'entrée d'air constante (série A35E7, A35E9, A35E12), le gain de performance augmente, à la fois par augmentation du gain de puissance frigorifique et par diminution du ratio de puissance électrique.

ESSAI	A13E12		A20E12		A25E10		A28E7		A35E12		A35E9		A35E7		A40E5	
Comp.	2&2	1&1	2&2	1&1	2&2	1&1	2&2	1&1	2&2	1&1	2&2	1&1	2&2	1&1	2&2	1&1
Vent.	V33	V33	V33	V33	V33	V33	V33	V33	V33	V33	V33	V33	V33	V33	V33	V33
Pf (kW)	200	117	206	115	193	102	171	88	180	94	164	84	154	78	134	67
Pe (kW)	39.4	18.9	45.9	21.0	49.9	22.4	51.7	23.1	62.1	26.9	60.4	26.5	59.3	26.2	63.6	28.5
Pe hv (kW)	37.0	16.3	43.5	18.6	47.8	20.1	49.6	20.8	60.0	24.6	58.3	24.2	57.2	23.9	61.0	25.9
EER	5.0	6.2	4.5	5.5	3.8	4.6	3.3	3.8	2.9	3.5	2.7	3.2	2.6	3.0	2.1	2.3
EER hv	5.4	7.2	4.7	6.2	4.0	5.1	3.4	4.2	3.0	3.8	2.8	3.5	2.7	3.3	2.2	2.6
BP1 (bar)	5.5	6.3	6.0	6.7	6.0	6.4	5.6	5.9	6.5	6.7	5.9	6.2	5.5	5.8	5.3	5.4
HP1 (bar)	13.4	10.8	16.4	13.0	18.3	14.7	19.0	15.5	23.8	19.0	23.1	18.7	22.7	18.5	24.1	20.3
II	2.4	1.7	2.7	2.0	3.0	2.3	3.4	2.6	3.7	2.9	3.9	3.0	4.1	3.2	4.6	3.7
Dm	0.52	0.30	0.58	0.32	0.58	0.31	0.55	0.28	0.63	0.32	0.57	0.29	0.53	0.28	0.51	0.26
Titre entrée évap.	0.19	0.10	0.18	0.15	0.23	0.19	0.26	0.22	0.31	0.27	0.31	0.26	0.32	0.28	0.38	0.32
DH évap.	186	194	181	182	168	173	161	167	149	156	152	159	151	155	137	148
rho asp	21.8	25.9	24.3	27.4	24.7	26.5	23.2	24.5	26.6	27.6	24.2	25.6	22.9	24.2	21.9	22.7
SC 1	13.1	7.2	9.2	6.1	6.0	5.1	4.4	4.0	5.9	5.1	5.7	4.1	5.7	3.7	3.7	4.2
SR 1	6.7	1.8	5.9	1.0	4.3	0.5	3.7	0.5	4.1	0.6	4.8	0.4	5.0	0.5	1.0	0.6
Rc	0.64	0.48	0.66	0.54	0.67	0.59	0.67	0.63	0.67	0.64	0.66	0.65	0.62	0.64	0.65	0.65
Rv	0.98	0.96	0.98	0.96	0.97	0.95	0.97	0.95	0.96	0.95	0.96	0.95	0.95	0.94	0.96	0.95
Rv / Rc	1.53	2.01	1.47	1.78	1.44	1.61	1.43	1.51	1.44	1.48	1.46	1.46	1.53	1.47	1.47	1.46

**Tableau 2.4 : Série d'essais à températures des sources variables, à pleine charge et à débit réduit, GPEG n°7, (A35E7 : Température d'entrée d'air de 35°C, Température de sortie d'eau glacée de 7°C - Comp 2&2 : 2 compresseurs en fonctionnement sur chaque circuit - Pe hv, puissance électrique sans la puissance des ventilateurs ni de la veille - évap : évaporateur – DH évap : différence d'enthalpie massique entre l'entrée du frigorigène à l'évaporateur et l'aspiration au compresseur – SC : surchauffe – SR : sous-refroidissement – 1 : relatif au premier des deux circuits frigorigènes)**

## Variation de la puissance frigorifique

Afin d'étudier le gain de puissance frigorifique relative lors de la réduction de débit massique de frigorigène à conditions de température des sources identiques, on a reporté pour le circuit 1 du GPEG n°7, Tableau 2.4 :

- la différence d'enthalpie en kJ/kg entre l'entrée de l'évaporateur et l'aspiration du compresseur ainsi que le titre à l'entrée de l'évaporateur,
- la masse volumique à l'aspiration,
- le débit massique à l'aspiration.

L'évolution relative de ces variables est représentée Figure 2.18. La corrélation entre l'augmentation de puissance frigorifique et l'augmentation de débit massique est évidente. Cette augmentation est visiblement liée à l'augmentation de masse volumique caractérisée par le gain de masse volumique à l'aspiration.

La différence entre le gain de puissance frigorifique et de débit massique provient de la perte de rendement volumétrique (Figure 2.11) et du gain enthalpique (Figure 2.18). Ce dernier augmente quand baisse le titre et diminue avec la surchauffe et l'augmentation de pression (la chaleur latente de vaporisation diminue quand la basse pression augmente).

Il faut noter que le titre présenté est celui calculé (détente isenthalpe à partir de la sortie du condenseur) en négligeant les pertes de pression à l'entrée de l'évaporateur, donc en supposant que la pression d'entrée de l'évaporateur égale la pression en aval. De plus, pour les essais à capacité partielle rapportés, le débit volumique a été mesuré à l'aide d'une turbine sur la ligne liquide pour laquelle la présence de vapeurs fausse la mesure. Ainsi, pour les points d'essais à capacité partielle et sous-refroidissement inférieur à 1°C, la sortie du condenseur est en général diphasique.

Deux causes peuvent expliquer ce phénomène :

- le R407C est un mélange de frigorigène zéotrope, le fluide le plus volatil se condensant à température plus élevée que le fluide le moins volatil,

- de plus, la mesure de température sur la ligne liquide est réalisée par thermocouple externe au tube de cuivre, d'incertitude de mesure de  $\pm 0,3$  K.

Pour ces essais le débit massique a été recalculé à partir de la corrélation du rendement volumétrique fonction du taux de compression (2.4) dont les coefficients sont présentés

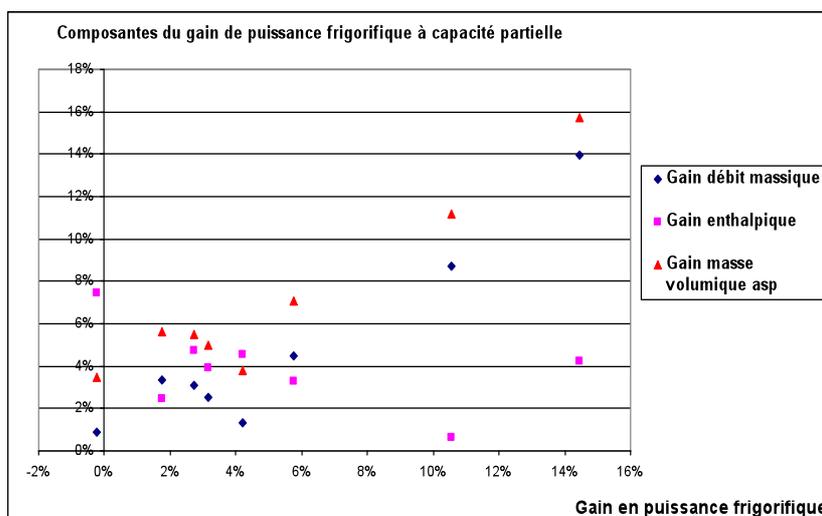


Tableau 2.2.

**Figure 2.18 : Gains relatifs à capacité partielle de débit massique, de différence enthalpique entre l'entrée de l'évaporateur et l'aspiration du compresseur et de débit massique en fonction du gain de puissance frigorifique relatif**

La corrélation entre le gain de masse volumique à l'aspiration et le gain de puissance frigorifique semble indiquer que le gain de puissance frigorifique pour ce GPEG est principalement lié aux variations de la masse volumique et non à la déformation du cycle qui conduit à des variations de la différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur.

### Variation de la puissance électrique

Systématiquement, le taux de compression (rapport de la haute pression à la basse pression) diminue lors de la réduction de débit. La réduction est relativement stable, comprise entre 0,7 et 0,9 points.

Il est possible, à partir des corrélations établies précédemment, de déterminer pour l'ensemble des essais l'évolution des rendements de compression à pleine puissance et à puissance réduite (Tableau 2.4). On observe que suite à cette diminution du taux de compression, le rendement isentropique évolue conformément à la courbe présentée Figure 2.11. Cependant, le rendement isentropique est uniquement un témoin de la qualité de la compression et ne permet pas d'accéder directement à la puissance électrique de compression.

On introduit alors le rendement apparent  $R_{app} = R_v / R_c$ , qui permet d'exprimer directement la puissance électrique en fonction de la puissance de la compression idéale isentropique (équation 2.6).

La puissance électrique du compresseur peut s'écrire :

$$P_e = \rho_{asp} \cdot \frac{R_v}{R_c} \cdot V_b \cdot \Delta H_{is} \quad (2.6)$$

Pour différentes valeurs de la basse pression, la puissance consommée par un compresseur idéal ( $R_{app}=1$ ), de cylindrée égale à la cylindrée nominale, est rapportée Figure 2.19, pour deux surchauffes constantes, 5 K et 10 K.

On observe les faits suivants :

- La puissance de compression isentropique augmente avec le taux de compression avec une tendance logarithmique pour les taux de compression élevés.

- La puissance électrique augmente avec la basse pression à taux de compression et surchauffe égaux ; le parallélisme des courbes traduit l'augmentation quasi-linéaire de la masse volumique avec la basse pression.
- La surchauffe des vapeurs à l'aspiration diminue la puissance nécessaire à la compression par diminution de la masse volumique à l'aspiration à basse pression fixée.

L'observation des valeurs de  $R_{app}$  Tableau 2.4 montre qu'en réduction de puissance il passe de 1.5 à 2 tandis que le  $R_{app}$  à pleine charge lui, reste environ constant à 1.5. Cette évolution correspond à la fois à une augmentation du rendement volumétrique lorsque le taux de compression diminue, et à une dégradation du rendement isentropique, peu sensible à pleine puissance, car le taux de compression est encore proche de l'optimum et sensible pour le fonctionnement à débit réduit.

Lors d'une réduction de débit massique, le taux de compression diminue.

Ainsi, la diminution de la puissance de compression avec le taux de compression fait plus que compenser l'augmentation du rendement apparent de compression et l'augmentation de la basse pression. Le gain relatif de puissance électrique de compression est donc lié à la forme particulière de la courbe de compression idéale.

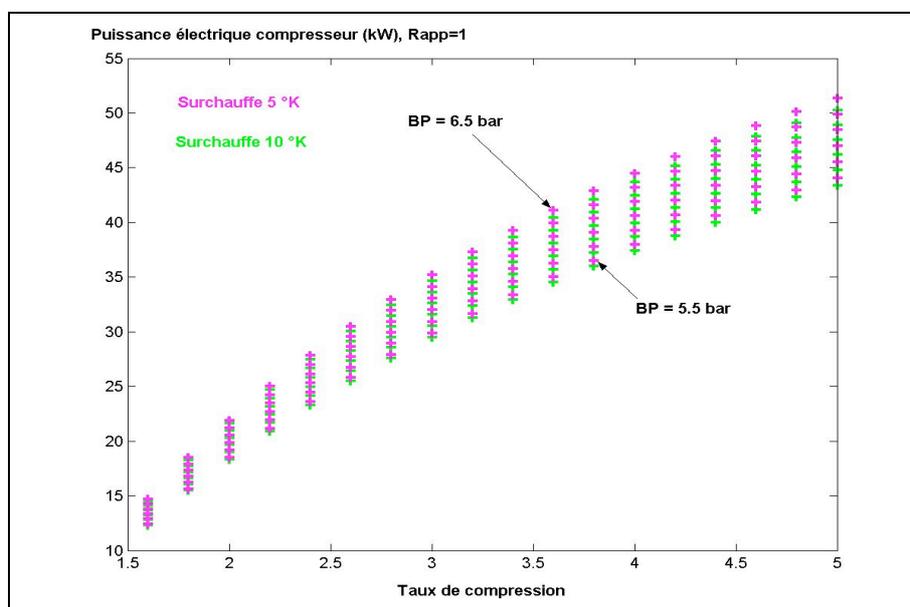


Figure 2.19 : Evolution de la puissance d'un compresseur isentropique à cylindrée égale à la cylindrée à pleine puissance, à basse pression (5.5, 5.7, 5.9, 6.1, 6.3, 6.5) et surchauffe (5 et 10 K) variables

### Variation du taux de compression

Nous avons vu ci-dessus que le gain en efficacité, à débits d'air et d'eau, température d'entrée d'air et de sortie d'eau constantes, correspondait à un gain de puissance, essentiellement lié à l'augmentation de la masse volumique à l'aspiration du compresseur et à une réduction de la puissance électrique liée à la diminution du taux de compression.

C'est donc l'évolution des pressions dans les échangeurs qui est à la base de l'évolution des performances lors de la réduction mécanique de débit de frigorigène. Afin de mettre en évidence l'évolution qualitative des différences de température moyenne aux échangeurs, on s'intéresse à une représentation simplifiée de l'échangeur dans sa zone diphasique uniquement.

L'échangeur est constitué de trois conductances en série, les deux conductances convectives du frigorigène et du fluide externe ainsi que la conductance de la paroi séparant les deux fluides. Nous notons  $\alpha$  le coefficient d'échange surfacique ( $W m^{-2} K^{-1}$ ) global de

l'échangeur et retenons la surface extérieure comme surface de référence pour le calcul du coefficient d'échange global, qui vaut donc (équation 2.7) :

$$\alpha = \frac{1}{\frac{S_e}{S_i} \left( \frac{1}{\alpha_i} + \frac{e}{\lambda} \right) + \frac{1}{\alpha_e}} \quad (2.7)$$

Avec :

$S_e$  : surface d'échange externe (m<sup>2</sup>)

$S_i$  : surface d'échange interne (m<sup>2</sup>)

$\lambda$  : conductivité de la paroi (W m<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>)

$e$  : épaisseur de la paroi (m)

$\alpha_i$  : coefficient d'échange convectif côté frigorigène (W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>)

$\alpha_e$  : coefficient d'échange convectif côté fluide externe (W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>)

Pour un échangeur donné, il est possible d'adimensionnaliser le coefficient d'échange convectif en faisant intervenir le nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} \quad (2.8)$$

$D$  : diamètre hydraulique de l'écoulement (m)

$\lambda$  : conductivité thermique (W m<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>)

Afin de pouvoir étudier une variation de débit de frigorigène, il faut déterminer la forme des coefficients d'échange en écoulement diphasique. Il s'appuie sur les corrélations d'écoulement monophasique.

### Coefficient d'échange monophasique

La plupart des corrélations rencontrées pour les tubes (cas de l'écoulement au condenseur, côté frigorigène, pour les 2 GPEG n°5 et n°7) donnent alors une expression du nombre de Nu en fonction des propriétés de l'écoulement (régime turbulent) et de celle du fluide sous la forme [Reboux, 1991] :

$$Nu = C_1 \cdot Re^a \cdot Pr^b \frac{\mu^c}{\mu_w} \quad (2.9)$$

Re est le nombre de Reynolds, caractérisant la turbulence de l'écoulement, Pr est le nombre de Prandtl, caractérisant le ratio des temps caractéristiques de diffusion thermique et de diffusion visqueuse. Le dernier terme permet de tenir compte de la correction de viscosité liée à la température de paroi, différente de la température moyenne de l'écoulement.

Pour l'écoulement en conduite circulaire de liquide ou de gaz, l'équation (2.9) est généralement réduite sous la forme de la corrélation de Mac Adams, pour laquelle :

$C_1 = 0.023$ ,  $a=0.8$  et  $b=0.4$  et  $c=0$ .

Pour les échangeurs à plaques brasés à corrugations de type chevron (ceux utilisés pour les GPEG), l'écoulement diffère sensiblement de celui dans un tube. Cependant, on peut se ramener à une équation du type (2.9). Les paramètres  $C_1$  et  $a$  deviennent pas contre fonction des paramètres géométriques de chaque échangeur. Différentes classifications des coefficients ont été établies. Le coefficient  $b$  est généralement pris constant et égal [Ayub, 2003] à 0.33. Le terme de correction fonction de la viscosité est rarement pris en compte.

Le tableau 2.5 [Hugonnot, 1989] donne les valeurs des paramètres  $C_1$  et  $a$  pour un pas adimensionnel de 2 et un angle de corrugation variable.

Angle de corrugation	$C_1$	$a$	Reynolds
30	0.77	0.54	120 < Re < 1000
	0.44	0.64	1000 < Re < 14600
45	0.84	0.60	300 < Re < 2000
	0.405	0.70	2000 < Re < 20000
60	0.57	0.70	150 < Re < 600

	1.12	0.60	600 < Re < 16000
72	1.45	0.58	200 < Re < 4000
90	0.98	0.63	300 < Re < 14000

Tableau 2.5 : Coefficient  $C_1$  et  $a$  pour un échangeur à plaques corruguées suivant le régime d'écoulement, d'après [Hugonnot, 1989]

### Coefficient d'échange en régime diphasique

Que ce soit en condensation ou en évaporation, le coefficient d'échange, à température et débit donnés est plus élevé qu'en régime d'écoulement monophasique. On définit donc un facteur d'accroissement  $F$  pour qualifier cette augmentation du  $Nu$ . Le nombre de Nusselt de l'écoulement diphasique  $Nu_{dp}$  peut alors se mettre sous la forme (2.10), en notant  $Nu_l$  le nombre de nusselt de l'écoulement monophasique liquide :

$$Nu_{dp} = Nu_l \cdot F \quad (2.10)$$

On donne à titre d'exemple, une expression de  $F$  en évaporation [Gungor, 1987] :

$$F = \left[ 1 + 3000 \cdot Bo^{0.86} + 1.12 \cdot \frac{x^{0.75}}{1-x} \frac{V_v^{0.41}}{V_l} \right]$$

où  $Bo$  est le nombre d'ébullition (rapport de la densité de flux thermique au produit de la chaleur latente de vaporisation multiplié par la vitesse massique, et  $x$  le titre massique de la phase vapeur.

En condensation dans les tubes, la corrélation de [Shah, 1979] donne par exemple :

$$F = \left[ (1-x)^{0.86} + 1.12 \cdot \frac{x^{0.76} (1-x)^{0.04}}{\left(\frac{P}{P_c}\right)^{1.38}} \right]$$

où  $P_c$  représente la pression critique du frigorigène.

En régime diphasique pour les échangeurs à plaques, d'autres corrélations sont disponibles [Yan, 1998 & 1999] mais comme pour le régime monophasique, leur généralisation ne semble pas forcément extensible à des échangeurs à plaques aux caractéristiques géométriques différentes, notamment en évaporation [Colasson, 2000].

### Evolution qualitative des pressions lors d'une réduction de débit

L'analyse des corrélations fait apparaître que les coefficients d'échange dépendent des conditions de température, de pression et de débit. De plus, pour les régimes d'écoulement diphasique, le facteur d'intensification  $F$  (équation 2.12) dépend du titre massique en vapeur. Afin de mener l'interprétation qualitative de l'évolution des pressions, on utilise un coefficient d'échange moyen pour l'eau, à l'évaporateur, et pour l'air, au condenseur. On suppose de plus que le coefficient d'échange moyen diphasique est indépendant de la température.

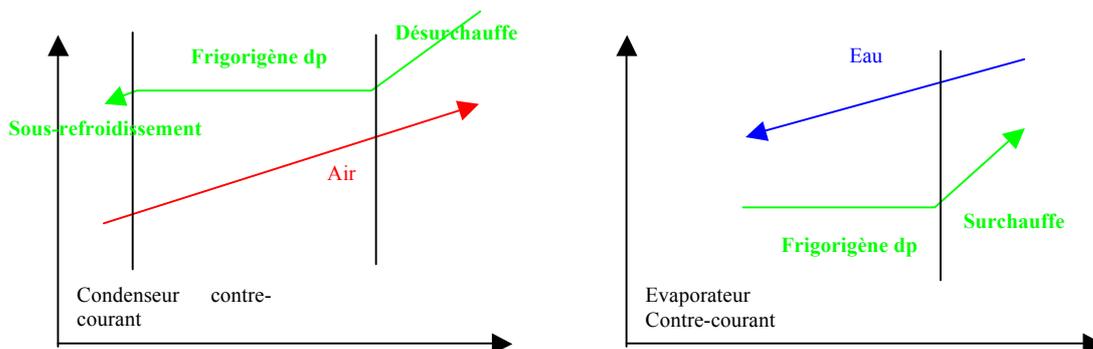


Figure 2.20 : Schématisation des zones d'un évaporateur et d'un condenseur à contre-courant

A l'instar de [Bourdhoux, 1993], on fait l'hypothèse que l'évaporateur comme le condenseur peuvent être considérés comme semi-isothermes. Cette hypothèse est très éloignée de la vérité, notamment pour le condenseur (Figure 2.20) pour lequel la surface de désurchauffe est relativement importante.

Sous cette hypothèse, l'efficacité de l'échangeur,  $\epsilon$  peut se mettre sous la forme :

$$\epsilon = 1 - \exp(-NUT)$$

avec :

$$NUT = \frac{\alpha S_i}{D_m \cdot C}$$

Où C est la capacité calorifique du fluide externe considéré et  $D_m$  son débit massique.

On note n l'indice du régime nominal c'est-à-dire avant la réduction de débit. On suppose de plus que les surfaces internes et externes sont égales. On peut donc réécrire l'expression du nombre d'unités de transfert, NUT :

$$NUT = \frac{S_i}{D_m \cdot C} \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{S_i}{D_m \cdot C} \frac{\alpha_i \cdot \alpha_e}{\alpha_i + \alpha_e}$$

En passant en revue les corrélations en régime diphasique, on a pu mettre en évidence que le coefficient d'échange diphasique pouvait s'écrire sous la forme du produit d'un facteur d'accroissement et du coefficient d'échange monophasique liquide. L'évolution de ce dernier coefficient avec le débit massique, en supposant la température du frigorigène constante, est directement liée à l'évolution du nombre de Re à la puissance a et donc du débit massique à la puissance a.

Afin de pouvoir tracer la valeur relative du NUT en rapport à sa valeur avant réduction du débit, on pose, suivant [Roujol, 2003] :

$$0 < K = \frac{\alpha_{en}}{\alpha_{in}} < 1$$

D'où l'expression de  $\alpha_e$  en régime non-nominal :

$$\alpha_e = K \frac{D_m^a}{D_{mn}^a} \alpha_{in}$$

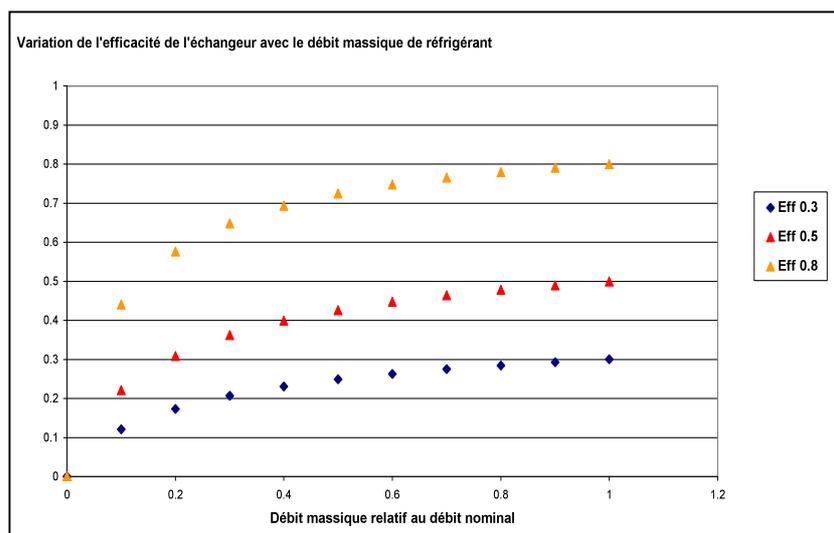
Or :

$$\alpha = \frac{\alpha_i \cdot \alpha_e}{\alpha_i + \alpha_e}$$

D'où :

$$\frac{\alpha}{\alpha_n} = \frac{\frac{D_m^a}{D_{mn}^a} (1+K)}{\frac{D_m^a}{D_{mn}^a} + K} \frac{K}{K}$$

La loi obtenue permet de calculer l'évolution de l'efficacité en fonction de la réduction de débit massique.



**Figure 2.21 : Variation de l'efficacité non nominale d'un échangeur semi-isotherme en fonction de la réduction de débit massique de frigorigène pour trois efficacités nominales d'échangeur (0.3, 0.5 et 0.8)**

Application numérique :

- $K=0.5$  : (coefficient d'échange deux fois supérieur du côté frigorigène par rapport au côté externe)
- Efficacité nominale : 0.3, 0.5 et 0.8.
- $a=0.8$

Plus le coefficient  $a$  est élevé, plus l'efficacité chute rapidement avec la réduction de débit massique. Plus le déséquilibre des coefficients d'échange augmente, traduit par le facteur  $K$  qui tend vers 0, et plus l'efficacité tend à se maintenir même à débit très réduit.

L'évolution de l'écart de température peut alors être calculé grâce à l'équation 2.11.

$$Q = m_{\text{ext}} \cdot C_{\text{ext}} \cdot \epsilon \cdot (T_{\text{ext}} - T_{\text{ff}})$$

(2.11)

Où :

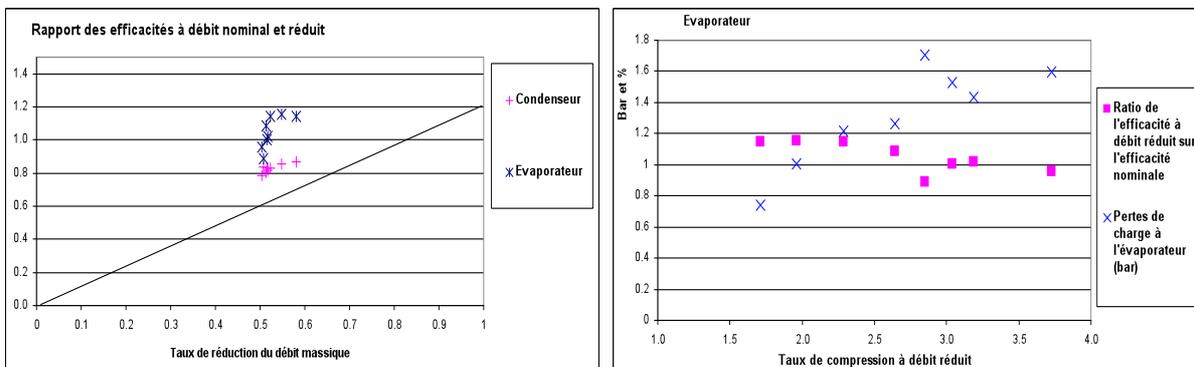
$T_{\text{ref}}$  : température moyenne du frigorigène dans l'échangeur (°C)

$T_{\text{ext}}$  : température moyenne d'échange du fluide externe (°C)

Pour l'évaporateur, nous avons mis en évidence précédemment que le gain en puissance frigorifique relatif à capacité partielle pouvait être relié directement à l'évolution du débit massique de frigorigène ou de manière équivalente à celle de la masse volumique. En conclusion, si le débit massique est réduit de 50%, la puissance échangée l'est également. Comme le rapport de l'efficacité à l'efficacité au régime nominal décroît moins vite que le débit massique (Figure 2.21), l'écart de température entre le frigorigène et l'eau diminue, d'où l'augmentation de la basse pression à débit massique de frigorigène réduit.

Un phénomène similaire se produit au condenseur. Cependant, puisque l'efficacité nominale de la batterie à air est nettement plus faible que celle de l'échangeur à plaques (pour le GPEG n°7, la variation de température de l'air entre l'entrée et la sortie de la batterie au régime nominal est de l'ordre de 15°C, contre seulement 5°C pour l'eau à l'évaporateur), à ratio de réduction de débit égal, la chute de température est beaucoup plus sensible au condenseur qu'à l'évaporateur. Les variations de la haute pression sont en effet bien plus importantes que celles de la basse pression pour une même variation de débit massique.

### Evolution des pressions à débit réduit, GPEG n°7



**Figure 2.22 : Evolution des efficacités de l'évaporateur et du condenseur (zones diphasique) du GPEG n°7 en fonction du taux de réduction du débit massique - à gauche -, évolution des pertes de charge à l'évaporateur à débit nominal en fonction du taux de compression à débit massique réduit - à droite -, les conditions d'essais correspondent à celles du Tableau 2.4**

L'observation de l'évolution du rapport des efficacités de la zone diphasique du condenseur à débit massique réduit (Figure 2.22 – gauche) montre effectivement que l'efficacité de la zone diphasique diminue moins que ne diminue le débit massique de frigorigène.

Les résultats obtenus pour l'évaporateur (Figure 2.22 – gauche) indiquent également que l'efficacité de la zone diphasique à débit réduit peut être plus importante que l'efficacité nominale.

Un facteur supplémentaire ayant un effet favorable sur l'évolution des performances de l'échangeur à débit de frigorigène réduit est l'évolution des pertes de charge. Sur la Figure 2.22 – droite, nous avons représenté l'évolution des pertes de charge de l'évaporateur à débit nominal en valeur absolue ainsi que l'évolution de l'efficacité de l'échangeur dans la zone diphasique en fonction du taux de compression. La corrélation apparaît très nettement : la diminution des pertes de charge accroît directement l'efficacité de l'échangeur.

### **Conclusion sur l'évolution des performances à capacité partielle pour le GPEG n°7**

A débits d'air et d'eau glacés constants, nous avons comparé les performances à pleine puissance et à puissance réduite. L'efficacité s'améliore en moyenne d'environ 15% (entre 10 et 18%) pour toutes les conditions de température des sources expérimentées en prenant en compte la puissance électrique du ventilateur. Sans prise en compte de la puissance électrique des ventilateurs, le gain d'efficacité est en moyenne de 20% (entre 15 et 25%).

Le gain en efficacité reste donc relativement stable. Cette apparente stabilité est liée d'une part à un gain de puissance frigorifique relative et d'autre part à une diminution de la puissance électrique relative.

A débit de frigorigène réduit, la haute pression diminue, la basse pression augmente. Ce phénomène a été mis en relation avec :

- l'évolution de l'efficacité des échangeurs en régime non nominal, qui diminue moins vite que la réduction de débit induisant par là-même une diminution de l'écart de température aux échangeurs,
- la diminution des pertes de charge aux échangeurs.

Les températures des sources étant fixées par les conditions d'essais, les températures d'évaporation et de condensation se rapprochent.

La diminution du taux de compression permet de diminuer la puissance électrique consommée par le compresseur. L'augmentation de la basse pression permet d'obtenir un gain de puissance frigorifique lié à l'augmentation du débit massique relatif, lui-même corrélé à l'augmentation de la masse volumique avec la pression d'aspiration.

### **Variation des performances à température d'entrée d'air variable**

#### **Régulation de la pression de condensation**

La régulation de la pression de condensation vise à maintenir le débit massique de frigorigène dans la plage de fonctionnement stable du détendeur thermostatique. Nous avons mis en évidence que le fonctionnement hors plage de régulation stable du détendeur thermostatique pouvait entraîner une diminution des performances de l'ordre de 15 %. Cependant, la justification de cette régulation provient du fonctionnement instable induit qui constitue un risque potentiel d'aspiration de liquide au compresseur.

#### **Condensation à air**

A basse température d'entrée d'air, le débit massique de frigorigène augmente (Tableau 2.4). La haute pression est régulée par diminution du débit d'air. Cette opération a pour conséquence de faire remonter la haute pression, et donc de diminuer les performances du cycle hors prise en compte de la puissance électrique du ventilateur. La réduction de la puissance électrique du consommateur constitue un gain de performance.

La régulation est assurée de différentes manières, par simple contrôle de la température extérieure ou par contrôle de la haute pression. Nous analysons ci-après l'impact énergétique de la régulation par contrôle de la valeur de la haute pression.

### Condensation à eau

La régulation de la pression de condensation est réalisée cette fois via le médium de condensation, tour de refroidissement humide, sèche ou aérocondenseur. Puisque cette régulation est externe au groupe, elle est à prendre en compte dans le couplage du GPEG à condensation à eau et de son condenseur ; le GPEG peut donc être caractérisé indépendamment de son média de condensation, mais seulement pour débit d'eau au condenseur et une température d'entrée d'eau de refroidissement donnés.

### GPEG n°5

Les variations des puissances frigorifiques et électriques pour les essais à pleine charge et à capacité partielle en fonction de la température d'entrée d'air au condenseur (réalisés pour une température de sortie d'eau de 7°C) sont représentées Figure 2.22.

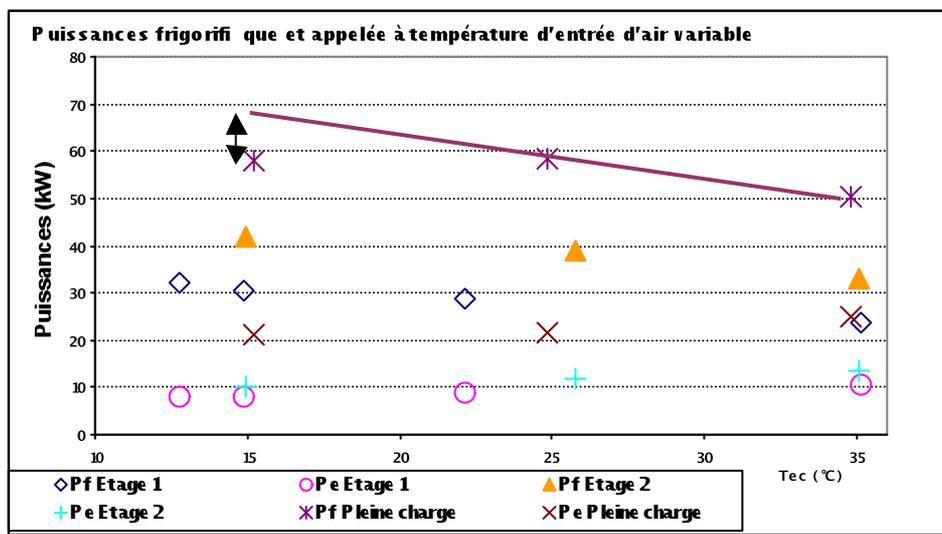


Figure 2.23 : Variation des puissances frigorifiques et électriques pour chaque étage de puissance à température d'entrée d'air variable, GPEG n°5

### Variation des performances à température d'entrée d'air variable et débit d'air nominal

Hors plage de variation du débit d'air, les évolutions des puissances frigorifiques et électriques sont représentées, par étage de puissance, par des fonctions polynomiales de la température d'entrée d'air au condenseur.

### Régulation du débit d'air au condenseur

Pour les points d'essais présentés, le débit de ventilation n'est pas imposé au groupe y compris à très basse température et à puissance réduite.

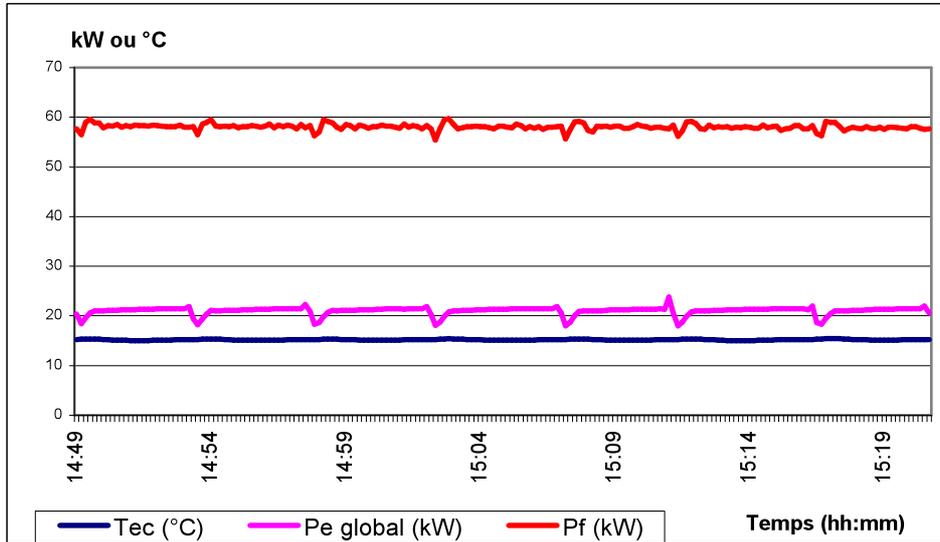
Nous observons qu'à pleine charge, le débit de ventilation est réduit pour l'essai à température d'entrée d'air de 15°C, ce qui entraîne une réduction notable des performances, de l'ordre de 15% (Figure 2.23).

Ce fait provient de la régulation du débit d'air au condenseur. Le GPEG n°5 est équipé d'un ventilateur à deux vitesses. Lorsque le débit devient trop important<sup>1</sup>, pour éviter que le détendeur ne fonctionne en dehors de sa plage de régulation (c'est-à-dire qu'il ne reste ouvert en permanence), le ventilateur passe sur la vitesse inférieure. Les variations des puissances électriques globales et frigorifiques sont présentées Figure 2.24. On observe un

<sup>1</sup> On pourra vérifier pour le GPEG n°7, Tableau 2.4 que le débit de frigorigène augmente lorsque la température d'entrée d'air diminue, à température de sortie d'eau glacée constante.

comportement cyclique des puissances : la régulation ne permet pas d'obtenir un comportement stabilisé.

A puissance partielle, la réduction de débit d'air n'a été obtenue que pour des conditions extrêmes de température des sources (A15E12) sur le plus petit étage de puissance, donc pour une haute pression très faible (qu'on peut estimer être de l'ordre de 11 bars, d'après les résultats d'essais obtenus pour le GPEG n°7, Tableau 2.4). Là encore, le fonctionnement



observé correspond à un fonctionnement en cyclage entre les deux débits d'air.

Figure 2.24 : A pleine puissance de compression, variation des puissances électrique et frigorifique à basse température d'air

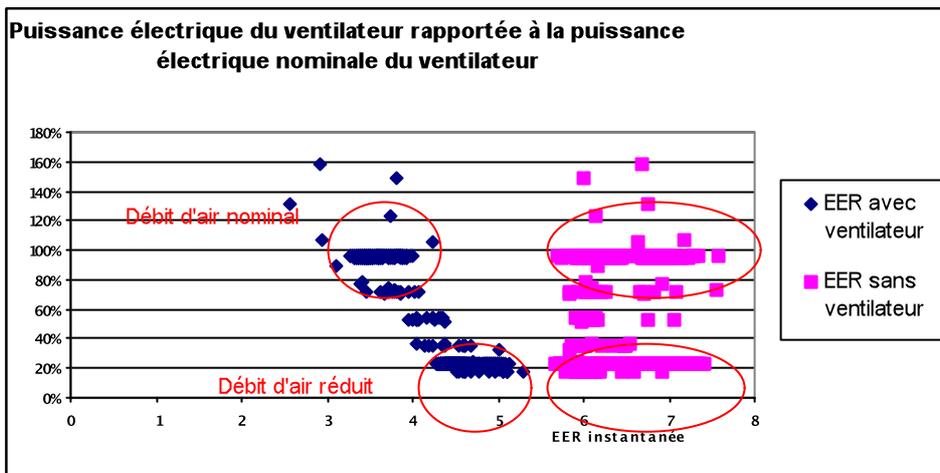


Figure 2.25 : A puissance réduite de compression (cylindrée de 40 %), variation de l'efficacité instantanée, à débit d'air oscillant entre son débit minimal et son débit maximal, avec ou sans prise en compte de la puissance électrique de ventilation

Si la réduction du débit d'air est justifiée à pleine puissance par le détendeur, à puissance réduite, elle peut l'être lorsque le taux de compression devient vraiment trop faible. Dans ce cas en effet, la dégradation du rendement isentropique peut être telle que la puissance électrique (sans prise en compte de la puissance électrique consommée par le ventilateur) soit égale à débit d'air réduit et à débit d'air nominal. Dans ce cas, il est énergétiquement intéressant de réduire le débit d'air au condenseur.

La Figure 2.25 montre le gain énergétique qu'on peut attendre de cette mesure : l'efficacité instantanée à débit d'air réduit sans ventilateur est en moyenne de 4,5, tandis qu'elle vaut environ 3,5 à débit d'air nominal. Cependant, l'évaluation est rendue difficile par le cyclage du ventilateur.

## GPEG n°7

### Variation des performances à température d'entrée d'air variable et débit d'air nominal

Pour le GPEG n°7, la Figure 2.26 représente l'évolution des puissances frigorifiques à pleine charge et à puissance réduite, un compresseur en fonctionnement sur chaque circuit, débits externes constants, pour une température de sortie d'eau à l'évaporateur maintenue à 7°C.

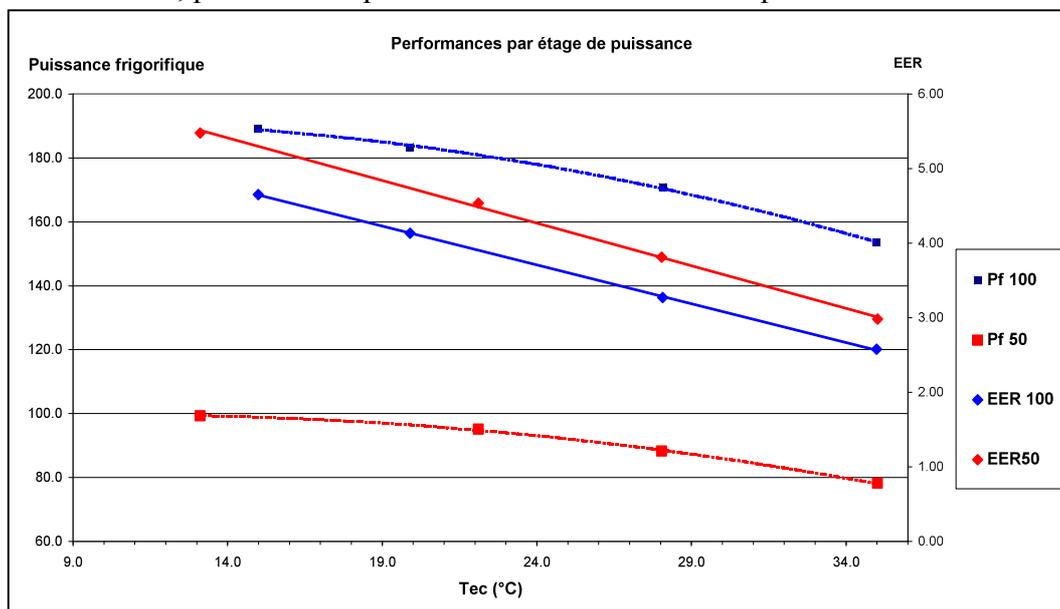


Figure 2.26 : Performances par étages de puissance (pleine charge – noté 100, 1 compresseur par circuit – noté 50), puissances frigorifiques et efficacités pour le GPEG n°7

Hors plage de variation du débit d'air, les évolutions des puissances frigorifiques et électriques sont représentées, par étage de puissance, par des fonctions polynomiales de la température d'entrée d'air au condenseur.

### Régulation du débit d'air au condenseur

Ce groupe est équipé de 3 ventilateurs par circuit actionnés en cascade afin de réguler la pression de condensation. La consigne de haute pression est paramétrable<sup>1</sup> ainsi que le différentiel. Les valeurs de ces paramètres sont par contre identiques à pleine charge et à puissance réduite. En sortie d'usine, la consigne est fixée à 15 bar avec un différentiel de 1 bar.

Afin de tester le fonctionnement de l'équipement à température réduite en conditions de fonctionnement réelles, deux essais exploratoires en diminuant la température jusqu'à 10°C sont réalisés :

- à pleine puissance (Figure 2.27)
- à puissance réduite (1 compresseur en fonctionnement par circuit) (Figure 2.28)

<sup>1</sup> Pour réaliser la série d'essais de la figure 2.26, la consigne est donc fixée à 10 bars afin de court-circuiter la régulation du groupe.

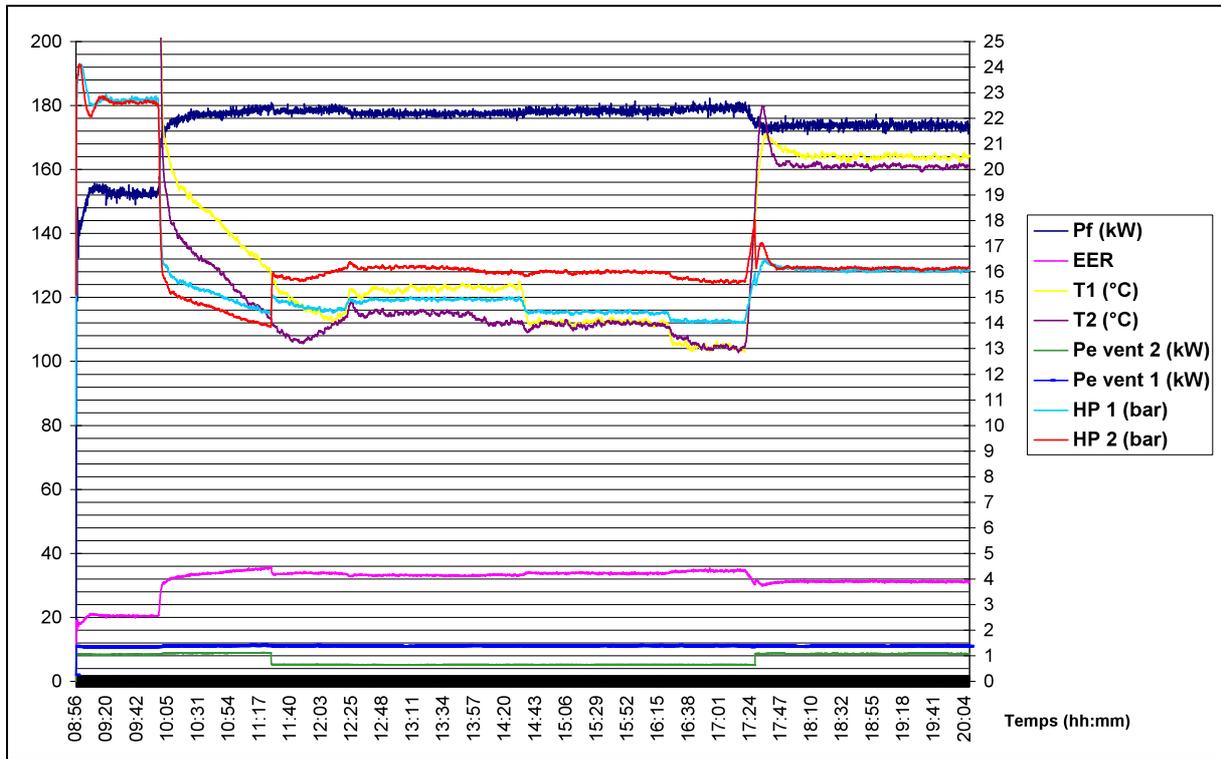
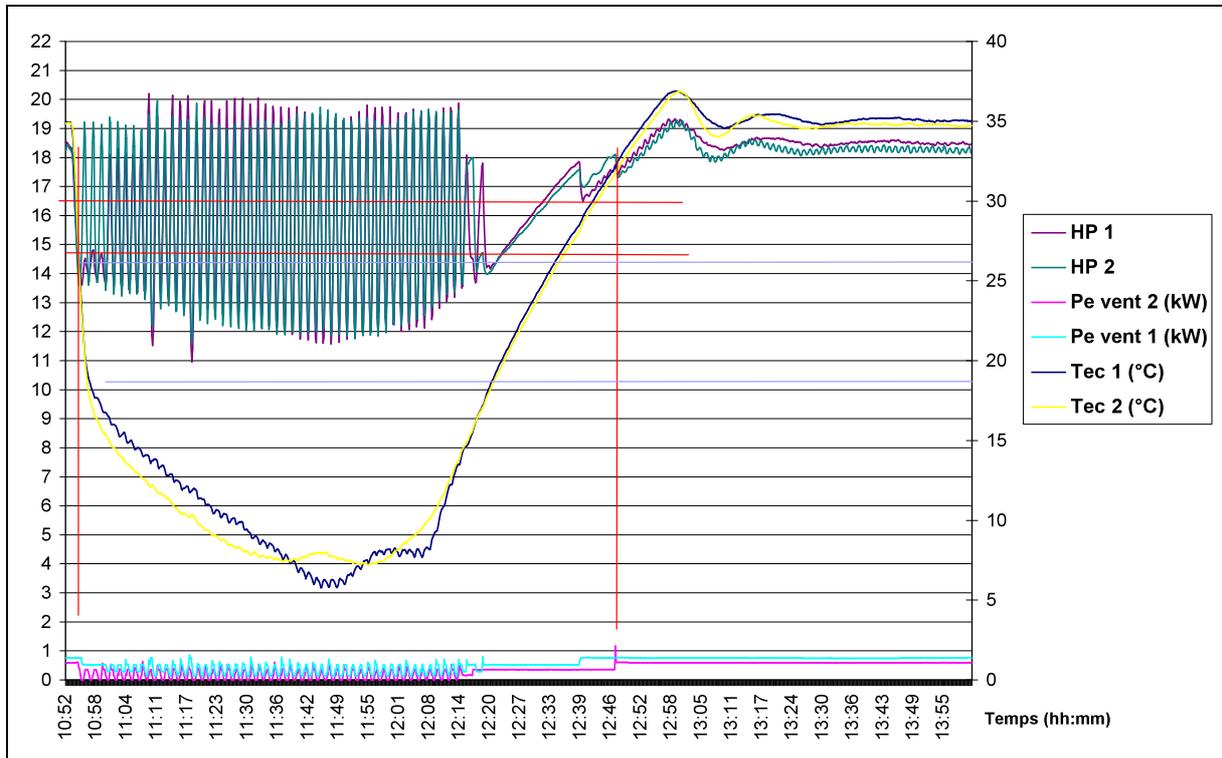


Figure 2.27 : Exploration de la loi de régulation de la pression de condensation à pleine puissance, GPEG n°7

A pleine puissance (Figure 2.27), le fonctionnement est stable tout au long de la variation de température. La chute de température est légèrement plus rapide du côté de la batterie 1 que de celui de la batterie 2 (Evolution des température T1 et T2). Cependant, au moment du déclenchement sur le premier circuit (cet instant est défini visiblement par l'observation de la puissance électrique de ventilation<sup>1</sup>, qui chute à cet instant), les deux températures d'entrée d'air sont proches, et par conséquent les hautes pressions également. La chute d'un étage de ventilation côté 2, fait remonter la haute pression côté 1 et permet de mettre en évidence un couplage entre les deux circuits. Ce couplage a été identifié comme provenant d'une ouverture de faible taille entre les deux circuits aérauliques. L'impact de ce bypass d'air sur les performances à capacité partielle est rapporté ci-après §3.

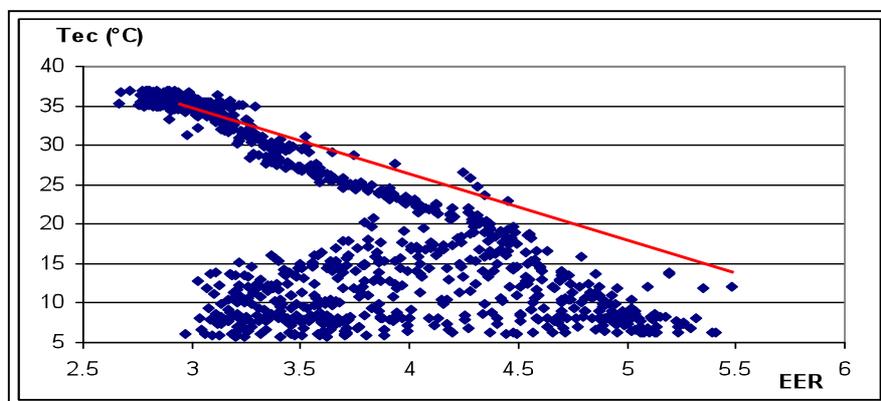
<sup>1</sup> La différence initiale entre les deux valeurs de puissance électrique des ventilateurs provient de la puissance de veille de l'équipement.



**Figure 2.28 : Exploration de la loi de régulation de la pression de condensation à pleine puissance, GPEG n°7**

Avec un compresseur en fonctionnement par circuit, le fonctionnement à puissance de ventilation réduite ne peut se stabiliser. Ce fait a été confirmé par des essais stationnaires pour lesquels la température d'entrée était maintenue constante et suffisamment basse. Lors de la réduction de débit d'air, les hautes pressions remontent largement au-dessus de la consigne haute (16 bar), tandis qu'à débit d'air nominal, la basse pression chute jusqu'à 12 bar, suivant la température extérieure aux batteries. Les limites de la régulation de la pression de condensation sont tracées en rouge Figure 2.29. Puisque le débit de frigorigène est réduit, il est logique que les hautes pressions initiales soient relativement faibles. Ainsi, la pression de 14 bar, différentiel bas, est atteinte pour une température extérieure de 25,5 °C. Le différentiel haut, lui, correspond environ à 29°C.

En conclusion, la régulation de la pression de condensation est instable à puissance réduite. Les consignes ont été modifiées afin de tenter de stabiliser le fonctionnement sans succès, montrant que la réduction du débit d'air, bien adaptée à la régulation de la pression de condensation à pleine charge, n'est pas adaptée à puissance réduite.



**Figure 2.29 : Efficacité instantanée lors de l'exploration en température d'entrée d'air en bleu, efficacité stationnaire à puissance réduite, en rouge**

La Figure 2.29 rend compte de l'impact énergétique de ce comportement. L'efficacité instantanée (au pas de temps d'acquisition de 10s) est représentée en fonction de la

température moyenne de l'air extérieur des deux batteries et comparée à l'efficacité stationnaire à débit d'air nominal.

Il apparaît deux phases de fonctionnement distinctes : pendant la remontée en température, période pendant laquelle les débits d'air sont stables, l'efficacité reste parallèle à l'évolution à débit d'air nominal, avec une dégradation de l'ordre de 10% de l'efficacité. Ensuite, l'impact des oscillations augmente d'autant plus que la température décroît.

La question qui se pose, suite à l'analyse des résultats obtenus pour le GPEG n°5 ci-dessus est la suivante : est-ce que la variation de débit d'air au condenseur est ou non justifiée d'un point de vue énergétique à capacité partielle ?

	Essai	A13E7PC50	A13E7PC50	A22E7PC50	A22E7PC50	A22E7PC50
Unité	Ventilateurs	3 et 3	1 et 1	3 et 3	2 et 2	1 et 2
°C	Tse	7.01	7.00	7.01	7.02	6.99
°C	Tec	13.03	12.97	22.00	21.95	21.89
Kw	Pf	99.33	90.01	95.10	90.04	86.65
W/W	EER	5.48	4.17	4.54	4.11	3.66
kW	Pe_comp1	7.8	10.3	9.3	10.3	12.1
kW	Pe_vent1	1.5	0.7	1.5	1.0	0.7
kW	Pe_comp2	7.8	10.3	9.3	10.2	10.4
kW	Pe_vent2	1.3	0.4	1.2	0.6	0.8
bars	HP 1	10.5	15.4	13.4	15.3	18.4
bars	BP 1	5.6	5.7	5.8	5.8	5.8
bars	HP 2	10.5	15.5	13.2	15.2	15.6
bars	BP 1	5.5	5.5	5.7	5.5	5.6

**Tableau 2.6 : Performances stationnaires du GPEG n°7, à puissance partielle (1 compresseur par circuit), pour deux températures d'entrée d'air différentes, à débit d'air varié par enclenchement d'un nombre différent de compresseurs par circuit, à température de sortie d'eau de 7 °C.**

La réponse apparaît clairement Tableau 2.6. Même pour des taux de compression inférieurs à 2 (conditions A13E7), la réduction du débit d'air constitue ici une dégradation importante des performances.

Ainsi, la régulation de la pression de condensation, imposée à pleine puissance par la plage de régulation stable du détendeur thermostatique, est appliquée sans discernement à puissance partielle. La dégradation engendrée est d'autant plus importante que cette régulation ne permet pas d'assurer un comportement stable du GPEG à puissance et débit réduits.

### **Conclusion sur la variation des performances avec la température d'entrée d'air au condenseur**

Pour les deux GPEG testés, la régulation de la pression de condensation réduit le débit d'air à pleine puissance. Le fonctionnement correspondant est instable pour le GPEG n°7 et stable pour le GPEG n°5.

A puissance réduite, pour le GPEG n°5, les consignes de la régulation du débit d'air permettent d'assurer que la réduction du débit d'air n'est réalisée que quand la réduction du débit d'air correspond à un gain. Le fonctionnement obtenu est par contre instable.

Suivant le ratio entre la puissance électrique des ventilateurs et la puissance électrique de l'étage de puissance activé, il peut exister un débit d'air optimum qui permet de maximiser les performances énergétiques d'un équipement à capacité partielle. Plus la part de la puissance électrique liée au ventilateur est importante, plus la variation de débit d'air doit être réalisée à taux de compression important.

A puissance réduite, pour le GPEG n°7, les consignes de la régulation du débit d'air sont identiques aux consignes à pleine puissance. Comme la pression de fonctionnement est réduite à puissance partielle, le débit d'air est réduit à partir de 25 °C conduisant à une dégradation énergétique importante : pour ce GPEG, l'efficacité à capacité partielle est plus élevée à débit d'air nominal qu'à débit réduit, pour des taux de compression (à débit réduit)

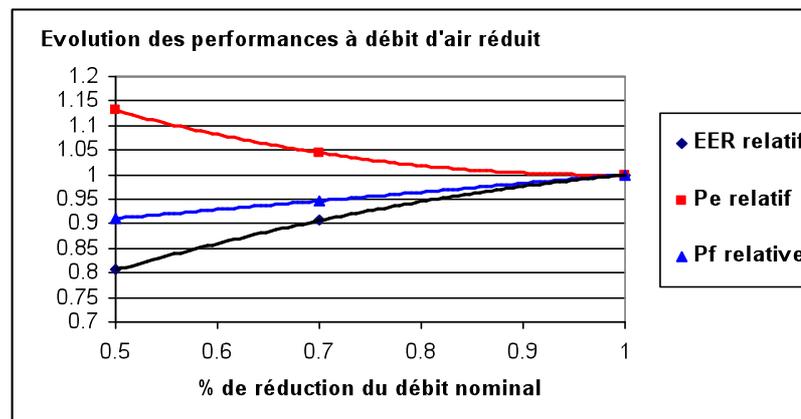
aussi bas que 1.7. Cette dégradation est de plus accrue par le fonctionnement instable qui en résulte.

Le principe de la régulation du GPEG n°7 est celle la plus rencontrée. Cependant, nous ne savons pas si les observations effectuées peuvent être étendues à tous les GPEG.

### Modèle simplifié de prise en compte de la régulation de la pression de condensation

Nous réalisons simplement un modèle simplifié afin de déterminer l'impact de la régulation du débit d'air sur les performances saisonnières. Cette prise en compte simplifiée ne permettra pas de comparer les équipements entre eux, trop peu d'éléments étant disponibles pour l'ensemble des groupes.

A cet effet, nous avons évalué l'impact énergétique de la réduction de débit d'air au condenseur pour le groupe n°7 (Figure 2.30). L'efficacité est réduite d'environ 10% pour un



ratio de débit d'air valant 70% de sa valeur nominale.

Figure 2.30 : Impact d'une réduction du débit nominal au condenseur, température d'entrée d'air de 22°C, GPEG n°7

Il a été mis en évidence que la consigne de la régulation de la haute pression étant constante, et les niveaux de pression différents lors d'un fonctionnement à débit massique de frigorigène réduit, la température d'air de déclenchement des débits de ventilation était différente par étage de puissance.

Pour la suite, nous retenons les hypothèses minimalistes suivantes :

- La régulation de la pression de condensation est réalisée à l'aide de deux niveaux de débit de d'air.
- L'efficacité est dégradée de 10%<sup>1</sup> lors du fonctionnement à débit réduit. L'interaction de la régulation du débit d'air avec la réduction de puissance est représentée Figure 2.31 : le seuil de déclenchement de la réduction du débit d'air est proportionnelle au rapport de la puissance de l'étage sur la puissance nominale avec comme limite haute, pour un étage de puissance nulle, 30°C et limite basse, à pleine puissance, 20°C.

<sup>1</sup> Ceci nous condamne à trouver un impact saisonnier inférieur à 10%. Nous verrons partie 4 le potentiel de réalisation de ces 10% suivant la courbe de charge considérée.

- Au vu des résultats d'essais, lorsque la température d'entrée d'air chute en-dessous de 15°C, l'efficacité est supposée rester constante.

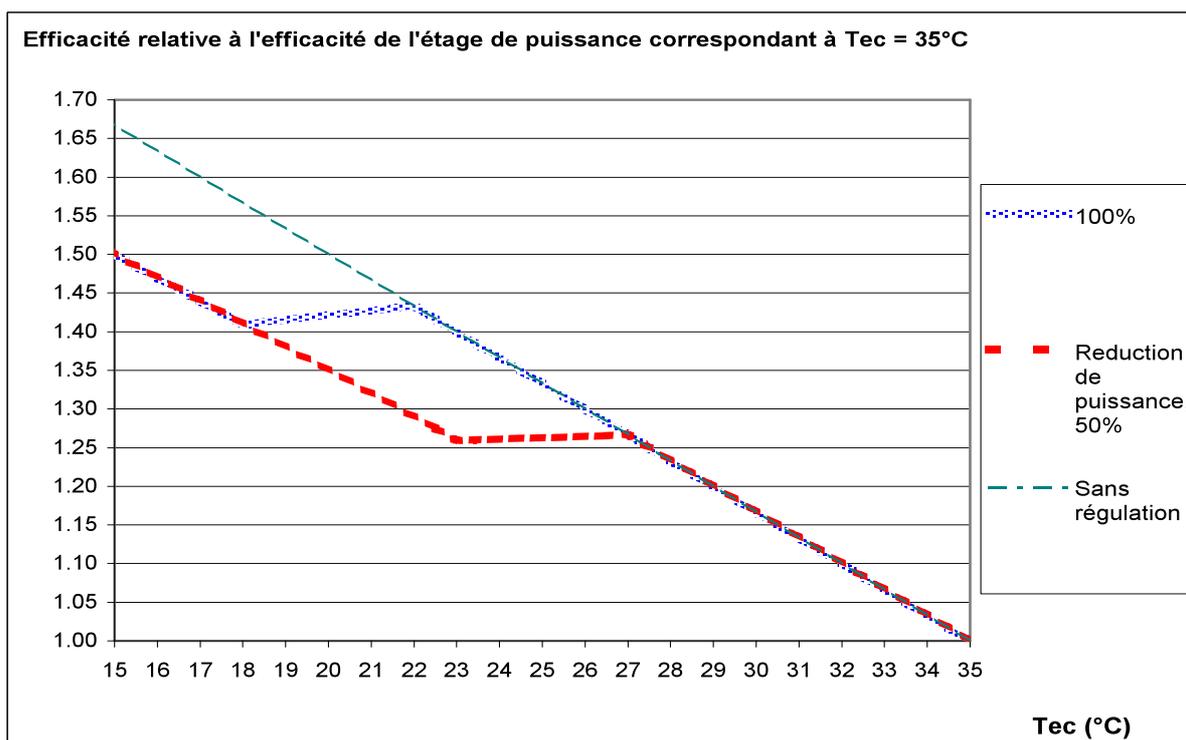


Figure 2.31 : Loi simplifiée de prise en compte de la régulation de la pression de condensation à température d'entrée d'air variable

#### Base de données expérimentales

Afin d'établir une norme de performances saisonnières, une campagne expérimentale a été réalisée sur 7 groupes de production d'eau glacée par Eurovent. Les résultats des deux campagnes d'essais réalisées au Climatron sont ajoutées et permettent de disposer d'une base conséquente de performances à capacité partielle. Si pour les GPEG testés à EDF, les caractérisations par étage de puissance ont été réalisées, seulement quelques points sont disponibles pour les autres :

- 4 points d'essais réalisés dans les conditions de la norme [ARI, 1998], Tableau 2.7,
- un point d'essai suivant le projet de norme expérimentale réalisé par le CEN [CEN, 2002] a également été réalisé (températures d'entrée des fluides externes aux échangeurs identiques à celles du point nominal et puissance thermique représentant environ la moitié de la puissance thermique à pleine charge, suivant les étages de puissance disponibles).

Pour l'ensemble des essais présentés, le débit d'eau glacé à l'évaporateur est fixé par la différence imposée de 5 K entre la sortie et l'entrée de l'échangeur. Il en va de même pour le débit d'eau au condenseur pour les GPEG à condensation à eau. Le débit d'air pour les GPEG à condensation sur l'air a également toujours été maintenu constant, à sa valeur nominale.

Réduction de puissance (%)	Tec (°C)	
	Air	Eau
Référence (Température nominale, pleine charge)	IPLV	IPLV
100	35	29,4
75	26,7	23,9
50	18,3	18,3
25	12,8	18,3

Tableau 2.7 : Conditions d'essais suivant [ARI, 1998]

Les caractéristiques techniques des GPEG testés sont rapportées Tableau 2.8 (condensation sur l'air) et Tableau 2.9 (condensation sur l'eau). Aucun groupe à compresseur à piston semi-hermétique n'a été testé.

Nom	Type	P <sub>f</sub> nominale (kW)	Circuits	Compresseurs	Etages disponibles
N° 5	Spiro-orbital	60	1	2	3
N° 7	Spiro-orbital	150	2	4	4
N° 8	Hermétique à piston	150	2	2	2
N° 9	Spiro-orbital	120	2	4	4
N° 2	Bivis	300	2	2	Tiroir de puissance et étages fixes

**Table 2.8 : GPEG testés à condensation à air**

Nom	Type	P <sub>f</sub> nominale (kW)	Circuits	Compresseurs	Etages disponibles
N° 1	Bivis	800	2	3	8
N° 3	Bivis	400	2	2	4
N° 4	Spiro-orbital	150	2	4	4
N° 6	Bivis	1100	1	1	Tiroir de puissance

**Table 2.9 : GPEG testés à condensation à eau**

## Incertitudes expérimentales

Dans l'optique de valider les hypothèses nécessaires à la modélisation des GPEG, il est nécessaire de déterminer l'incertitude associée à la mesure expérimentales de l'efficacité. Les incertitudes de mesure imposées sur les valeurs moyennes (sur une heure) par la norme européenne d'essais actuellement à l'enquête [CEN, 2002]<sup>1</sup>, sont rapportées Tableau 2.10.

Mesure	Incertitude expérimentale tolérée
Débit d'eau	1%
Ecart de température d'eau	+/- 0.1°K (par sonde)
Puissance appelée	1%

**Tableau 2.10 : Tolérance sur les valeurs moyennes mesurées, [CEN, 2002].**

On cherche à déterminer l'incertitude sur l'efficacité, rapport de la mesure de la puissance frigorifique à la mesure de la puissance électrique.

$$EER = \frac{P_f}{P_e}$$

La puissance frigorifique sur l'eau s'exprime sous la forme suivante :

$$P_f = D_m \cdot C_p \cdot (T_{ee} - T_{se})$$

On néglige les variations de la chaleur massique de l'eau avec sa température. De même, les débit-mètres utilisent une mesure de vitesse. On suppose la masse volumique constante sur la plage de mesure 7-12 °C.

L'incertitude relative de mesure liée à la valeur de l'efficacité peut alors s'exprimer sous la forme :

$$\frac{\Delta EER}{EER} = \sqrt{\left(\frac{\Delta P_e}{P_e}\right)^2 + 2 * \left(\frac{\Delta T_{ee}}{T_{ee} - T_{se}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta D_v}{D_v}\right)^2}$$

(2.14)

L'incertitude maximale normative associée à la mesure de puissance électrique est de 1 % relatif. Cependant, en pratique, on ne dispose pas toujours d'appareils permettant d'adapter le calibre pour une mesure de puissance réduite. Il faut alors choisir un calibre très proche de la puissance électrique nominale sinon l'incertitude liée à la puissance électrique augmente très rapidement à faible taux de charge.

Nous supposons ici le calibre égal à la puissance électrique nominale du groupe. C'est une hypothèse optimiste, le calibre du wattmètre n'étant jamais égal à la puissance électrique nominale ; cependant, il n'y a pas d'enjeu réel sur la mesure de puissance électrique, des instruments performants et très précis étant couramment utilisés.

<sup>1</sup> Les incertitudes n'ont pas été modifiées pour les mesures sur l'eau lors de la révision de 2002 par rapport à la version précédente [CEN, 1997 & 98]

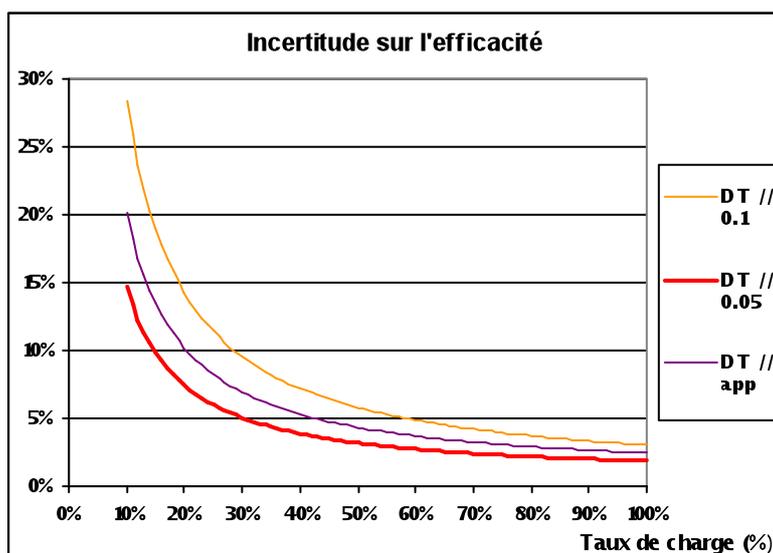


Figure 2.32 : Incertitude relative pour un groupe de production d'eau glacée en fonction de la puissance relative à la puissance nominale, pour trois niveaux d'incertitudes sur les sondes de mesure de la température,  $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ ,  $\pm 0.05^{\circ}\text{C}$ , et  $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$  sur la différence de température (sondes appairées, noté « app »)

Pour les conditions normatives actuelles (incertitude de  $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$  sur les mesures de température d'eau glacée), l'incertitude relative sur l'efficacité devient rapidement importante en-dessous de 50 % de la puissance nominale (Figure 2.32). Ainsi, à 25 %, l'incertitude relative sur l'efficacité atteint 11 %.

Les règles usuelles professionnelles définissent la plus forte contrainte pesant sur le calcul de l'incertitude : l'écart de température nominal à l'évaporateur de  $5^{\circ}\text{C}$  seulement. Si à puissance nominale, l'incertitude expérimentale ne dépasse guère 3 % avec les préconisations normatives [CEN, 2002], à puissance réduite, l'écart de température va diminuer et fortement augmenter l'incertitude relative.

Afin de réduire l'incertitude expérimentale, plusieurs options peuvent être définies :

- diminuer la température d'air simultanément à la réduction de la puissance ; c'est ce qui est réalisé pour l'IPLV [ARI, 1998] ; cette option permet de réaliser une translation des points de mesure vers les charges plus importantes, en conservant comme référence le point nominal à pleine charge ; ceci revient à dire que l'on condamne une partie du plan [température – puissance réduite] à la mesure, celle des faibles charges et températures élevées ;
- appairer les deux sondes de mesure de la température d'eau glacée, ainsi l'incertitude sur l'écart de température passe déjà de 11 à 8%, à 25% de la puissance frigorifique nominale,
- réduire l'incertitude sur chaque sonde<sup>1</sup> en améliorant l'ensemble de la chaîne de mesure, ainsi l'incertitude sur l'écart de température passe déjà de 11 à 6% à 25% de la puissance frigorifique nominale ; cette option a toutefois un coût non-négligeable,
- diminuer le débit d'eau à l'évaporateur ; cependant, les performances sont alors modifiées,
- réduire la plage d'utilisation des sondes ; en effet, la principale incertitude provient non pas du capteur lui-même, les sondes platines ont une garantie d'incertitude constructeur de 0.01 K, mais de la chaîne qui va permettre de traduire la mesure de tension en température ; on utilise généralement un polynôme de degré n par sonde sur une plage de mesure  $[-10, 45^{\circ}\text{C}]$ . En concentrant l'établissement du polynôme sur la plage de mesure utile  $[7, 12^{\circ}\text{C}]$ , on diminue nettement l'incertitude globale ; cette mesure nécessite cependant l'immobilisation de sondes spécifiquement dédiées à ces essais, ce qui peut poser problème au niveau de la gestion d'un laboratoire.

<sup>1</sup> Avant cette campagne d'essais, le personnel du laboratoire Climatron a procédé à l'étalonnage des sondes de température : la chaîne complète d'incertitude, de la mesure à l'acquisition, correspond à une incertitude de  $\pm 0.04\text{ K}$ .

## Données étendues disponibles

Afin de calculer les performances saisonnières des GPEG, il est nécessaire de représenter leurs performances sur un domaine de température d'entrée d'air ou d'eau au condenseur étendu pour tous les étages de puissance.

Le Tableau 2.11 présente les sources de données disponibles pour compléter les essais disponibles.

Nom	Condensation à air	Source de données étendues
N° 5	Spiro-orbital	Essais Climatron
N° 7	Spiro-orbital	Essais Climatron
N° 8	Hermétique à piston	Non
N° 9	Spiro-orbital	Non
N° 2	Bivis	Données constructeur
Nom	Condensation à eau	Source de données étendues
N° 1	Bivis	Données constructeur
N° 3	Bivis	Non
N° 4	Spiro-orbital	Non
N° 6	Bivis	Données constructeur

Tableau 2.11 : Sources de données étendues pour les GPEG de la base expérimentale

- Pour les GPEG n°5 et n°7, la représentation polynomiale par étage de puissance est conservée.

Pour les GPEG n°1 et n°6, les données constructeur ont été comparées aux points d'essais disponibles (Tableau 2.12 et 2.13 respectivement).

Conditions d'essais	CEN 100	ARI 75	ARI 50	CEN 50
$(\text{EER constructeur} - \text{EER}) / \text{EER} \%$	3	5	0	4

Tableau 2.12 : GPEG n°1, comparaison des données expérimentales et des données constructeur

Conditions d'essais	CEN 100	CEN 75	CEN 50	CEN 25
$(\text{EER constructeur} - \text{EER}) / \text{EER} \%$	3	-1	-2	-8

Tableau 2.13 : GPEG n°6, comparaison des données expérimentales et des données constructeur

Nous utilisons donc par la suite la représentation fournie pour ces deux GPEG.

- Pour le GPEG n°2, les données à pleine puissance sont disponibles et valides. Les données à capacité partielle ont par contre montré des différences notables, semblant indiquer que des étages de puissance différents avaient été utilisés pour réaliser les essais et renseigner le logiciel. Par conséquent, pour ce GPEG, nous conservons les données expérimentales seulement.

Il reste donc à étendre le domaine de caractérisation des GPEG n° 2, 3, 4, 8 et 9.

## Modélisation simplifiée des performances par étage des GPEG

### Modèles disponibles

Afin de traduire les performances saisonnières des GPEG testés par Eurovent, il est nécessaire de modéliser l'évolution des performances à température de condensation variable et à puissance partielle.

Dans l'ensemble des modèles de comportement permettant de déterminer la puissance électrique des GPEG à partir de la seule connaissance des variables externes, les températures des sources et le niveau de réduction de puissance, il existe 3 classes principales :

- des modèles basés sur des corrélations permettant de représenter les puissance électrique et frigorifique à partir d'un nombre de points d'essais important par des fonctions quadratiques de la température d'entrée au condenseur, de la température de sortie d'eau à l'évaporateur et du taux de puissance réduite [Yik, 1998], défini ici

à température aux sources égales à pleine puissance et à puissance réduite, soit directement de la puissance frigorifique fournie [Gordon, 1994] ; ces modèles demandent un grand nombre de points de fonctionnement pour être paramétrés et par conséquent, ne conviennent pas pour cette analyse ;

- moyennant quelques simplifications, ces corrélations peuvent permettre de mettre au point des méthodes de calage des paramètres à partir de peu de points d'essais [Phelan, 1997], [Gordon, 1999], et même d'obtenir une certaine stabilité de ces paramètres par catégorie de groupes de production d'eau glacée [Consoclim, 2002] ; ces modèles sont bien adaptés à notre problématique ;
- des modèles basés sur la réalité thermodynamique du cycle avec un certain nombre d'hypothèses simplificatrices permettant de prédire le fonctionnement à pleine puissance hors régime nominal et à puissance partielle. Le modèle [Bourdouxhe, 1993] propose ainsi d'identifier des paramètres physiques à partir de deux points d'essais à pleine puissance et d'un point d'essai à puissance réduite, permettant de représenter les performances des GPEG sur l'ensemble du domaine de fonctionnement.

Pour la résolution du problème posé, la prévision des performances à puissance réduite a relativement peu d'intérêt puisque des points d'essais sont disponibles. D'autre part, nous verrons Partie 3 comment calculer les performances horaires à charge partielle sur la base des performances des étages de puissance.

Il est par contre instructif d'observer les hypothèses simplificatrices réalisées sur les modèles basés sur des corrélations, Tableau 2.14.

[Allen, 1983]	Domaine	Paramètres
$P_f = B_1 T_{se} + B_2 T_{sc} + B_3 T_{se} T_{sc} + B_4 T_{se}^2 + B_5 T_{sc}^2 + B_6$ $P_e = C_1 T_{se} + C_2 T_{sc} + C_3 T_{se} T_{sc} + C_4 T_{se}^2 + C_5 T_{sc}^2 + C_6$	Pleine charge	12
$P_f = B_k \cdot (B_1 T_{se} + B_2 T_{sc} + B_3 T_{se} T_{sc} + B_4 T_{se}^2 + B_5 T_{sc}^2 + B_6)$ $P_e = A_k \cdot (C_1 T_{se} + C_2 T_{sc} + C_3 T_{se} T_{sc} + C_4 T_{se}^2 + C_5 T_{sc}^2 + C_6)$	Capacité partielle	2 paramètres ( $A_k$ et $B_k$ ) par étage ( $k$ )
DOE [ASFH, 1996]	Domaine	Paramètres
$P_e = \frac{P_f}{EER}$ $P_f = P_{fn} \cdot (A_1 + A_2 \cdot T_{ec} + A_3 \cdot T_{se} + A_4 \cdot T_{se} \cdot T_{ec} + \dots)$ $\frac{1}{EER} = \frac{1}{EER_n} \cdot (B_1 + B_2 \cdot T_{ec} + B_3 \cdot T_{se} + B_4 \cdot T_{se} \cdot T_{ec} + \dots)$	Pleine charge	Suivant besoins
$\frac{P_{epc}}{P_e} = h \left( \frac{P_{fpc}}{P_f} \right) = C_1 + C_2 \left( \frac{P_{fpc}}{P_f} \right) + C_3 \left( \frac{P_{fpc}}{P_f} \right)^2 + \dots$	Capacité partielle	Polynôme d'ordre choisi
[Consoclim, 2002]	Domaine	Paramètres
$P_f = P_{fn} \cdot (D_1 \cdot (T_{ec} - T_{ecn}) + D_2 \cdot (T_{se} - T_{sen}))$ $\Delta T = \left( \frac{T_{ec}}{T_{se}} \right) \left( \frac{T_{ec}}{T_{se}} \right)_n$ $P_e = \frac{P_f}{EER_n} \cdot (C_1 + C_2 \cdot \Delta T + C_3 \cdot \Delta T^2)$	Pleine charge	5
$\frac{P_{epc}}{P_e} = C_{cp} \cdot \left( \frac{P_{fpc}}{P_f} \right) + (1 - C_{cp}) \cdot \left( \frac{P_{fpc}}{P_f} \right)^2$	Capacité partielle	1

**Tableau 2.14 : Trois modèles de comportement traduisant les performances à pleine charge et à capacité partielle, à températures d'entrée ou de sortie d'air, d'entrée ou de sortie d'eau variable.**

Les trois modèles simplifiés (Tableau 2.14) proposent deux étapes distinctes :

- modélisation des performances à températures des sources variables et à pleine puissance,
- les performances à puissance réduite sont ensuite obtenues soit en caractérisant discrètement les étages de puissance, [Allen, 1983], soit en adaptant une fonction

continue polynomiale qui traduit l'évolution des performances à puissance réduite, à conditions de températures des sources identiques à pleine charge et à puissance réduite. Dans les trois cas, les modifications de l'évolution des performances avec les températures des sources à puissance partielle en rapport à cette même évolution à pleine puissance sont négligées.

## Modèle simplifié

### Modèle simplifié des performances à température d'air variable

Le nombre réduit de points d'essais permettant de traduire l'évolution des performances à pleine puissance nous conduit à rechercher un modèle à peu de paramètres.

L'hypothèse de [Allen, 1983] (Tableau 2.14) pour les étages de puissance discrets est parfaitement adaptée à notre problème : si le comportement à pleine puissance est connu, seulement deux paramètres permettent de déterminer les performances des étages de puissance lorsque les températures des sources varient.

Pour la détermination des performances à pleine charge, deux points d'essais à température d'entrée d'air (35 °C et 18 °C) ou d'eau (30 et 20 °C) au condenseur distinctes sont disponibles à puissance réduite à pour l'air, et à pour l'eau. Le modèle le mois gourmand ([Consoclim, 2002], Tableau 2.14) en paramètres en demande encore trois. Nous supposons donc ici que l'efficacité varie linéairement en fonction de la température extérieure. La puissance frigorifique est supposée varier linéairement également avec la température d'entrée du fluide au condenseur.

Les deux coefficients de régression sont calculés à partir des deux points à température variable réalisés à l'étage de puissance le plus proche de 50 % de la puissance frigorifique nominale.

### Vérification de l'hypothèse de gain d'efficacité constant à capacité partielle

#### Données expérimentales, condensation à air

Les résultats expérimentaux obtenus sur les GPEG n°5 et n°7 ont permis de caractériser les performances stationnaires par étage de puissance sous forme de fonctions polynomiales simples. Cette représentation est conservée par la suite. Elles permettent de vérifier l'hypothèse de constance du gain d'efficacité à capacité partielle.

Pour le GPEG n°5, la plage de caractérisation des performances à pleine puissance est limitée par la régulation du débit de ventilation à [26 – 35 °C]. Pour le GPEG n°7, la plage de fonctionnement à débit maximal est de [15-35 °C]. Le gain d'efficacité à puissance partielle est calculé en fonction de la température d'air extérieur.

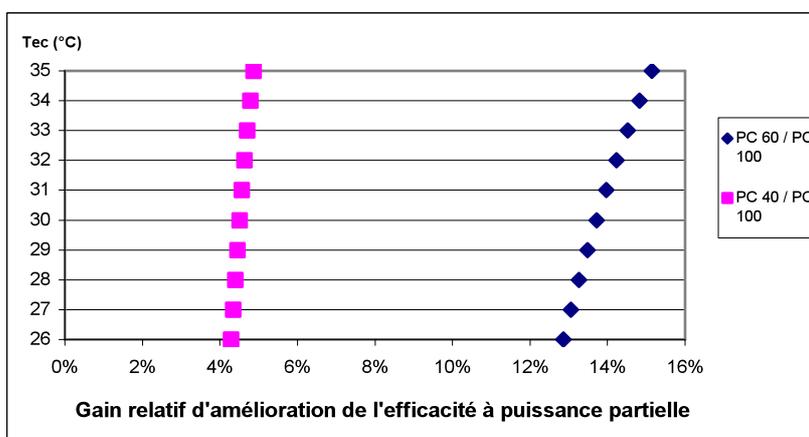
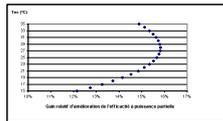


Figure 2.33 : GPEG n°5, gain relatif d'efficacité à puissance partielle en fonction de la température d'entrée d'air au condenseur, compresseur de cylindrée 60 % ou 40 % en service



**Figure 2.34 : GPEG n°7, gain relatif d'efficacité à puissance partielle en fonction de la température d'entrée d'air au condenseur, un compresseur sur deux en service par circuit**

Pour le GPEG n°5 (Figure 2.33), le gain d'efficacité à capacité partielle reste environ constant par étage de puissance, entre 4 et 5 % pour le plus petit des deux compresseurs (cylindrée 40 %), et de 13 à 15 % (cylindrée 60 %), lorsque la température d'air extérieur augmente.

Pour le GPEG n°7 (Figure 2.34), la variation reste relativement faible, entre 12 et 16 %. Ainsi, un modèle établi pour un point de température extérieure suivant la norme ARI, 18 °C, donnerait un gain d'amélioration de l'efficacité de 15 %.

L'erreur commise par l'hypothèse de séparation des variables températures des sources et puissance réduite conduirait à une erreur négligeable sur les plages de température limitées disponibles.

### **Données constructeur, condensation à eau**

Nous avons vu précédemment que la stabilité du gain de puissance électrique du GPEG n°7 à puissance réduite était partiellement liée au fait que la dégradation des rendements du compresseur scroll lors de la réduction de puissance restait inférieure au gain lié à la réduction du taux de compression et donc de la différence d'enthalpie sur l'isentropique à la compression. Cependant, les courbes d'évolution des performances des compresseurs à vis à puissance réduite montrent une forte sensibilité au taux de compression (Figure 2.8). Ceci laisse supposer que l'interaction entre les températures des sources et la réduction de puissance peut devenir plus importante. Ce fait peut-être vérifié sur les données constructeur à capacité partielle pour le GPEG n°1, Figure 2.35.

Pour le GPEG n°1, les points modélisés correspondent bien aux points constructeurs. De plus, comme le calage de l'évolution des performances est réalisé à partir de l'évolution des performances à 50 % de réduction de puissance, le point représentant les performances est proche du centre de l'intervalle de dispersion liée à l'interaction entre la température d'entrée d'eau au condenseur et la réduction de puissance frigorifique.

On observe également ce phénomène pour le GPEG n°6 (Figure 2.36). Le variation de puissance pouvant être continue, les étages testés ne correspondent pas forcément aux étages catalogues, régulièrement espacés. On voit que leurs performances les situent sur la courbe de réduction de puissance.

Pour le GPEG n°1, la dispersion est effectivement beaucoup plus importante, notamment aux étages de réduction de puissance mettant en jeu une réduction de débit mécanique importante<sup>1</sup>. On peut retenir que le point le plus contraignant, en regard à l'évolution de l'incertitude expérimentale de mesure avec le taux de réduction de puissance, correspond à une erreur de 7 % à 70 % de réduction de puissance.

<sup>1</sup> L'interprétation complète des performances des GPEG n°1 et n°6 est réalisée ci-après § 3.4.

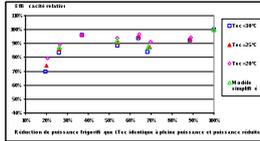


Figure 2.35 : Efficacité relative à puissance réduite à l'efficacité à pleine charge pour 3 températures d'eau au condenseur, GPEG n°1

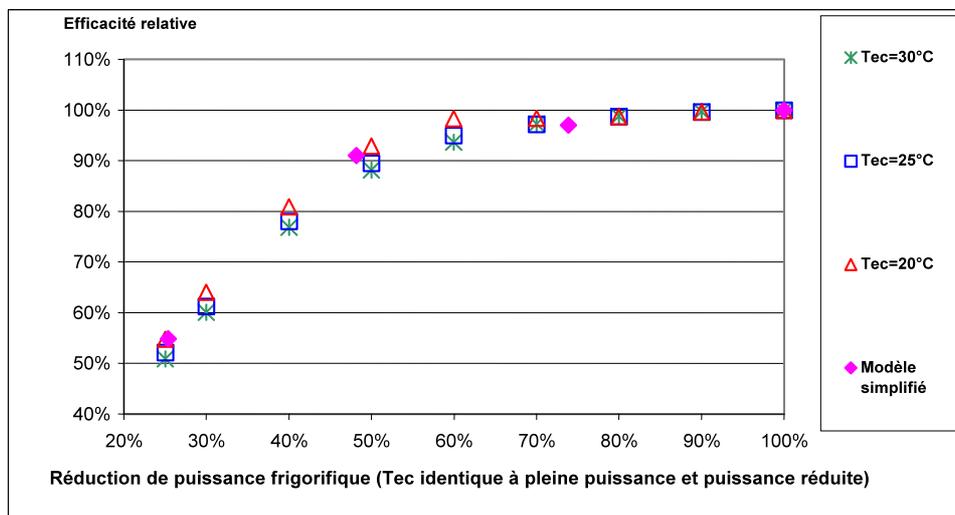


Figure 2.36 : Efficacité relative à puissance réduite à l'efficacité à pleine charge pour 3 températures d'eau au condenseur, GPEG n°6

Pour le GPEG n°6, on note effectivement une différence importante à partir de 60 % de réduction de puissance. C'est le point le plus contraignant, il correspond à une erreur de 6 %.

Ainsi, la modélisation simplifiée s'appuyant sur l'hypothèse simpliste que le gain d'efficacité est indépendant de la température d'entrée d'air ou d'eau au condenseur pourra engendrer des erreurs significatives sur les performances saisonnières pour les GPEG n° 2, 3, 4, 8 et 9, cependant, le modèle simplifié retenu, de par le choix initial des points effectués minimise cette erreur.

#### Erreur introduite sur la variation de l'efficacité en fonction de la température d'entrée d'air au condenseur

Pour le GPEG n°7 (cas le plus défavorable pour les GPEG n°5 et n°7 testés, respectivement Figures 2.33 et 2.34), nous comparons les performances tirées de l'expérimentation et les performances obtenues par le modèle simplifié sur la Figure 2.37. L'erreur sur l'efficacité par étage de puissance (pleine puissance et 1 compresseur sur deux en opération par circuit) est représentée.

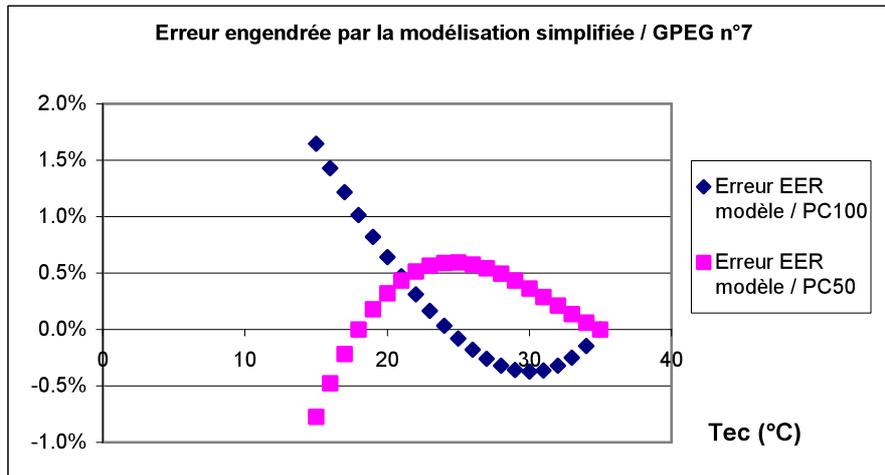
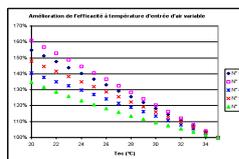


Figure 2.37 : Erreur relative d'efficacité en fonction de la température d'entrée d'air par étage de puissance obtenue par application du modèle simplifié au GPEG n°7 en comparaison aux données expérimentales

L'erreur introduite reste donc inférieure à l'incertitude expérimentale sur le domaine des températures d'entrée d'air [15-35 °C] et croît rapidement en-dessous de 15 °C, conformément à l'évolution du gain d'amélioration de l'efficacité de l'étage de puissance partielle.

### Performances à température d'air ou d'eau variable au condenseur

Le modèle simplifié permet donc de calculer les évolutions des performances à température de fluide caloporteur au condenseur variable pour les GPEG n°8, n°9 et n°2 (condensation à



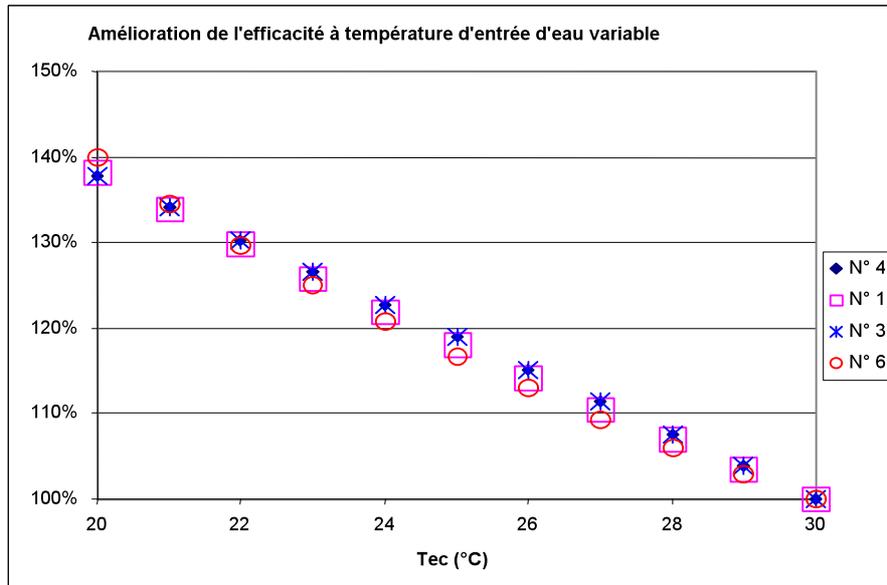
air) Figure 2.38 et pour les GPEG n°3, n°4 et n°6 (condensation à eau) Figure 2.39.

Figure 2.38 : Evolution de l'efficacité relative à température d'entrée d'air variable au condenseur

Les unités n° 5, 7 et 9 à compresseur scroll ont les pentes d'amélioration de l'efficacité les plus élevées. Nous notons cependant une dispersion de l'ordre de 10 % du gain d'efficacité pour une diminution de 15 °C de la température d'entrée d'air au condenseur.

Pour le GPEG n°2, à compresseur bivis, la pente d'amélioration est moins avantageuse. La théorie des compresseurs à vis qui supposait des sous-compressions et donc une perte notable d'efficacité à  $V_i$  non nominal semble se vérifier ici.

Pour le GPEG n°8 à compresseur à piston hermétique, le résultat ne corrobore pas l'adaptation des compresseurs à pistons aux conditions d'opération grâce aux clapets à l'aspiration et au refoulement.



**Figure 2.39 : Evolution de l'efficacité relative à température d'entrée d'air variable au condenseur**

Pour les GPEG à condensation à eau, les pentes sont identiques.

La pente d'accroissement des performances pour les GPEG à condensation sur l'eau vaut, pour les 4 GPEG testés environ 40% pour 10°C de diminution de la température d'entrée d'eau au condenseur. Nous ne voyons donc pas apparaître de différence entre le comportement des GPEG à compresseur bivis et à compresseur scroll.

Ainsi, les variations de performance de la température du fluide de condensation pourront amener des différences sur les performances saisonnières pour l'air mais pas pour les GPEG à condensation à eau.

### Performances à capacité partielle

La propagation du modèle simplifié sur les différents étages permet donc de déterminer les performances à capacité partielle pour l'ensemble des GPEG disponibles (Figures 2.40 et 2.41). Pour le GPEG n°1, les étages de puissances intermédiaires sont également affichés afin de compléter l'information disponible. Les GPEG sont classés par type de condensation. Pour chacun d'entre eux, un tableau dédié permet de lire l'évolution du module de compression et des étages de ventilation (pour les GPEG à condensation à air), données nécessaires à l'interprétation des résultats.

### Condensation à eau

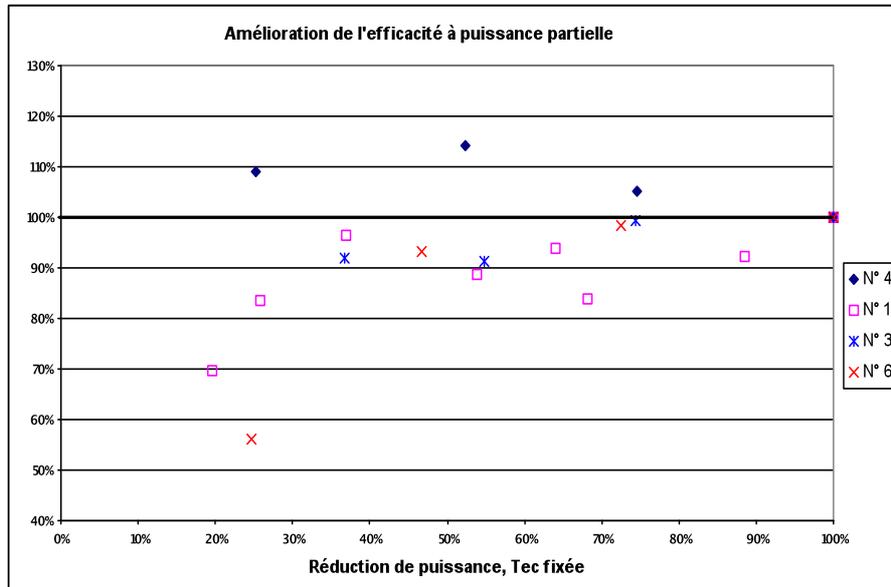


Figure 2.40 : Amélioration de l'efficacité à puissance frigorifique réduite, à température d'entrée d'eau fixée au condenseur

- **GPEG n°4 (Tableau 2.15)**

Le groupe possède 4 compresseurs spiro-orbitaux identiques répartis en tandem sur deux circuits séparés de frigorigène. L'efficacité augmente de 14% lorsqu'un compresseur par circuit est activé. L'efficacité à 75% et à 25% est supérieure à l'efficacité à pleine puissance et inférieure à l'efficacité de l'étage à 50%. A 75%, la pondération des étages 50% et 100% permet bien de retrouver l'efficacité de l'étage. A 25% par contre, l'efficacité chute sans raison de 5%, erreur qui reste inférieure à l'incertitude expérimentale la plus stricte (Figure 2.8).

n° 4 // Tec : 30°C	Etages	1	2	3	4
Circuit 1	Compresseur 1	0	0	0	1
	Compresseur 2	0	1	1	1
Circuit 2	Compresseur 3	0	0	1	1
	Compresseur 4	1	1	1	1
Pe / Pe pleine puissance		23%	46%	71%	100%
Pf / Pf pleine puissance		25%	52%	75%	100%
EER / EER pleine puissance		109%	114%	105%	100%

Tableau 2.15 : Performances réduites du GPEG n°4

- **GPEG n°1 (Tableau 2.16)**

Ce GPEG est composé de deux circuits distincts avec un compresseur bivaux sur le second circuit et 1 sur le second. Chaque circuit est plus efficace à pleine puissance qu'à puissance réduite. La stratégie de régulation limite judicieusement le fonctionnement à puissance réduite en maximisant la charge sur un compresseur. Les % définis pour les compresseurs correspondent à la puissance électrique relative à la puissance électrique nominale du circuit.

n°1 // Tec : 30°C	Etages	1	2	3	4	5	6	7	8
Circuit 1	Circuit 1	0%	0%	0%	47%	59%	80%	103%	100%
Circuit 2	Circuit 2	76%	84%	104%	83%	83%	83%	83%	100%
Pe / Pe pleine puissance		20%	26%	37%	54%	64%	68%	89%	100%
Pf / Pf pleine puissance		28%	31%	38%	61%	68%	81%	96%	100%
EER / EER pleine puissance		70%	84%	96%	89%	94%	84%	92%	100%

Tableau 2.16 : Performances réduites du GPEG n°1

- **GPEG n°3 (Tableau 2.17)**

Le groupe comporte deux circuits avec chacun un compresseur bivis à deux étages de puissance. L'évolution des performances semble indiquer qu'à 25% et 50%, les compresseurs fonctionnent à puissance réduite. Ce comportement n'est pas optimal pour le point à 50%, qui aurait pu avoir une efficacité 10% supérieure en fonctionnement dissymétrique.

n°3 // Tec : 30°C	ETAGES	1	2	3	4
Circuit 1	Compresseur 1	80%	?	?	1
Circuit 2	Compresseur 2	0	?	?	1
Pe / Pe pleine puissance		40%	60%	75%	100%
Pf / Pf pleine puissance		37%	55%	74%	100%
EER / EER pleine puissance		92%	91%	99%	100%

Tableau 2.17 : Performances réduites du GPEG n°3

• **GPEG n°6 (Tableau 2.18)**

Le comportement de l'unité à tiroir de variation de puissance confirme que ce mode de régulation est particulièrement inefficace à puissance réduite. L'efficacité décroît continûment jusqu'à 56% de l'efficacité nominale à 25% de réduction de puissance. Un étagement de la puissance, en utilisant 2 compresseurs de puissance moitié par exemple, permettrait un gain d'efficacité substantiel aux faibles puissances.

n°6 // Tec : 30°C	Etages	1	2	3	4
Circuit 1	Compresseur 1	25%	47%	73%	100%
Pe / Pe pleine puissance		44%	50%	74%	100%
Pf / Pf pleine puissance		25%	47%	73%	100%
EER / EER pleine puissance		56%	93%	98%	100%

Tableau 2.18 : Performances réduites du GPEG n°6

**Condensation à air**

L'analyse des performances à puissance réduite des GPEG à condensation à air nécessite la prise en compte de deux phénomènes supplémentaires :

- nous avons mis en évidence l'existence d'un bypass des débits d'air entre les deux circuits aérauliques du GPEG n°7, § 2, dont nous allons évaluer les conséquences ci-après,
- de plus, il faut prendre en compte la puissance électrique des ventilateurs qui peut influencer les performances, suivant les choix de conception effectués.

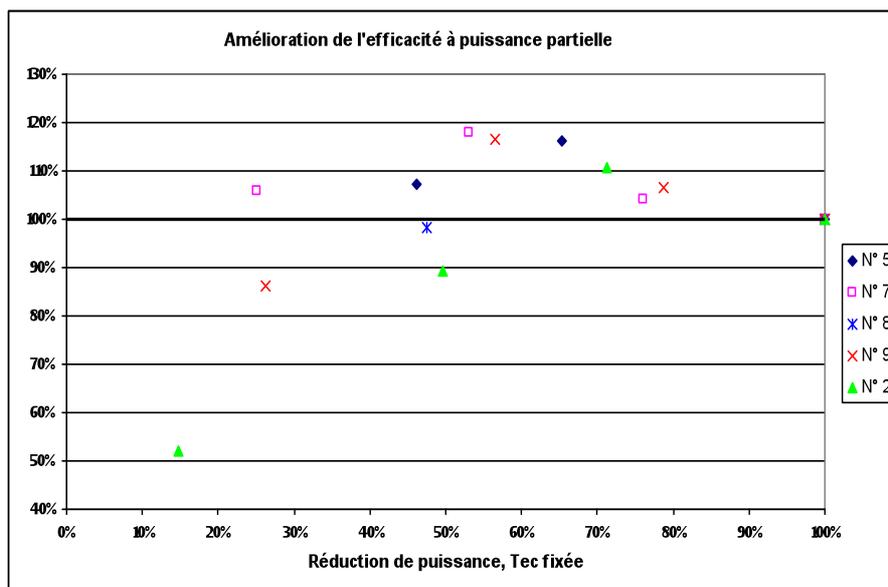


Figure 2.41 : Amélioration de l'efficacité à puissance frigorifique réduite, à température d'entrée d'air fixe au condenseur

- **GPEG n°5 (Tableau 2.19)**

Le groupe a été décrit § 2. L'efficacité est maximale sur l'étage de puissance intermédiaire. Au-delà, la puissance électrique du ventilateur diminue l'efficacité relative.

N°5 // Tec : 35°C	Etages	1	2	3
Circuit 1	Compresseur 1	1	0	1
	Compresseur 2	0	1	1
	Ventilateur	1	1	1
Pe / Pe pleine puissance		44%	57%	100%
Pf / Pf pleine puissance		46%	65%	100%
EER / EER pleine puissance		105%	114%	100%

**Tableau 2.19 : Performances réduites du GPEG n°5**

- **GPEG n°7 (Tableau 2.20)**

Il s'agit d'un groupe à deux circuits avec 3 ventilateurs par circuit, et deux tandems identiques aux compresseurs symétriques par circuit. Le groupe compte 5 étages de puissance réduite car deux modes de fonctionnement sont autorisés à 50%, un compresseur par circuit, 3 ventilateur par circuit (point 2) ou 2 compresseur sur un unique circuit, 3 ventilateurs sur 6 en fonctionnement (point 2b). Le point 2 montre une amélioration de l'efficacité de 18%, détaillée §2. Le point 3, avec un circuit à mi-puissance et un circuit à pleine puissance montre une efficacité intermédiaire. Par contre, le point 1 a une efficacité réduite significative de 11 % par rapport au point 2, liée au by-pass d'une partie du débit d'air du côté du circuit à l'arrêt. Le point 2b est également victime de ce by-pass et de plus, de la perte de l'amélioration des performances par opération à débit de frigorigène réduit. La somme des deux dégradations explique la perte de 32 des 36% de la dégradation.

N°7 // Tec : 35°C	ETAGES	1	2	2b	3	4
Circuit 1	Compresseur 1	1	1	1	1	1
	Compresseur 2	0	0	1	1	1
	Ventilateurs	3	3	3	3	3
Circuit 2	Compresseur 3	0	1	0	1	1
	Compresseur 4	0	0	0	0	1
	Ventilateurs	0	3	0	3	3
Pe/Pe pleine puissance		24%	45%	53%	73%	100%
Pf / Pf pleine puissance		25%	52%	46%	76%	100%
EER / EER pleine puissance		106%	115%	86%	104%	100%

**Tableau 2.21 : Performances réduites du GPEG n°7**

- **GPEG n°8 (Tableau 2.21)**

Le groupe comporte deux circuits séparés avec chacun, un compresseur à piston hermétique. Cette stratégie conduit au maintien des performances à puissance réduite aux incertitudes de mesure près.

n°8 // Tec : 35°C	ETAGES	1	2
Circuit 1	Compresseur 1	1	1
	Fan	1	1
Circuit 2	Compresseur 2	0	1
	Fan	0	1
Pe / Pe pleine puissance		48%	100%
Pf / Pf pleine puissance		47%	100%
EER / EER pleine puissance		98%	100%

**Tableau 2.21 : Performances réduites du GPEG n°8**

- **GPEG n°9 (Tableau 2.22)**

L'unité est faite de deux circuits avec un tandem de compresseurs scroll sur chaque circuit. Deux ventilateurs placés en ligne aspirent l'air au travers de 2 condenseurs montés en V. Ainsi, lorsqu'un circuit est éteint, les deux ventilateurs sont toujours en fonctionnement. La conséquence est que l'étage à 25%, qui devrait avoir la même performance que l'étage à 50% de puissance réduite obtenu par réduction de puissance symétrique sur les deux circuits,

voit sa performance dégradée de 30% par augmentation du poids de la puissance électrique du ventilateur.

N°9 // Tec : 35°C	Etages	1	2	3	4
Circuit 1	Compresseur 1	1	1	1	1
	Compresseur 2	0	0	1	1
Circuit 2	Compresseur 3	0	1	1	1
	Compresseur 4	0	0	0	1
Ventilateurs		2	2	2	2
Pe / Pe pleine puissance		30%	48%	74%	100%
Pf / Pf pleine puissance		26%	56%	79%	100%
EER / EER pleine puissance		86%	116%	107%	100%

**Tableau 2.23 : Performances réduites du GPEG n°9**

- **GPEG n°2 (Tableau 2.24)**

Il est fait de deux circuits. Chaque circuit comporte un compresseur avec un tiroir permettant une variation de puissance continue entre 75 et 100% de puissance réduite. Ensuite, deux étages discrets sont disponibles à 66% et 33%. Les étagements des points 2 et 3 ne sont pas connus. Il est cependant possible de les reconstruire. Le point n°3 ne peut être obtenu que par opération à 75% sur chaque circuit. Dans ces conditions, l'efficacité s'améliore. De même le point à 50 % est forcément composition d'un compresseur à 66% de puissance réduite et d'un autre à 33%, laissant supposer que l'efficacité d'un compresseur à 66% est légèrement supérieure à 1, puisque l'efficacité est largement dégradée à 33 % sur un compresseur (point n°1).

N°2 // Tec : 35°C	ETAGES	1	2	3	4
Circuit 1	Compresseur 1	30%	?	?	100%
	Ventilateur	3	3	3	3
Circuit 2	Compresseur 2	0%	?	?	100%
	Ventilateur	?	3	3	3
Pe / Pe pleine puissance		28%	55%	64%	100%
Pf / Pf pleine puissance		15%	50%	71%	100%
EER / EER pleine puissance		52%	89%	111%	100%

**Tableau 2.24 : Performances réduites du GPEG n°2**

## Conclusion

Devant le manque de données expérimentales disponibles sur le comportement à capacité partielle des GPEG, plusieurs campagnes expérimentales ont été réalisées.

La campagne menée sur le GPEG n°7 a permis de caractériser le comportement d'un groupe à capacité partielle. Pour ce GPEG, la réduction de débit de frigorigène correspond à un gain d'environ de 15 % d'efficacité. La relative stabilité du gain de performance procède de la compensation d'un gain de puissance frigorifique relatif et d'une diminution de la puissance électrique relative (obtenus en comparant le circuit avec deux compresseurs au circuit avec un unique compresseur). Pour des compresseurs dissymétriques comme dans le cas du GPEG n°5, le gain relatif est à relier au rapport des cylindrées utilisé. Le facteur déterminant est l'évolution des pressions des échangeurs ; elles conditionnent :

- l'évolution de la puissance frigorifique, qui, pour les essais réalisés dépendait principalement de l'évolution de la masse volumique à l'aspiration,
- l'évolution de la puissance électrique.

L'évolution des efficacités des échangeurs en zone diphasique, ainsi que de la réduction des pertes de charge lorsque le débit massique est réduit constituent des facteurs favorables.

Le comportement à basse température d'entrée d'air a montré que la régulation de la pression de condensation engendrait un comportement instable pour les deux GPEG testés et des dégradations énergétiques non négligeables. La comparaison du fonctionnement de cette régulation pour les deux GPEG a mis en évidence que dans un cas, la régulation ne faisait pas de distinction entre le fonctionnement à pleine charge et le fonctionnement à puissance réduite, induisant des pertes énergétiques à puissance partielle. Un modèle simplifié a été établi et permettra par la suite de tenir compte de ce comportement.

Un modèle simplifié des performances à capacité partielle a été réalisé. Il a permis de reconstituer l'évolution des performances à capacité partielle et à température d'air ou d'eau au condenseur variable pour des GPEG pour lesquels seulement quelques points étaient disponibles.

L'analyse de l'évolution des performances à pleine puissance de ces groupes permet de tirer les conclusions suivantes :

- pour les GPEG à condensation à air, hors plage de variation du débit d'air, les variations des performances avec la température d'entrée d'air peut induire des différences significatives sur les performances saisonnières,
- pour les GPEG à condensation à eau, l'évolution des performances à température d'entrée variable au condenseur sont quasiment identiques pour les 4 GPEG testés, ainsi, elles n'induisent pas de différence sur les performances saisonnières.

L'analyse de l'évolution des performances à capacité partielle de ces groupes permet de tirer les conclusions suivantes :

- La réduction de puissance est pénalisante pour les compresseurs à vis lorsqu'elle est réalisée par tiroir de puissance ou technique discrète équivalente. La réduction du taux de compression mise en évidence § 2 ne suffit pas à compenser la dégradation du rendement isentropique. A très faible puissance, l'efficacité relative peut diminuer de 50 % (GPEG n°1) par rapport à l'efficacité à pleine puissance. Il est donc préférable d'opérer ces compresseurs à débit nominal, quitte à utiliser plusieurs compresseurs en parallèle sur le même circuit.
- La réduction de puissance sur un seul circuit pour les groupes à compresseur scroll permet des gains d'efficacité de l'ordre de 20 % pour une cylindrée moitié de la cylindrée nominale pour la condensation à air ; à plus faible puissance, le poids relatif de la puissance du ventilateur diminue l'augmentation des performances ; pour les groupes à condensation à eau, l'amélioration des performances atteint 15 % à cylindrée moitié.

Pour une même technologie de réduction de puissance, des différences de performances sont observées suites à une conception de l'équipement mal adaptée au fonctionnement à puissance réduite. On relève les cas suivants :

- by-pass entre deux circuits d'air (GPEG n°7) ; les performances de l'étage 2b et de l'étage 1 sont dégradés par diminution du débit d'air,
- réduction de puissance par utilisation d'un circuit sur deux mais avec la même puissance de ventilation pour un ou deux circuits en fonctionnement (GPEG n°9),
- choix d'un fonctionnement symétrique lors de la réduction de puissance sur une unité comportant deux circuits, alors qu'un fonctionnement avec un circuit sur deux aurait été plus efficace (GPEG n°3).

L'optimisation des performances des étages de puissance réduite est par conséquent un gisement d'économies d'énergies. La première étape vers son exploitation passe par l'affichage de ces performances par les constructeurs.

Une description du type de celle réalisée § 3.4 pour l'ensemble des GPEG rassemble les données minimales nécessaires à la prise en compte de la performance des groupes pour le calcul des performances saisonnières. L'enjeu de la disponibilité de ces données est essentiel étant donné l'impact sur les performances saisonnières (Partie 4).

L'augmentation de l'incertitude expérimentale de mesure de la puissance thermique à puissance réduite rend cependant la tâche difficile. Ceci est lié aux règles de dimensionnement normatives utilisées qui imposent une différence de température entrée sortie d'eau de 5°C.

### Partie 3 - Performances en régime dynamique -

L'étude des performances des GPEG (groupes de production d'eau glacée) en régime stationnaire a mis en lumière des variations de performance associées aux différentes configurations retenues pour le fonctionnement à puissance réduite. La régulation des GPEG permet d'adapter la puissance disponible à la charge thermique du système en mettant en œuvre ces diverses configurations. Il reste à déterminer comment les performances stationnaires, dites à « capacité partielle », sont modifiées par le fonctionnement en régime dynamique.

*Dans un premier temps, on décrit les régulations couramment utilisées pour la fourniture d'eau glacée à température constante aux systèmes de climatisation centralisée. Il apparaît que lorsque la charge est inférieure à la puissance minimale que peut fournir le GPEG, les équipements opèrent par cycles de marche arrêt. La dégradation des performances liée à ce régime de fonctionnement, les pertes en cyclage, a été abondamment étudiée pour des équipements air/air. Les différentes causes de la dégradation des performances sont expliquées et les modèles disponibles pour leur prise en compte sont analysés.*

*Etant donnée la quasi absence de données sur ce phénomène dans la littérature scientifique, une campagne expérimentale spécifiquement dédiée à l'étude du cyclage sur un compresseur a été entreprise. La méthode originale de réalisation des essais à charge partielle est présentée. Les résultats de la dégradation des performances avec la charge et l'inertie sont décrits. Il est mis en évidence que le principal facteur de dégradation des performances en cyclage sur un unique compresseur est la puissance électrique de veille de l'équipement. Une méthode expérimentale de caractérisation de la dégradation des performances est validée.*

*Les résultats de diverses campagnes expérimentales à charge partielle réalisées sur des GPEG à puissance étagée sont ensuite réunis. Ils soulignent l'importance de la régulation des GPEG et les dégradations de performance qui peuvent résulter des éventuels dysfonctionnements. L'étude du cyclage entre étages de puissance montre l'absence de dégradation lors d'un fonctionnement sans période d'arrêt et l'impact négligeable de l'inertie sur les performances du groupe en fonctionnement continu.*

Cette partie permet finalement d'établir les hypothèses nécessaires à l'intégration des phénomènes dynamiques dans le calcul des performances saisonnières des GPEG.

*NOTA : les essais présentés sont essentiellement fondés sur des résultats expérimentaux obtenus au Laboratoire de thermodynamique d'EDF R&D, le « Climatron », site des Renardières, sur des résultats fournis par des membres d'Eurovent.*

<b>PARTIE 3 - PERFORMANCES EN REGIME DYNAMIQUE</b>	<b>80</b>
<b>3.1 FONCTIONNEMENT A CHARGE PARTIELLE : APPROCHE THEORIQUE</b>	<b>82</b>
3.1.1 REGULATION DES GPEG	82
3.1.2 DESCRIPTION DU PHENOMENE DE CYCLAGE	85
3.1.3 MODELISATION DES PERTES LIEES AU CYCLAGE	87
3.1.4 PRISE EN COMPTE NORMATIVE DU CYCLAGE	95
<b>3.2 PERFORMANCES A CHARGE PARTIELLE D'UN GPEG MONO-ETAGE</b>	<b>99</b>
3.2.1 BANC D'ESSAIS	99
3.2.2 RESULTATS D'ESSAIS	103
3.2.3 PREVISION DE LA DEGRADATION DES PERFORMANCES A CHARGE PARTIELLE	111
<b>3.3 PERFORMANCES A CHARGE PARTIELLE DE GPEG A PUISSANCE ETAGEE</b>	<b>118</b>
3.3.1 BANC D'ESSAIS	118
3.3.2 IMPORTANCE DE LA REGULATION	118
3.3.3 IMPACT DU FONCTIONNEMENT EN CYCLAGE ENTRE ETAGES DE PUISSANCE	122
<b>3.4 CONCLUSION</b>	<b>125</b>
3.4.1 PRISE EN COMPTE DES PERTES EN CYCLAGE POUR LE CALCUL DES PERFORMANCES SAISONNIERES	125
3.4.2 MODELE RETENU POUR LES GROUPES MULTI-ETAGES	126
3.4.3 DE L'INTERET DE REALISER DES ESSAIS EN REGIME DYNAMIQUE	128

## Fonctionnement à charge partielle : approche théorique

Le rôle du GPEG est de maintenir une température de boucle d'eau moyenne dans une plage de température autour d'une consigne. Pour ce faire, des étages de puissance sont enclenchés ou déclenchés pour adapter la puissance frigorifique à fournir à la charge. On juge de la qualité d'une régulation suivant son habilité à maintenir la consigne de température d'eau voulue.

## Régulation des GPEG<sup>1</sup>

### Régulation de la température de retour d'eau glacée

Classiquement, les GPEG à puissance étagée utilisent une régulation avec un point de consigne de température de retour d'eau et un différentiel unique pour tous les étages de puissance. Le déclenchement des étages de puissance se fait donc successivement lorsque la température d'eau s'éloigne de la consigne (Figure 3.1). Pour les groupes observés, la consigne et le différentiel sont paramétrables.

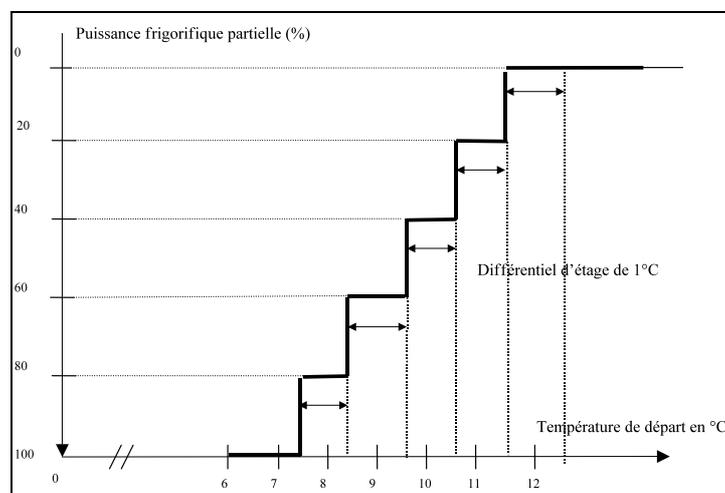


Figure 3.1 : Régulation usuelle d'un groupe de production d'eau glacée à 5 étages de puissance en mode froid, régulation sur la température de retour d'eau glacée

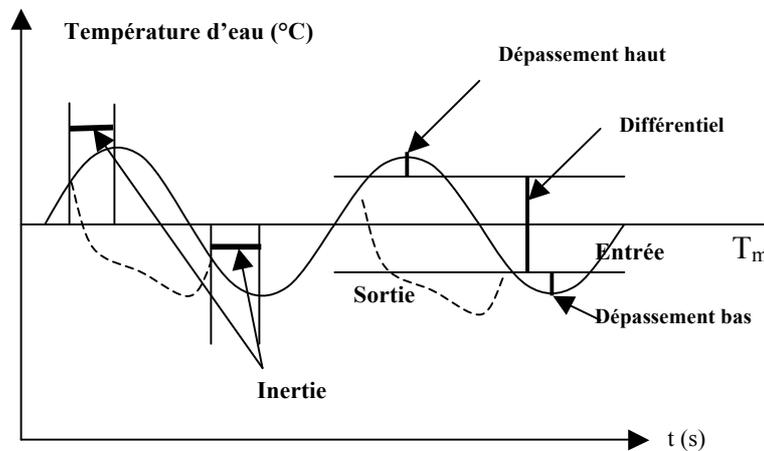
Supposons que la charge est constante et vaut 75 % de la puissance nominale du groupe, la température de consigne de retour d'eau glacée étant de 12 °C. Si la température initiale est également de 12 °C et le groupe à l'arrêt, la température d'eau glacée augmente progressivement. Quand elle dépasse 12,5 °C (consigne à 12 °C et différentiel de 1 °C), le premier étage s'enclenche. Après une période de transition, en supposant que la puissance du premier étage de puissance soit un cinquième de la puissance nominale pour la même température d'entrée d'eau, la température de sortie d'eau passe de 12,5 °C (elle est déjà légèrement supérieure à cause de l'inertie, Figure 3.2) à 11,5 °C. Les deux températures diminuent alors parallèlement (en supposant une influence négligeable de la température d'entrée d'eau sur la puissance frigorifique, sinon la température de sortie d'eau diminue légèrement plus rapidement puisque la puissance frigorifique disponible augmente). Quand la température d'entrée d'eau atteint 11,5 °C, le deuxième étage s'enclenche. Pendant le fonctionnement sur le premier compresseur, la température de sortie d'eau est comprise entre 11,5 et 12,5 °C. De même pour le deuxième étage de puissance, la température de sortie d'eau évolue entre 10,5°C et 11,5 °C. Le groupe va stabiliser son fonctionnement en cyclant entre 60 et 80 % de sa puissance nominale afin de maintenir la température d'entrée d'eau requise. La température moyenne de sortie d'eau valant finalement 8,5 °C.

Ainsi, pour des étages aux puissances régulièrement étagées, la température de sortie vaut par exemple en moyenne 11 °C sur le premier étage de puissance et 8 °C pour 80 % de sa puissance.

<sup>1</sup> Cette partie peut être étendue aux pompes à chaleur à puissance étagée (avec circuitage parallèle des compresseurs, comme décrit partie 2 et non compresseurs en cascade).

Dans le cas d'un groupe de production d'eau glacée mono-étagé, le principe de régulation reste identique à cela près que les deux étages de puissance disponibles correspondent au fonctionnement à pleine puissance et l'arrêt du groupe. Dans ce cas, à supposer un dimensionnement suivant la norme d'essais [CEN, 1998], écart de température entrée sortie évaporateur de 5 °K, 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 de 2 °C (Figure 3.2) ; à cet instant, le groupe est démarré. 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. On voit donc que la température opérative d'entrée d'eau est de 12 °C et celle de sortie d'eau de 7 °C. Par contre, si la température moyenne de retour d'eau est de 12 °C également, la température de sortie d'eau moyenne, elle, est proportionnelle au temps de fonctionnement donc inversement proportionnelle à la charge thermique.

L'évolution des températures d'entrée et de sortie d'eau glacée, dans le cas d'une régulation sur la température de retour d'eau, pour un GPEG mono-étagé, est présentée sur la Figure 3.2.



**Figure 3.2 : Evolution des températures d'entrée et de sortie d'eau à l'évaporateur en mode refroidissement pour un fonctionnement sur un étage de puissance ; cas d'une régulation sur le retour d'eau glacée pour une consigne  $T_m$ .**

Sont également représentés sur la Figure 3.2, le différentiel permettant au système de respecter la consigne ainsi que les effets liés à l'inertie thermique du circuit d'eau :

- le temps d'inertie, temps nécessaire à l'eau pour circuler de la sortie du groupe à son entrée, soit le rapport du volume d'eau total de la boucle au débit volumique, pour une température d'eau donnée, et en négligeant les éventuels effets à caractère capacitifs sur la boucle,
- les dépassements de température hauts et bas qui en résultent.

Supposons le GPEG à l'arrêt au départ, et la charge thermique constante non nulle. La température moyenne d'eau glacée augmente jusqu'à atteindre la température de déclenchement (somme de la température de consigne désirée et de la moitié du différentiel). La température de sortie d'eau glacée du GPEG décroît rapidement tandis que la température d'entrée d'eau continue d'augmenter à cause de l'inertie thermique de la boucle d'eau. Si la puissance frigorifique du GPEG est supérieure à la charge thermique, la température de retour d'eau finit par décroître. A l'instant où la température de retour d'eau glacée devient inférieure à la température d'arrêt (différence entre la température de consigne et la moitié du différentiel), la température de sortie d'eau glacée tend rapidement vers la température de retour d'eau. La température moyenne de la boucle d'eau glacée continue à diminuer suite à l'inertie thermique de la boucle d'eau.

## Régulation de la température de départ d'eau glacée

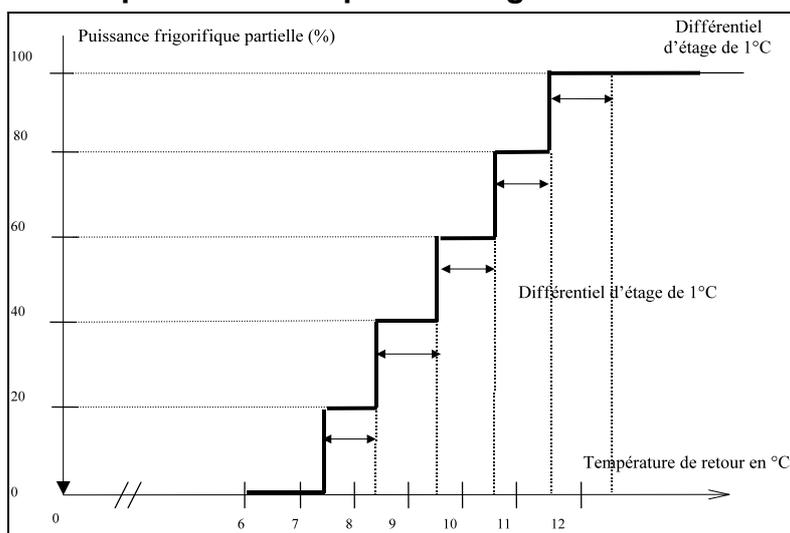


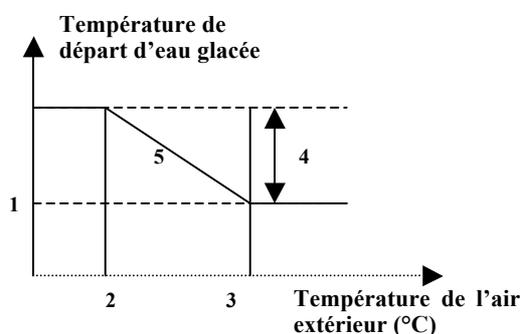
Figure 3.3 : Régulation de la température de départ d'eau glacée d'un groupe de production d'eau glacée à 5 étages de puissance en mode froid

La régulation de la température de départ d'eau glacée (Figure 3.3) est généralement proposée en option. Cette régulation est également réglable avec un paramètre de consigne et un paramètre de différentiel. Dans ce cas, le premier étage est enclenché quand la température d'eau en sortie du GPEG dépasse la somme de la consigne et de la moitié du différentiel, et ainsi de suite pour les différents étages de puissance. Ceci signifie que, pour une valeur de consigne à 7 °C, la température moyenne de sortie d'eau varie entre 6,5 °C et 7,5 °C pour tous les étages.

La température moyenne de départ d'eau glacée est donc indépendante de la charge thermique. La température de retour d'eau glacée, elle, est d'autant plus élevée que le taux de charge l'est. Ceci reste exact pour la régulation d'un groupe mono-étagé.

## Régulation du type « loi d'eau »

Afin de tirer parti de l'amélioration des performances liée à l'augmentation de la température d'eau glacée, on peut utiliser une **régulation adaptative**, sur la température de retour ou de départ d'eau glacée. Le paramétrage est alors évalué en fonction de la température d'air extérieur. Partant du principe que lorsque la température de l'air extérieur diminue, le besoin de climatisation diminue également, il y aura a priori un trop de puissance frigorifique disponible ; on autorise donc le groupe à fournir l'eau glacée à température plus élevée. Ce type de fonctionnement correspond donc à une adaptation de la régulation pour des fonctionnements du type intersaison.



Les paramètres réglables pour une loi d'eau sont typiquement ceux représentés Figure 3.4 :

Figure 3.4 : Loi d'eau à paramètres réglables, en ordonnée la température d'eau glacée (PAC air / eau réversible) ; (1) : consigne basse de température d'eau ; (2) consigne basse de température d'air ; (3) : consigne haute de température d'air ; (4) : variation de consigne de température d'eau glacée de la loi d'eau ; (5) : pente de réduction de la loi d'eau.

## Comparaison énergétique des différents types de régulation

La comparaison énergétique des deux types principaux de régulation, sur le retour ou sur le départ d'eau glacée est a priori relativement simple : comme nous l'avons montré lors de l'étude des performances en régime stationnaire, la puissance disponible ainsi que l'EER (Energy Efficiency Ratio, ou efficacité) du GPEG sont tous deux des fonctions croissantes quasi-linéaires de la température de départ d'eau glacée. Ainsi, la régulation de la température de retour d'eau glacée permettant d'obtenir une température moyenne de sortie d'eau plus élevée, permettra de produire plus de puissance sur chaque étage, et ce avec une performance plus élevée.

Du point de vue du système pourtant, ces deux régulations produisent des effets différents. En effet, supposons que le GPEG alimente un ventilo-convecteur mono-vitesse. La charge thermique qui doit être évacuée de la pièce est supposée constante. La température d'eau glacée sur le départ fournit une température de sortie d'eau de 7 °C. L'eau rentre dans le ventilo-convecteur à 7 °C et ressort à 9 °C pour une température de soufflage à 12 °C. Si ce fonctionnement dure 1 heure, le taux de charge horaire vu par le groupe est donc de 40%. Supposons maintenant une régulation de la température de retour d'eau. Dans ce cas, l'eau rentre dans le ventilo-convecteur à 10 °C et ressort à plus de 12 °C suivant l'efficacité du ventilo-convecteur et l'augmentation de puissance frigorifique du groupe liée à celle de la température de l'eau. En conséquence, la régulation sur le retour ne permet pas d'assurer la même température de soufflage dans la pièce et la puissance évacuée sera donc inférieure ou égale à celle fournie par le GPEG régulé sur la température de départ.

De plus, la puissance disponible sur chaque étage de puissance étant plus importante, le taux de charge sera également réduit par effet de température. Dans le cas où le ventilo-convecteur est équipé de deux vitesses, la vitesse supérieure pourra être enclenchée pour satisfaire aux besoins de la pièce. On peut donc conclure que soit la charge est plus faible, soit la charge est maintenue mais avec une augmentation de la puissance des auxiliaires du système.

En conclusion, la régulation sur le retour d'eau peut permettre un gain énergétique sur la performance moyenne du GPEG par augmentation de la température d'eau. Ce gain vient contrebalancer :

- le fait que le GPEG verra conséquemment un taux de charge plus faible (qui suivant la charge et les performances du groupe à charge partielle peut être un avantage ou un inconvénient),
- l'éventuel surplus de consommation d'auxiliaires permettant au système de respecter la consigne de température de l'air dans la pièce.

Notons également qu'en augmentant la température moyenne d'eau glacée à l'entrée de l'échangeur eau-air du système, on vient diminuer la capacité de déshumidification du système, la régulation adaptative n'opère donc pas forcément à confort égal.

Comme nous l'avons souligné, les GPEG sont généralement régulés sur la température de retour d'eau glacée ; il est cependant intéressant de noter que les hypothèses généralement acceptées par les professionnels pour le dimensionnement des groupes correspondent au cas d'une régulation sur le départ d'eau glacée [AICVF, 1999].

Les remarques effectuées sur la régulation sur la température de retour comparativement à une régulation sur la température de départ sont également applicables à une régulation adaptative, les gains et les pertes étant simplement amplifiés.

## Description du phénomène de cyclage

Nous avons vu que le fonctionnement à charge partielle pouvait être schématiquement représenté comme l'enchaînement de fonctionnements sur les différents étages de puissance. On s'attache donc maintenant à caractériser ces transitions entre les différents étages de puissance. A notre connaissance, aucune étude n'existe sur l'impact des transitions entre différents étages de puissance non nuls. Nous reviendrons sur ce point ultérieurement<sup>1</sup>. Nous nous intéressons d'abord au fonctionnement transitoire en cyclage entre l'arrêt et la marche sur le plus faible étage de puissance, ce qui est le cas des GPEG mono-étagés également.

---

<sup>1</sup> Cf. Partie 3, § 3.3

L'étude bibliographique permet de repérer des travaux portant sur un sujet proche, les pertes de performances en cyclage pour les équipements de faible puissance de type air/air. Ces équipements ne comprenant qu'un unique compresseur, leur fonctionnement à charge partielle se fait par fonctionnement du type tout ou rien, et toutes choses égales par ailleurs, l'efficacité se détériore par rapport au fonctionnement à pleine charge.

Nous notons  $t_{on}$  la période pendant laquelle le compresseur est en marche. Le temps de cycle est noté  $\theta$ , et l'inverse de  $\theta$ , le nombre de cycles par heure, peut s'écrire :

$$C_{ph} = \frac{1}{\theta} = \frac{1}{t_{on} + t_{off}}$$

$\theta$  et  $t_{on}$ , ont des limites physiques liées au fonctionnement du compresseur :  $t_{on}$  doit respecter une valeur minimale évitant de vider l'huile du circuit dans le carter et donc assurer la lubrification correcte de ce dernier pour les cycles de fonctionnement suivants. Cet « anti court-cycle » est aujourd'hui de l'ordre de 150 s.

Le nombre de cycles par heure  $C_{ph}$  est également contraint ; il admet un maximum,  $C_{phmax}$ , lié à l'échauffement du moteur entraînant le compresseur à chaque démarrage [CARRIER, 2000]. On le trouve également sous la forme d'un temps minimal d'arrêt ; sous cette forme, il présente l'avantage de ne pas varier avec le taux de charge ni avec l'inertie, contrairement au nombre de cycles par heures. C'est donc généralement la forme opérationnelle retenue pour sa programmation dans la régulation des GPEG.

Une fois  $\theta$  et  $t_{on}$  fixés, la consigne et le différentiel de la régulation définis, l'efficacité en fonctionnement dynamique peut être altérée par les phénomènes suivants :

- Au démarrage du compresseur, un pic de puissance électrique est observé. L'impact de cette surconsommation initiale est faible et généralement négligé ; l'intensité de démarrage vaut environ 3 fois l'intensité nominale de fonctionnement et correspond à un pic d'intensité d'une durée de 20 ms ; on voit donc que pour un cycle d'une durée minimale de 150 s, négliger le pic d'intensité au démarrage revient à commettre une erreur de 0,04 % sur la puissance électrique moyenne, ce qui est négligeable devant les incertitudes expérimentales de mesure de la puissance électrique (1 % pleine échelle) [CEN, 1998]. Le véritable problème des courants de démarrage est l'impact de cet appel de puissance sur l'installation électrique, particulièrement pour les installations résidentielles.
- Au démarrage du compresseur, une partie de la puissance frigorifique est utilisée pour rétablir les conditions de paroi à l'évaporateur et au condenseur, ainsi que l'état thermodynamique du frigorigène [Mulroy, 1985]. Cette puissance non utilisée pour le refroidissement fait plus que contrebalancer le faible écart des haute et basse pressions : l'énergie froide produite l'est à efficacité réduite pendant cette phase de « mise en conditions ». De la même façon que la puissance frigorifique s'établit progressivement, la puissance électrique n'atteint pas instantanément la puissance stationnaire. Cependant, il est généralement supposé que la constante de temps très faible rend le phénomène négligeable par rapport à la perte d'énergie frigorifique.
- A l'arrêt du compresseur, l'énergie qui a été fournie au fluide frigorigène pour qu'il atteigne les conditions du régime permanent en partant de l'état de repos est toujours disponible. A l'arrêt de la fourniture de puissance électrique du compresseur, cette dernière chute plus rapidement que la puissance frigorifique. Il existe alors une période pendant laquelle les pressions sont encore suffisamment écartées pour permettre la production frigorifique avec une très faible consommation électrique. Cependant, [Parken, 1977] a montré qu'il était plus intéressant d'éteindre le ventilateur en même temps que le compresseur pour les unités air / air plutôt que de le laisser fonctionner pendant la période OFF ; il suggérait également qu'un décalage de l'arrêt du ventilateur permettrait un gain substantiel d'efficacité. Dans le cas des GPEG cependant, la pompe de circulation fonctionne en continu afin de permettre la régulation sur la température d'eau de la boucle. Dans ce cas, donc, le gain

d'efficacité à l'arrêt du compresseur est réalisée ; ce phénomène vient donc compenser, mais en partie seulement, la perte d'efficacité relative au démarrage.

L'énergie fournie restante non encore utilisée<sup>1</sup> peut ensuite être, soit perdue complètement, soit récupérée en partie, suivant la configuration du circuit frigorifique. Pour les trois groupes que nous avons testés (les deux groupes présentés Partie 2, § 2.1.2, ainsi que le groupe dont les résultats d'essais sont présentés ci-après, §2), équipés de détendeurs thermostatiques et de compresseur(s) scroll, les pressions tendent ensuite à s'équilibrer.

Si le circuit frigorifique n'assure pas l'étanchéité entre les parties haute et basse pression du circuit, au moment où les pressions haute et basse ne sont plus maintenues, il y a migration des masses chaudes de frigorigène du condenseur vers l'évaporateur, condensation à l'évaporateur et évaporation au condenseur, le fluide tendant à s'homogénéiser dans tout le groupe [Mulroy, 1985]. Une fois que les pressions sont égalisées en interne, et si la phase d'arrêt est suffisamment longue, la pression va diminuer par conduction des fluides aux échangeurs. Dans ce cas, toute l'énergie de pression du frigorigène sera perdue au bout d'un temps suffisamment long.

Dans le cas de circuits étanches, par exemple si l'on a pris soin d'ajouter une vanne solénoïde sur la ligne liquide (qui se ferme quand le compresseur s'arrête) entre le condenseur (mode froid) et le tube capillaire [Janssen, 1992] et que le compresseur empêche également la communication entre les haute et basse pressions, la migration des masses chaudes devient impossible. Cette configuration permet de conserver une partie de l'énergie de pression du frigorigène, qui ne sera pas à fournir lors du prochain démarrage. Ce cas est généralement nommé démarrage à chaud [Colasson, 2000] par opposition à un démarrage à froid c'est-à-dire un démarrage pour lequel le groupe est à l'arrêt depuis un temps suffisamment long<sup>2</sup> pour que ses éléments soient en équilibre avec la température de l'air ambiant (démarrage à froid).

- La perte électrique de la veille de l'alimentation pendant la période d'arrêt des GPEG n'est pas négligeable. Pour les GPEG testés, elles représentaient environ 2,5 % de la puissance dans les conditions nominales en mode froid. Pour une fraction de temps de marche sur temps de cycle  $F_{on}$  de 0,1 (soit environ 10 % de charge), cela signifie donc une augmentation de la puissance moyenne électrique (rapportée à la période de fonctionnement) de 25 %. Ces pertes en période arrêt sont, bien entendu, d'autant plus importantes que  $F_{on}$  est faible.

On doit donc retenir les trois points suivants :

- Plus la durée de la période de fonctionnement est courte, plus la dégradation des performances liée 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 à priori non négligeables.

## Modélisation des pertes liées au cyclage

Les premiers travaux réalisés sur le sujet ont été initiés aux Etats-Unis à l'époque de la première crise pétrolière [Parken, 1977]. Ils ont abouti à une norme de calcul des performances saisonnières ASHRAE 116 [ANSI, 1995], au début des années 80 (première version publiée en 1983). Les travaux menés concernaient les équipements air – air de faible puissance (12 – 19 kW) fonctionnant en mode chaud ou en mode froid.

### Modèle 1 : thermostat générique

Un modèle simple a été proposé et rend compte des pertes dynamiques de démarrage de cycle [Goldschmidt, 1980], [O'Neal, 1991], [O'Neal, 1993], mais pas de la part d'énergie frigorifique qui peut être récupérée en début de période OFF (cela correspond au cadre des études de climatiseurs air/air avec ventilateurs asservis). Il consiste à supposer que la montée en puissance frigorifique est une exponentielle fonction du temps avec une constante de temps  $\tau$  (Figure 3.5) ; cette courbe de puissance thermique correspond à la remise en

<sup>1</sup> La production frigorifique s'arrête quand l'écart entre le fluide à refroidir et le frigorigène devient nul. A ce moment, les pressions haute et basse sont encore différentes.

<sup>2</sup> En pratique, 12 heures, suivant [Colasson, 2000] et [Ehrbar, 2003].

température du fluide frigorigène à l'évaporateur et au condenseur, ainsi que de l'établissement de la température de paroi, puis à la phase de production frigorifique avant que le régime stationnaire ne soit atteint. Ainsi la puissance frigorifique tend vers sa valeur stationnaire pour des températures aux sources et des débits donnés aux échangeurs.

La puissance électrique consommée  $P_e$  est supposée constante, en régime stabilisé comme au démarrage pour ces mêmes conditions. La puissance électrique de veille n'est pas prise en compte. La constante de temps de l'exponentielle est supposée être une caractéristique propre de l'équipement.

$$P_{f_{cyc}} = P_{f_{ss}} (1 - e^{-t_{on}/\tau}) \quad (3.1)$$

$$CLF = \frac{\int_0^{t_{on}} P_{f_{ss}} (1 - e^{-t/\tau}) dt}{P_{f_{ss}} \cdot \theta} = \frac{t_{on} + \tau (e^{-t_{on}/\tau} - 1)}{\theta} = F_{on} + \tau C_{ph} (e^{-F_{on}/\tau C_{ph}} - 1) \quad (3.2)$$

CLF représente le rapport entre l'énergie frigorifique produite pendant la période de fonctionnement, sur l'énergie frigorifique qui aurait été produite sur un cycle complet en régime stationnaire. Il s'agit donc du taux de charge.

$$PLF = \frac{EER_{cyc}}{EER_{ss}} = \frac{\int_0^{t_{on}} P_{f_{ss}} (1 - e^{-t/\tau}) dt}{P_{ess} \cdot t_{on}} \frac{P_{ess}}{P_{f_{ss}}} = \frac{CLF}{F_{on}} = 1 + \frac{\tau C_{ph} (e^{-F_{on}/\tau C_{ph}} - 1)}{F_{on}} \quad (3.3)$$

PLF est par définition l'efficacité relative du fonctionnement en cyclage par rapport au fonctionnement en régime permanent.

Représenté Figure 3.5, PLF est le rapport de l'intégrale de l'exponentielle, sur l'aire du rectangle complet {partie bleu et partie rouge}.

Le coefficient de dégradation de l'efficacité liée au cyclage est :

$$C_D = \frac{1 - PLF}{1 - CLF} = \frac{F_{on} - CLF}{F_{on} (1 - CLF)} \quad (3.4)$$

$C_D$  relie l'efficacité relative et le rapport de l'énergie thermique produite en mode cyclage sur l'énergie thermique produite en régime permanent.

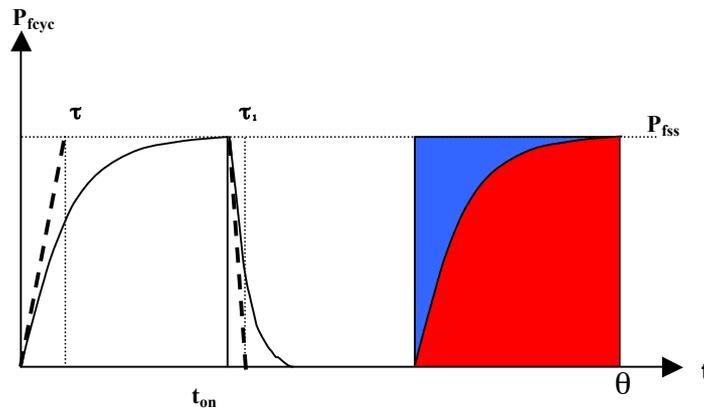


Figure 3.5 : Paramètres du modèle de cyclage exponentiel à une constante

En conclusion, il est donc possible de représenter le coefficient de dégradation en fonction du triplet ( $C_{ph}$ ,  $F_{on}$ , et  $\tau$ ). Or, les deux premiers paramètres dépendent du taux de charge, de l'inertie et du différentiel de l'installation (Figure 3.4). La conclusion est donc toujours la

même, [Goldschmidt, 1980], [O'Neal, 1991], [Janssen, 1992] : il faut connaître les caractéristiques de la régulation du climatiseur (différentiel de température) et l'inertie de la pièce climatisée ou, dans notre cas, de la boucle d'eau, pour déterminer la dégradation d'efficacité liée au cyclage.

## Modèles simplifiés

### Le thermostat idéal

L'idée que l'on retrouve chez tous les auteurs s'étant intéressés à la réalisation de modèles simplifiés permettant de caractériser les performances à charge partielle en cyclage consiste à supposer que les temps de cycle sont régis par une loi de thermostat idéal.

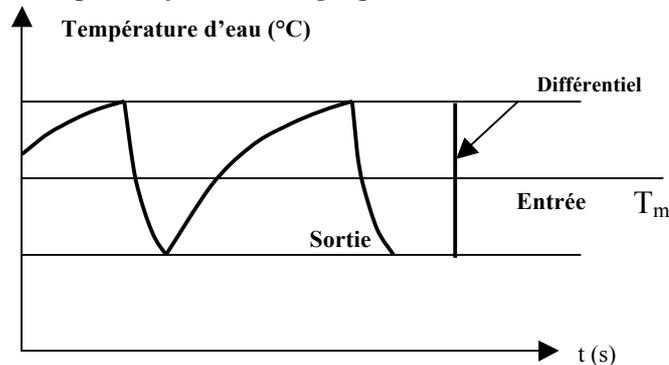


Figure 3.6 : Représentation de l'évolution des températures d'entrée et de sortie d'eau pour un thermostat idéal

Afin de retrouver les valeurs correspondantes de temps de fonctionnement, utilisons le formalisme suivant :

- $V$ , le volume total de l'installation (en litres),
- $\dot{V}$ , le débit volumique de l'installation (l/s),
- CLF, le taux de charge,
- DIFF, le différentiel total de température (Figure 3.6).

On réalise également les hypothèses suivantes :

- le débit volumique correspond au débit nécessaire pour établir la puissance nominale normative (écart de température de 5°C à l'évaporateur),
- la température d'air extérieur est constante,
- on tente de maintenir une température de retour de boucle d'eau de 12°C,
- la puissance frigorifique et la puissance électrique appelée ne dépendent pas de la température d'eau glacée,
- on ne prend pas en compte les transitoires, ni au démarrage, ni à l'arrêt.

En supposant de plus l'eau contenue dans la boucle comme une masse d'eau homogène que l'on réchauffe et refroidit, l'évolution temporelle de la température d'entrée d'eau en période ON ainsi qu'en période OFF, évolue suivant une loi exponentielle simple. Elles sont calculées par [Orphelin, 1999] et ont la forme représentée Figure 3.6.

Pour calculer les temps correspondants à chaque période, il suffit alors d'écrire que l'énergie fournie par la charge thermique de compensation permet de faire passer l'ensemble de la boucle d'eau de  $T_{\text{consigne}} - \text{DIFF}/2$  à  $T_{\text{consigne}} + \text{DIFF}/2$  en un temps  $t_{\text{off}}$ . Le même bilan peut être réalisé en période ON.

D'où les équations suivantes :

$$t_{\text{on}} = \frac{V \cdot \text{DIFF}}{\dot{V} \cdot 5 \cdot (1 - \text{CLF})} \quad \text{et} \quad t_{\text{off}} = \frac{V \cdot \text{DIFF}}{\dot{V} \cdot 5 \cdot \text{CLF}}$$

D'où :

$$\theta = \frac{V \cdot \text{DIFF}}{\dot{V} \cdot 5 \cdot (1 - \text{CLF})} + \frac{V \cdot \text{DIFF}}{\dot{V} \cdot 5 \cdot \text{CLF}}$$

On obtient ainsi :

$$C_{ph} = \frac{\dot{V}.5}{V.DIFF} \cdot \left[ \frac{1}{\frac{1}{CLF} + \frac{1}{1-CLF}} \right]$$

Qu'on peut encore mettre sous la forme :

$$C_{ph} = \frac{\dot{V}.5}{V.DIFF} \cdot [CLF.(1 - CLF)] \quad (3.5a)$$

### Modèle de [O'neal, 1991]

#### Modèle original

[Parken, 1985] rapporte une relation empirique qui relie  $F_{on}$  et le nombre de cycles par heure pour un thermostat type traduit par l'équation type 3.5b :

$$C_{ph} = C_{phmax} \cdot F_{on} \cdot (1 - F_{on}) = 4 \cdot C_{phmoy} \cdot F_{on} \cdot (1 - F_{on}) \quad (3.5b)$$

On peut identifier les relations 3.5a et 3.5b, par exemple pour  $F_{on} = 0,5$  et  $CLF = 0,5$  (en supposant  $F_{on} = CLF$ , ce qui est le cas avec les hypothèses réalisées présentement), on obtient ainsi :

$$C_{phmoy} = \frac{1}{4} \cdot \frac{\dot{V}.5}{V.DIFF} \quad (3.5c)$$

La loi de ce thermostat idéal est donc une parabole représentée Figure 3.7.

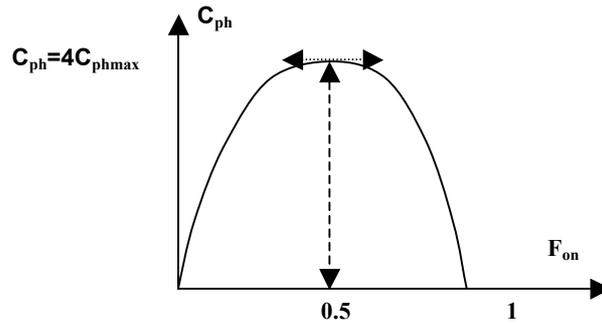


Figure 3.7 : Caractéristique type du fonctionnement en cyclage d'un climatiseur, d'après [O'neal, 1991].

Ainsi, pour tout  $F_{on}$ , il devient possible de déterminer la dégradation en efficacité PLF correspondante en reportant l'expression de  $C_{ph}$  dans l'équation 3.4. En supposant  $\tau$  connu comme caractéristique propre de l'appareil, l'équation implicite 3.6 permet de déterminer la valeur exacte de PLF par itération. Il ne reste plus qu'à appliquer ce facteur à l'efficacité à pleine charge résultant d'essais pour connaître les variations de l'efficacité avec les variations de charge en mode cyclage.

$$PLF = 1 + \tau \cdot C_{phmax} \cdot \left(1 - \frac{CLF}{PLF}\right) \cdot \left(e^{-1/\tau \cdot C_{phmax} \cdot \left(1 - \frac{CLF}{PLF}\right)} - 1\right) \quad (3.6)$$

Cette relation donne quasiment des droites de dégradation de la performance relative à la performance à pleine charge (PLF) en fonction du taux de charge (Figures 3.8a et b) ; le coefficient directeur de ces quasi droites est généralement noté  $C_D$  (Cf. équation 3.4).

#### Variante 1 : modèle de [O'neal, 1991] intégrant la modification de $t_{on}$

Le modèle original suppose que le temps de fonctionnement n'est pas modifié et que par conséquent, le thermostat idéal est applicable (hypothèse  $F_{on} = CLF$ ). En fait, cette hypothèse n'est pas justifiée [O'neal, 1991]. Si la production frigorifique ne démarre pas immédiatement à pleine puissance, cela signifie que le temps de fonctionnement s'allonge

puisque'il correspond toujours au temps nécessaire pour refroidir la boucle d'eau de l'écart de température lié au différentiel.

Pour corriger, cette approximation, il suffit d'écrire que le temps de fonctionnement est la somme du temps de fonctionnement idéal, et d'un temps supplémentaire correspondant à l'énergie non fournie au démarrage :

$$t_{on} = t_{on\_ideal} + \epsilon$$

L'intégration du modèle de puissance frigorifique permet de récrire cette relation sous la forme de la relation (3.2) :

$$t_{ON} = \frac{V \cdot \text{DIFF}}{\dot{V} \cdot 5(1 - \text{CLF})} + \tau \cdot (\exp(-t_{on}/\tau) - 1)$$

Cette équation, résolue par itération, permet de déterminer le nouveau temps de fonctionnement, le temps d'arrêt  $t_{off}$  étant pour sa part inchangé.

### Application numérique

On utilise les données de référence suivantes<sup>1</sup>.

- Puissance frigorifique nominale : 7,15 kW (soit un écart de température nominal entrée-sortie évaporateur : 4,5 °C)
- Soit un débit massique de : 0,38 kg/s
- Volume de boucle d'eau : 75 et 150 l
- Différentiel : 2 et 6 °C
- $\tau$  : 10 s et  $\tau = 30$  s

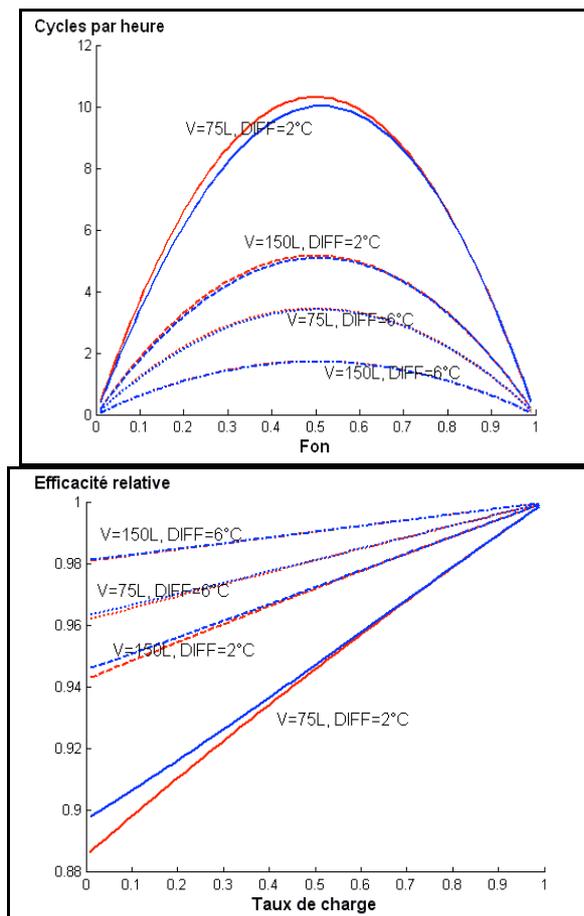
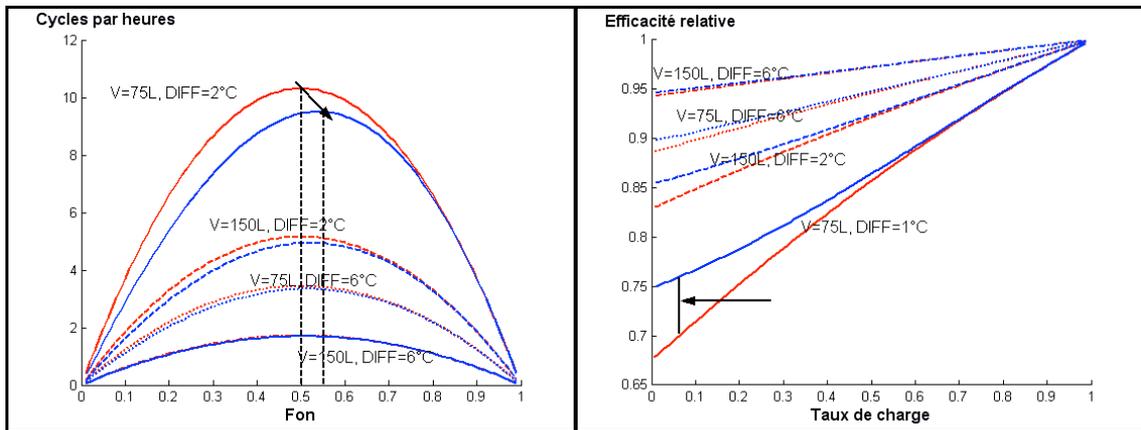


Figure 3.8a : Evolution de l'efficacité relative avec le taux de charge (à droite) et loi de thermostat  $C_{ph}=f(F_{on})$  (à gauche) pour le modèle de [O'neal, 1991], en rouge, et sa variante 1, en bleu,  $\tau = 10$  s

<sup>1</sup> Elles correspondent aux conditions d'essais à charge partielle de la PAC air / eau mono-compresseur Partie 3, § 2.1.



**Figure 3.8b : Evolution de l'efficacité relative avec le taux de charge (à droite) et loi de thermostat  $C_{ph}=f(F_{on})$  (à gauche) pour le modèle de [O'neal, 1991] (en rouge) et sa variante 1 ( en bleu)  $\tau = 30$  s**

Les figures 3.8a et 3.8b permettent de visualiser les corrélations suivantes entre les variables :

- plus le différentiel est petit, plus le nombre de cycles par heure est important et plus la dégradation des performances à charge partielle est importante,
- plus le volume de la boucle d'eau est réduit et plus la dégradation des performances à charge partielle est importante,
- plus la constante de temps de démarrage est importante, plus la dégradation des performances à charge partielle l'est ; la dégradation est quasiment proportionnelle.

Il est également intéressant de noter que l'intégration du décalage temporel de la production frigorifique au démarrage modifie le thermostat. Le maximum de  $C_{ph}$  est obtenu pour des fractions de fonctionnement plus longues (phénomène mis en évidence Figure 3.7b). Cette modification induit également une différence de la forme de la courbe de dégradation des performances à charge partielle. Toujours Figure 3.8b, les courbes de la variante 1 du modèle sont convexes tandis que celles du modèle original sont concaves.

De plus, la comparaison des figures 3.8a et b indique que l'impact de l'inertie et du différentiel sont indépendants de l'augmentation de la constante de temps : les deux types d'effets sur la courbe de dégradation des performances à charge partielle sont simplement multiplicatifs.

### **Variante 2 : modèle de [O'neal, 1991] intégrant la modification de $t_{on}$ et la récupération d'énergie frigorifique à l'arrêt du compresseur**

Les GPEG étant opérés avec un circulateur en fonctionnement permanent, nous avons vu qu'il était possible de récupérer une partie de l'énergie de démarrage à l'arrêt du groupe. On peut modéliser cette énergie récupérée par une exponentielle décroissante de constante de temps inférieure à la constante de temps de mise en marche notée  $\tau_1$  (Figure 3.5). La loi de thermostat est modifiée par rapport à la variante 1 puisque l'énergie est récupérée en période OFF, qui s'allonge donc.

En posant comme précédemment,

$$t_{on} = t_{on\_ideal} + \varepsilon$$

$$t_{off} = t_{off\_ideal} + \varepsilon,$$

les temps de fonctionnement s'écrivent alors :

$$t_{on} = \frac{V \cdot \text{DIFF}}{\dot{V} \cdot 5 \cdot (1 - \text{TC})} + \tau \cdot (\exp(-t_{on}/\tau) - 1)$$

$$t_{off} = \frac{V \cdot \text{DIFF}}{\dot{V} \cdot 5 \cdot \text{TC}} + \tau_1 \cdot (1 - \exp(-t_{off}/\tau_1))$$

Ces deux équations sont résolues par itération.

### **Application numérique**

- Puissance frigorifique nominale : 7,15 kW (Ecart de température nominal entrée-sortie évaporateur : 4,5 °C)

- Volume de boucle d'eau : 75 l
- Différentiel : 2 °C
- Débit massique : 0,38 kg/s
- $\tau$  : 10 et 30 s (le cas  $\tau = 30$  s correspond au cas où le démarrage du ventilateur se fait en 2 temps, Cf. Partie 2)
- $\tau_1$  : 5 s et 15 s pour  $\tau = 10$  et 30 s respectivement

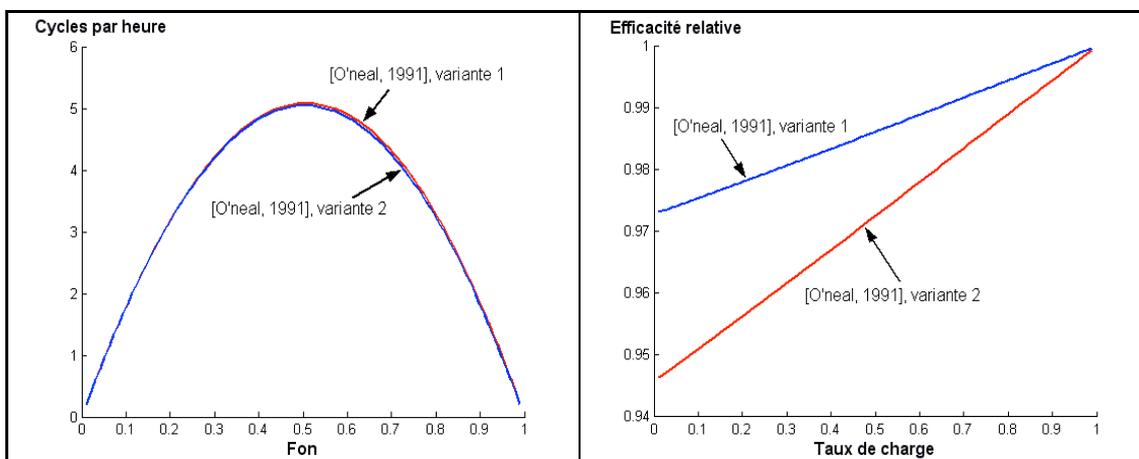


Figure 3.9 : Evolution de l'efficacité relative avec le taux de charge (à droite) et loi de thermostat  $C_{ph}=f(F_{on})$  (à gauche) pour les variantes 1 et 2 du modèle de [O'neal, 1991]

L'énergie récupérée en période OFF (Figure 3.9) change relativement peu la loi de thermostat. Par contre, l'impact sur la courbe de dégradation des performances à charge partielle est directement proportionnel à l'écart entre la constante de temps en montée et la constante de temps en descente. Ceci montre qu'il est possible, pour les données numériques de l'application, de considérer une constante de temps équivalente de montée, différence entre  $\tau$  et  $\tau_1$ , comme proposé par [Bernier, 2002].

Variante 3 : modèle de [O'neal, 1991] intégrant la modification de  $t_{on}$  et la puissance de veille

Comme nous l'avons déjà mentionné, la puissance électrique liée à la veille de l'alimentation n'est pas négligeable. Il faut attendre [Henderson, 2000] et [Anglesio, 2001] pour que l'importance de ce facteur soit reconnue pour les climatiseurs air / air. Il suffit pour la prendre en compte de modifier l'équation (3.3) comme suit :

$$PLF = \frac{EER_{cyc}}{EER_{ss}} = \frac{\int_0^{t_{ON}} P_{FSS} \cdot (1 - e^{-t/\tau}) \cdot dt}{(P_E \cdot t_{ON} + \delta P_E \cdot t_{OFF}) P_{FSS} \cdot t_{ON}} = \left( 1 + \frac{\gamma \cdot C_{ph} \cdot (e^{-F_{on}/\gamma} - 1)}{F_{on}} \right) \frac{P_E \cdot t_{ON}}{(P_E \cdot t_{ON} + \delta P_E \cdot t_{OFF})}$$

### Application numérique

Aux données précédemment utilisées, on ajoute la puissance de veille de l'alimentation électrique. Pour les GPEG expérimentés, elle représentait environ 2 % de la puissance électrique totale au point d'essai nominal (pour le groupe à puissance étagé, la référence devient la puissance consommée sur l'étage de puissance minimale dans ces mêmes conditions). On retient :

- $RP_e$  (ratio des puissances électriques et de veille) 1 % et 5 %.
- Puissance frigorifique nominale : 7,15 kW (Ecart de température nominal entrée-sortie évaporateur : 4,5 °C)
- Volume de boucle d'eau : 150 l
- Différentiel : 2 °C
- Débit massique : 0,38 kg/s
- $\tau$  : 10s et 30 s

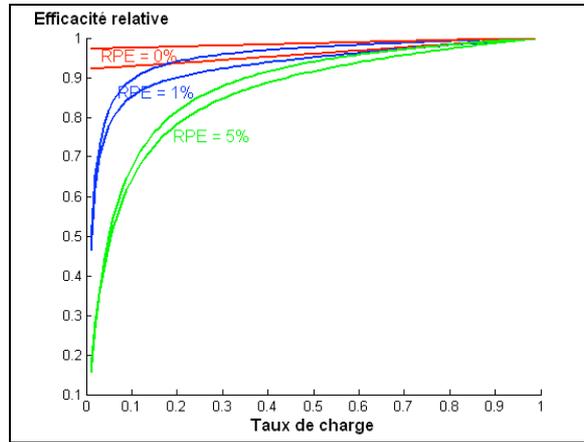


Figure 3.10: Evolution de l'efficacité relative avec le taux de charge pour les variantes 1 ( $RP_e=0\%$ ) et 3 ( $RP_e=1$  et  $5\%$ ) du modèle de [O'neal, 1991], pour  $\tau=10$  et  $30$  s

L'intégration de la puissance électrique de veille (Figure 3.10) permet d'expliquer que l'efficacité tend vers 0 lorsque la charge thermique devient nulle. La forme finale de la courbe de dégradation à charge partielle est de type hyperbolique, les pertes d'efficacité à charge partielle étant principalement liées à la puissance électrique rémanente en période OFF.

### Modèle de [Bernier, 2002]

Le principal intérêt de ce travail [Bernier, 2002] pour notre problématique est qu'il est appliqué aux PAC air / eau associées à un système de plancher chauffant. Cependant, le travail ne repose pas sur des données expérimentales.

L'auteur propose de traduire le temps de montée par un simple retard à la production frigorifique. Cette notation a le mérite de simplifier les écritures. Il reste à savoir comment traduire la perte correspondant à une montée de type exponentielle du modèle 2 en un décalage temporel constant.

On définit  $\tau_3$  la constante de retard à la production frigorifique, pour la période de démarrage, on peut écrire :

$$P_{fss} \tau_3 = \int_0^{t_{on}} P_{fss} (1 - e^{-t_{on}/\tau}) dt$$

Il faut faire une hypothèse supplémentaire pour établir l'équivalence des 2 modèles. En effet, le modèle exponentiel suppose que le régime stabilisé n'est jamais atteint. En pratique cependant, il existe effectivement un temps  $t_1$  à partir duquel la puissance stationnaire est atteinte. On peut donc écrire :

$$\tau_3 = t_1 - \tau \cdot (1 - e^{-t_1/\tau})$$

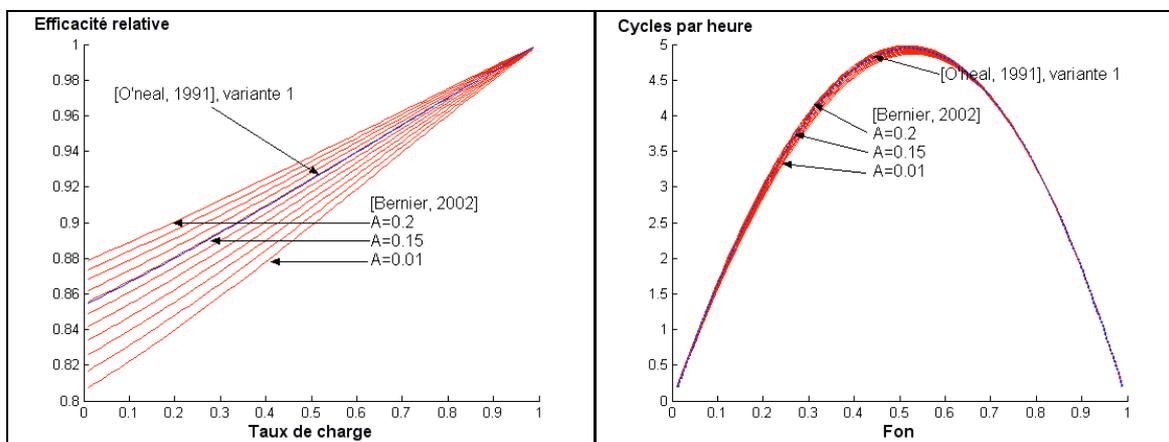
Afin de déterminer des valeurs pratiques pour  $t_1$ , on suppose que le régime exponentiel atteint le régime permanent lorsque l'écart relatif entre le modèle exponentiel et la valeur stationnaire atteint A pris égal à 0,01 puis 0,001 en valeur absolue. Les correspondances entre  $\tau_3$ ,  $\tau$  et le temps  $t_1$  sont présentées tableau 3.1 pour les deux valeurs successives de A :

A=0.02			A=0.005		
$\tau$	$\tau_3$	$t_1$	$\tau$	$\tau_3$	$t_1$
10	29.3	39.1	10	43.0	53.0
20	58.6	78.2	20	86.1	106.0
30	88.0	117.3	30	129.1	159.0

Tableau 3.1 : Correspondance entre les constantes de temps des modèles 2 et 3, respectivement,  $\tau$  et  $\tau_3$ .

Etant donné les décalages temporels induits, la forme du thermostat doit forcément tenir compte de l'augmentation du temps de fonctionnement. Cette fois-ci, cette augmentation est déterminée par avance. On peut donc comparer les deux modèles en utilisant les données numériques suivantes :

- Puissance frigorifique nominale : 7,15 kW (Ecart de température nominal entrée-sortie évaporateur : 4,5 °C)
- Volume de boucle d'eau : 150 l
- Différentiel : 2 °C
- Débit massique : 0,38 kg/s
- $\tau$  : 30 s



**Figure 3.11 : Comparaison des modèles de [O'neal, 1991], variante 1 et du modèle de [Bernier, 2002]. Evolution de l'efficacité relative avec le taux de charge (à droite) et loi de thermostat  $C_{ph}=f(F_{on})$  (à gauche) pour différentes valeurs de A.**

L'équivalence entre les deux modèles peut-être établie pour ces données numériques et correspond à  $A=0.15$ . On voit Figure 3.11 que le choix de ce coefficient d'équivalence est relativement sensible pour l'évolution des performances. Le thermostat est lui peu affecté. L'auteur propose également de ne représenter qu'une constante de temps pour représenter l'arrêt et le démarrage sous la forme d'une constante de démarrage. On a vu que cela ne faisait que peu de différence avec la variante 2 du modèle de [O'neal, 1991].

## Prise en compte normative du cyclage

### Climatiseurs air / air

La norme américaine ASHRAE 116 [ANSI, 1995], pour les machines air / air de puissance frigorifique ou calorifique de 12 à 19 kW reprend cette méthode.

$C_D$  est supposé constant (Equation 3.4), ce qui revient à dire que la puissance électrique de veille de l'équipement n'est pas prise en compte : l'efficacité relative est donc simplement proportionnelle à la charge. La valeur par défaut est de 0.25 pour les climatiseurs air /air.

Pour le calcul du coefficient de dégradation lié au cyclage dans la norme, puisqu'il est supposé constant, on peut le déterminer pour n'importe quel  $F_{on}$ . Deux tests sont effectués, un pour mettre en évidence les performances en régime stationnaire, et l'autre, aux mêmes températures des sources, en imposant un temps de cyclage  $t_{on}$  (compresseur allumé) de 6 min pour un cycle complet de 30 min. Ce test correspond donc à :

- $C_{ph} = 2$  cycles par heure
- $F_{on} = 20\%$

En reportant ces valeurs dans l'équation 3.5b, on trouve la valeur  $C_{phmoy}=3.125$ , hypothèse de détermination du  $C_D$ .

Plus récemment, [Henderson, 2000] en mettant à jour les courbes polynomiales de dégradation de la performance à charge partielle pour ce type d'équipement dans le logiciel DOE2 a mis en évidence l'importance de la puissance électrique de veille et rapporte les valeurs par défaut issues de campagnes expérimentales pour les différentes grandeurs nécessaires (Tableau 3.2).

	C <sub>ph</sub> moy (h <sup>-1</sup> )	Constante de temps (s)	RPE (%)
Min	1.5	30	1
Max	3	80	3

Tableau 3.2 : Valeurs par défaut pour les climatiseurs air/air utilisées pour renseigner les modèles par défaut de DOE2

Il est intéressant de noter que le « worst case » envisagé sous DOE2 correspond à un C<sub>ph</sub> élevé. Cet artifice permet de prendre en compte simplement le surdimensionnement du système de production par rapport aux besoins. L'auteur rapporte également que, hors pertes en veille, le coefficient C<sub>D</sub>=0.25 caractérise correctement les unités à détendeur capillaire (temps de montée en puissance plus long que pour une unité à détendeur thermostatique et communication directe des circuits HP et BP). Ce coefficient descend jusqu'à 0.1 pour des équipements plus modernes à détendeur thermostatique.

[Anglesio, 2001] a mené des essais à charge partielle sur des unités air / air. Son étude met en évidence les mêmes ordres de grandeur pour les constantes de temps. Ses travaux ont par contre permis de mettre au point une méthode de détermination de la courbe de dégradation des performances à charge partielle à partir de 2 points d'essai : elle est basée sur la constatation expérimentale que le ratio de la puissance électrique moyenne à charge partielle sur la puissance électrique nominale peut être représentée par une droite en fonction du taux de charge. Ainsi, l'efficacité à charge partielle peut se mettre sous la forme :

$$\frac{EER}{EER_{ss}} = \frac{CLF}{a \cdot CLF + b} \quad (3.7)$$

Cette méthode a été adaptée dans la norme italienne UNI 10963 [UNI, 2003] permettant l'établissement des performances à charge partielle des cycles à compression de vapeur. Il faut rappeler que les conditions de détermination des ratios de puissance électrique et de puissance frigorifique doivent être réalisés pour les mêmes conditions de températures des sources à pleine charge et à charge partielle.

La norme précise que F<sub>on</sub> doit être compris entre 20 et 30 %. Le temps effectif de cycle n'est pas défini.

### GPEG et pompes à chaleur (air/eau ou eau/eau)

La norme définissant l'IPLV [ARI, 1998] donne une loi de prise en compte du cyclage (lorsque le taux de charge à tester est inférieur à la puissance frigorifique du plus petit étage disponible dans les conditions de températures requises) similaire à celle de la norme ASHRAE 116. Le coefficient C<sub>D</sub> pris en compte est cependant plus faible que dans cette dernière, il est pris égal à 0.12. La puissance de veille n'est pas considérée.

Les travaux de [Bettanini, 2003] ont pourtant montré, à partir de suivis sur site, que l'efficacité des GPEG et pompes à chaleur tendait vers 0 lorsque la charge tendait vers 0. Les coefficients correspondant à l'équation 3.5 sont rapportés Tableau 3.3 et les courbes de dégradation à charge partielle correspondantes sont tracées Figure 3.11a. Les coefficients de corrélation de la régression du taux de charge sur la puissance électrique relative, pour des températures des sources identiques, sont également rapportés. Les puissances à pleine charge sont calculées à partir des données constructeur. Ceci peut expliquer partiellement que les courbes de dégradation de l'efficacité ne tendent pas vers 1. Dans le cas des GPEG n°3 et 4, l'auteur précise qu'ils sont en activité depuis 8 ans. Il est donc probable qu'en plus de l'erreur sur les données fournies par le constructeur pour les performances à pleine charge, les échangeurs puissent être encrassés, ce phénomène pouvant mener à des pertes de puissance et d'efficacité de l'ordre de 20 % [Taldir, 1996].

Le surdimensionnement n'est par contre pas représentable sur cette figure puisqu'il correspond à une fréquence d'occurrence nulle du taux de charge au delà de 80 % par exemple pour la PAC air / eau réversible (PACR) 1 en mode froid et en mode chauffage.

Type	PACR 1	PACR 1	PACR 2	PACR 2	GPEG 3	GPEG 4
Condensation	air	air	air	air	eau	eau
Mode	Froid	Chaud	Froid	Chaud	Froid	Froid
Puissance nominale (kW)	4.7	5.5	7.1	8.2	510	510

Surdimensionnement (%)	20	20	0	10	0	0
Inertie	faible	faible	faible	faible	NC(*)	NC(*)
Différentiel	NC(*)	NC(*)	NC(*)	NC(*)	NC(*)	NC(*)
RPE (%)	NC(*)	NC(*)	NC(*)	NC(*)	NC(*)	NC(*)
Etagement	1	1	1	1	4	4
<b>Régression de la puissance électrique relative au point nominal (Equation 3.7)</b>						
a	1.126	0.9451	1.0269	1.1154	0.9434	0.9738
b	0.1673	0.2822	0.1035	0.08922	0.0893	0.0586
Coefficient de régression	0.998	0.731	0.962	NC(*)	0.972	NC(*)
COP saisonnier	2.5	3.1	1.5	2.1	2.6	2.6
a_corr	0.8706	0.7701	0.9084	0.9259	0.9135	0.9432
b_corr	0.1294	0.2299	0.0916	0.0741	0.0865	0.0568

Tableau 3.3 : Résultat de l'analyse de 2 suivis sur sites pour 2 PAC air / eau réversibles et 2 GPEG eau / eau ; (\*) NC : non communiqué), d'après [Bettanini, 2003]

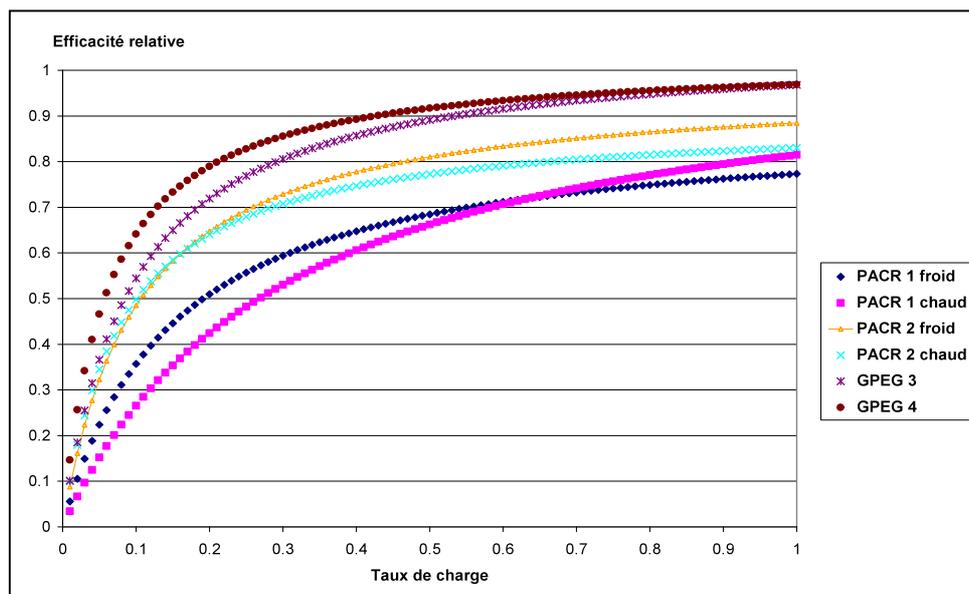
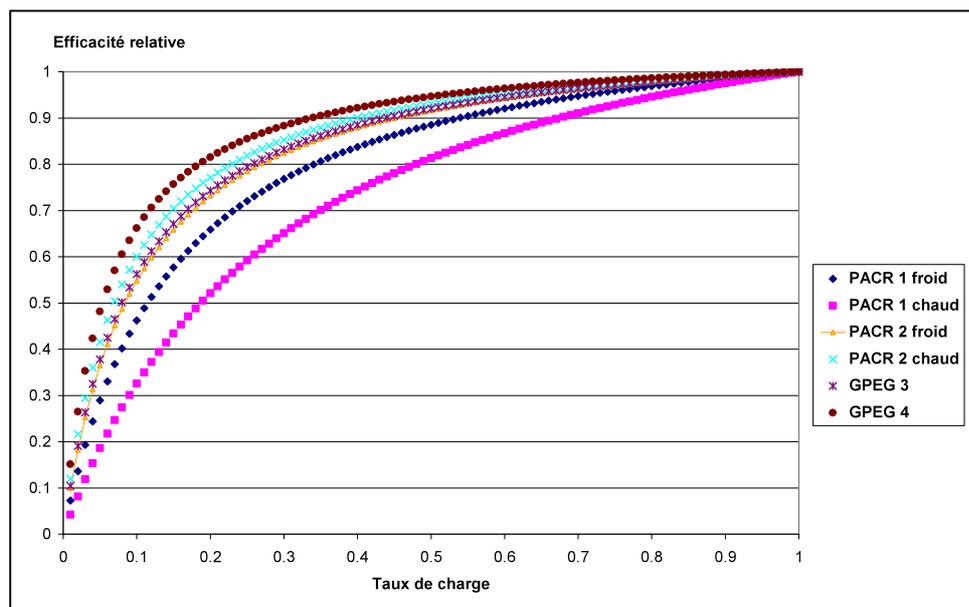


Figure 3.12a : Résultat de l'analyse de 2 suivis sur sites pour 2 PAC air / eau réversibles et 2 GPEG eau / eau ; (\*) NC : non communiqué, d'après [Bettanini, 2003]

Afin de focaliser notre attention sur le comportement à charge partielle pour ces mêmes données, on peut normer les courbes obtenues (Figure 3.12b) (les coefficients normés sont présentés sous la forme a\_corr et b\_corr Tableau 3.3). Les données deviennent alors plus facilement interprétable. On retrouve bien la forme précédemment mise en évidence par les modèles simplifiés (Figure 3.9).

Figure 3.12b : Résultat de l'analyse de 2 suivis sur sites pour 2 PAC air / eau réversibles et 2 GPEG eau / eau ; (\*) NC : non communiqué), courbes normées , d'après [Bettanini, 2003]



[Bettanini, 2003] met en évidence pour différentes combinaisons de production et de bâtiments (PAC air / eau réversible mono-étagée, bureau ou résidentiel, système de type ventilo-convecteurs, simulations sous DOE2<sup>1</sup>) que les différences de performances saisonnières induites par la représentation retenue pour l'IPLV peuvent surestimer la performance saisonnière jusqu'à 25% en comparaison des courbes de dégradation des performances à charge partielle expérimentales. Pour des machines multi-étagées, cet impact sera d'autant plus faible que la charge moyenne du système est plus élevée, que la plus petite puissance disponible est faible, que le surdimensionnement est faible.

En l'absence de données précises sur les différentiels programmés, les volumes de boucle d'eau, les débits d'eau glacée (mode froid) ou chaude (mode chaud) et les puissances de veille, on se contente pour l'instant de remarquer que :

- la forme de la courbe en cyclage retenue pour la norme [ARI, 1998] n'est pas légitime, la puissance électrique de veille ainsi que les caractéristiques dynamiques de l'appareil et du circuit d'eau doivent être pris en compte afin de pouvoir décrire correctement la courbe de dégradation des performances à charge partielle,
- pour des PAC, la dégradation des performances en cyclage semble être plus importante en mode chaud qu'en mode froid,
- l'ordre de grandeur de l'écart sur les performances saisonnières [Bettanini, 2003] démontre la nécessité de la prise en compte correcte des performances à charge partielle en cyclage sur un compresseur.

<sup>1</sup> Qui permet d'entrer tout type de fonction polynomiale pour décrire le comportement à charge partielle.

## Performances à charge partielle d'un GPEG mono-étagé

Devant le manque de données de performances à charge partielle concernant les GPEG et PAC réversibles air / eau, il a été décidé d'entreprendre différentes campagnes d'essais à charge partielle. Cette partie est essentiellement consacrée à l'étude des performances à charge partielle d'une PAC réversible air / eau de faible puissance nominale, typiquement utilisée en France pour les installations plancher chauffant rafraîchissant ne comportant qu'un unique compresseur. Ce type d'équipement, de puissance thermique inférieure à 10 kW ne comprend généralement qu'un unique compresseur. Au contraire, les GPEG plus puissants comportent plusieurs étages de puissance. Ainsi, pour étudier le fonctionnement en cyclage à débit d'eau nominal à l'évaporateur, s'intéresser à un GPEG mono-compresseur permet un gain de précision appréciable sur la puissance frigorifique à faible taux de charge.

## Banc d'essais

### 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  $-15^{\circ}\text{C}$  à  $50^{\circ}\text{C}$  de température.

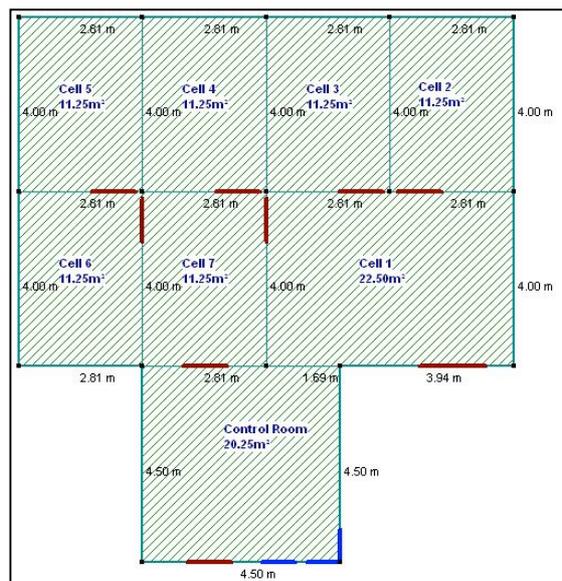


Figure 3.13 : Plan des cellules climatiques et de la salle de contrôle de l'enceinte du Climatron / EDF

L'enceinte 2 du laboratoire Climatron / EDF, dans lequel est réalisé les essais, est constituée de six cellules climatiques de 11,25 m<sup>2</sup> chacune et d'une cellule de 22,25m<sup>2</sup> (Figure 3.13). 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  $-25^{\circ}\text{C}$ .

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 +/- 0.04 K,
- d'un hygromètre capacitif.

Ces deux sondes sont placées à l'entrée de l'échangeur à air de la PAC réversible 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.

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 leurs stabilités. La stabilisation des paramètres lors de 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 idéaux de stabilisation « dérivées » et « intégrales » doivent être modifiés pour chaque point d'essai.

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 3.14 présente le schéma de montage de la PAC et de son alimentation en eau, permettant de contourner le problème.

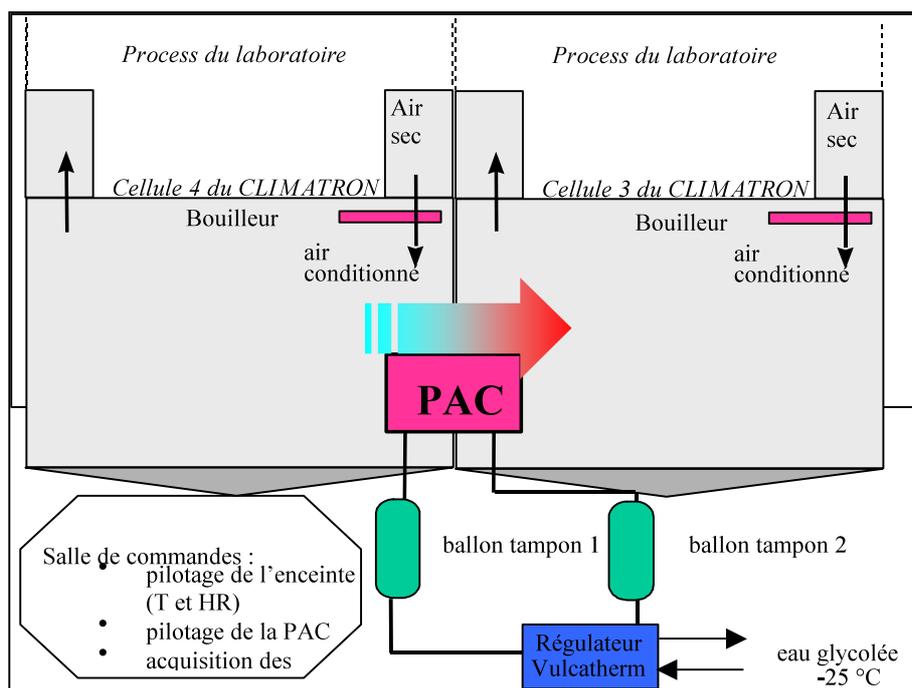


Figure 3.14 : Schéma de principe du banc d'essais

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 l'on 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 d'air soufflé en cellule 4, ce qui a pour conséquence une diminution importante du débit d'air de la PAC puis un déclenchement en HP. En conséquence, les cellules 1 et 7 (Figure 3.13) sont régulées en température et les portes entre les cellules 4 et 7 et 1 et 7 sont maintenues ouvertes en permanence.

## Charge thermique fictive sur la boucle d'eau

Le circuit d'eau de climatisation d'une habitation est simulé par un circuit d'eau fermé dans lequel sont 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.

### Les composants

Le refroidissement de l'eau est obtenu au travers d'un échangeur eau - eau glycolée (Figure 3.15) 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.

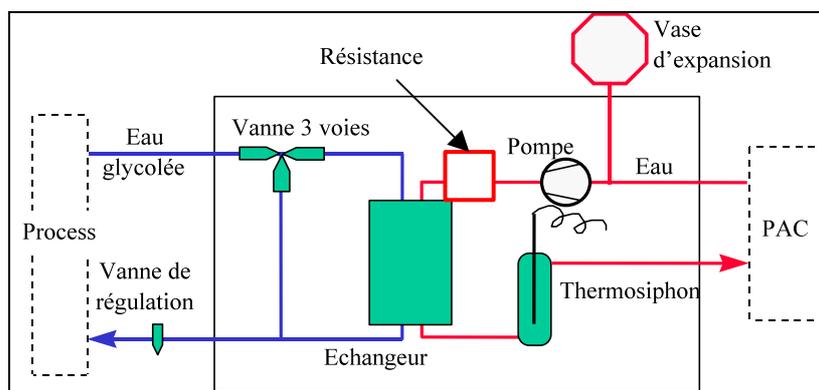


Figure 3.15 : Installation du régulateur Vulcatherm®

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

### 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 3.4.

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)

Tableau 3.4: Mesure sur l'eau

Les thermocouples sont utilisés pour la régulation, les sondes platines 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).

### 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,

- 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.

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.

### La PAC réversible air / eau testée

La PAC air/eau est positionnée 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 7.9 kW et de 9.3 kW en mode froid et fonctionne avec le frigorigène R-407C.

Les composants de la PAC, représentés Figure 3.16, sont :

- un compresseur "scroll" (1) à vitesse constante qui comprime le fluide vers la vanne quatre voies (2),
- la vanne 4 voies (2) dirige les gaz chauds, en mode chauffage, vers le condenseur à plaques (3), l'échangeur à plaque fonctionne alors à contre courant,
- le fluide frigorigène liquide remplit la bouteille de stockage (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 (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.

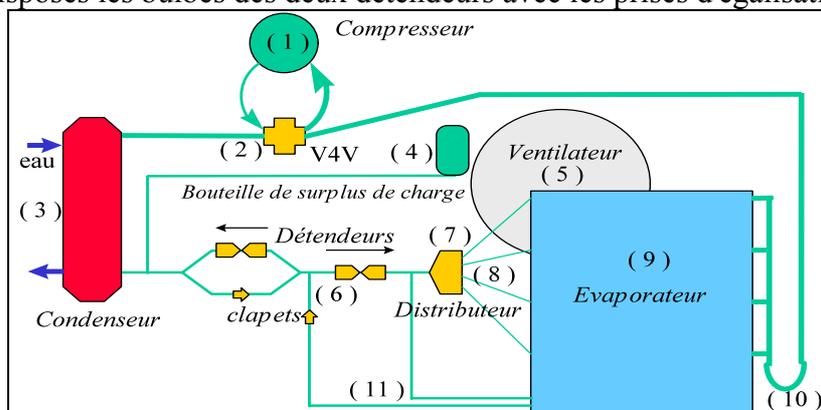


Figure 3.16 : Schéma du circuit frigorifique, mode chauffage

### 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 +/- 0.04 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 : on mesure la puissance absorbée par la PAC (moteur du ventilateur + compresseur) avec une incertitude de 0,5% pleine échelle),

#### Les mesures sur le réfrigérant

- 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 0,5°C.

### Résultats d'essais

Les résultats d'essai en mode froid sont présentés. La campagne d'essais s'est déroulée en 2 parties :

- détermination des performances stationnaires à 30°C de température d'entrée d'air et température d'entrée d'eau variable,
- réalisation des essais à charge partielle.

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

### Performances stationnaires

#### Expressions des puissances en fonction de la température d'eau glacée

Les performances stationnaires de la PAC ont été établies en respectant une période de stabilisation de 3 heures, puis une période d'acquisition d'une heure [CEN, 1998]. Les résultats sont présentés Tableau 3.5. 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.

Mesures	Unités	A30E14	A30E19	A30E24	A30E28
Te air moy	°C	29.8	29.8	29.8	29.8
Ts air moy	°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
Pe	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

<b>Ts cond ff</b>	°C	3.7	7.4	10.9	13.6
<b>Tasp cpr ff</b>	°C	12.5	17.8	23.7	29.0
<b>Tref cpr ff</b>	°C	76.0	77.2	79.7	82.6
<b>Pasp cpr ff</b>	Bar a	5.7	6.4	7.2	7.8
<b>Pref cpr ff</b>	Bar a	19.4	20.2	21.1	21.8
<b>SC</b>	°C	1.4	2.0	8.0	11.2
<b>SR</b>	°C	2.1	2.1	2.1	2.2

**Tableau 3.5 : Essais stationnaires en mode froid (A30E14 : température d'entrée d'air au condenseur de 30 °C et température de sortie d'eau à l'évaporateur de 14 °C)**

La représentation graphique de ces résultats, Figure 3.19 (courbes notées « STAT » pour essais stationnaires) montre les variations remarquablement linéaires des températures et pression de 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 1.4°C à 11°C.

On calcule les régressions des températures de sortie d'eau et d'entrée d'eau en fonction de la puissance frigorifique et la puissance électrique. 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 Tableau 3.6.

Coefficients de régression $Y = A T + B$					
		Ts		Te	
		Pf	Pe	Pf	Pe
A		0.24470	0.01870	0.21210	0.06120
B		5.09140	2.26650	4.40983	2.17510

**Tableau 3.6 : Résultat des régressions des températures d'entrée et de sortie d'eau sur les puissances frigorifique et électrique.**

### **Contraintes expérimentales de détermination des performances en régime stationnaire**

Une exploration de l'impact des variations de la température d'entrée d'eau est réalisée. Elle vise à qualifier la méthode d'essais de la norme [CEN, 1998]. La problématique est la suivante : peut-on réduire le temps de fonctionnement nécessaire à la caractérisation des étages de puissance ? Cette mesure permettrait de réaliser un nombre plus important d'essais dans le même temps limité imparti, assurant un gain conséquent en termes de coûts de certification.

Les essais stationnaires réalisés ci-dessus respectent les conditions de stabilisation (critères de stabilité en dépassement maximum sur les températures d'entrée d'air, d'eau, de débit d'eau et de puissances) et de mesure (moyenne sur une heure), conformément à la norme [CEN, 1998].

Une deuxième série d'essais est réalisée en faisant varier la température d'entrée d'eau imposée au GPEG. Des paliers d'environ 10 minutes sont réalisés pour effectuer des mesures des performances à trois températures d'entrée d'eau différentes.

La Figure 3.18 représente l'évolution des températures d'eau et de la température d'entrée d'air moyenne.

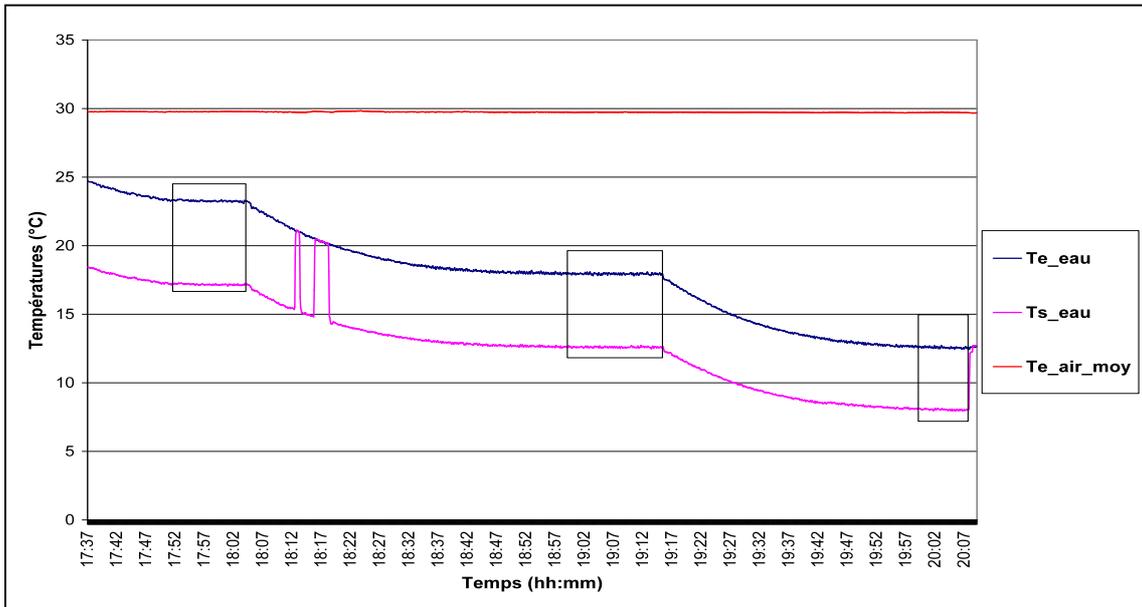
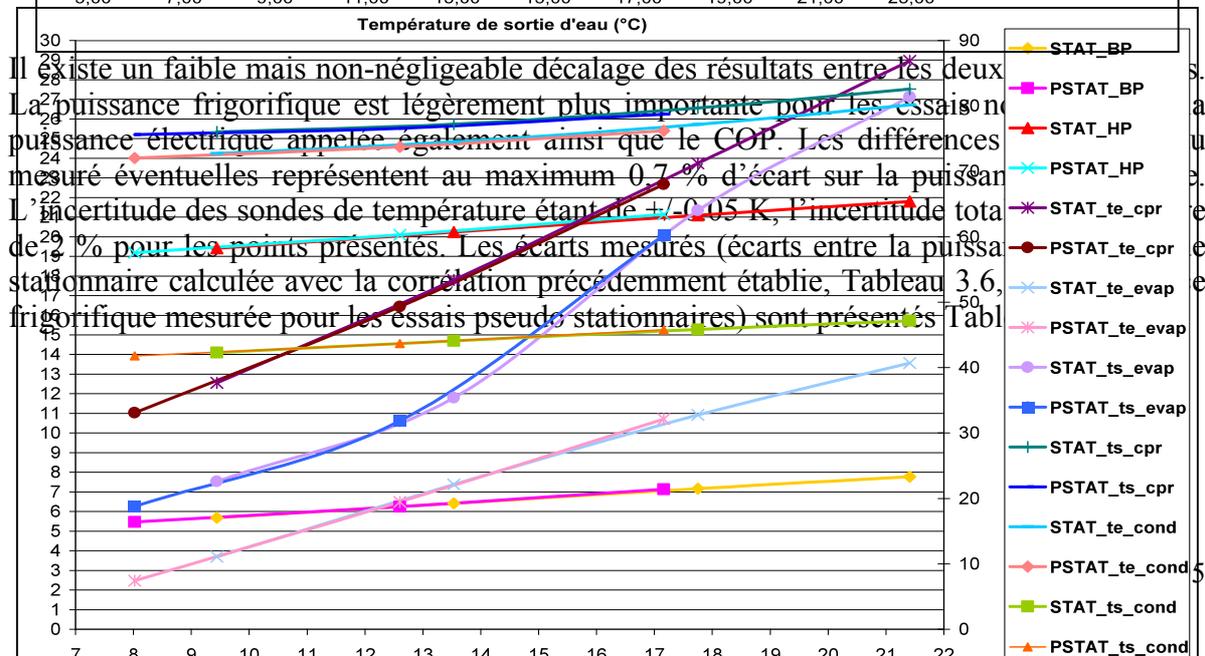
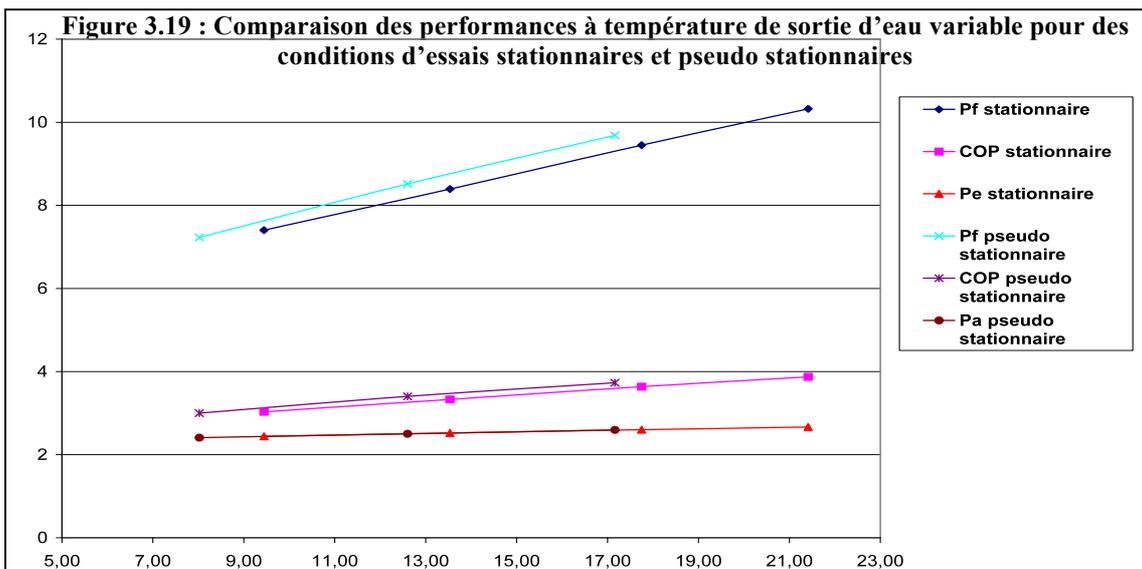


Figure 3.18 : Evolution des température d'entrée d'air moyenne, de la température d'entrée d'eau et de la température de sortie d'eau de la PAC pour un essai d'exploration des performances avec la température d'eau glacée

Nous obtenons donc trois périodes quasiment stabilisées de 5 à 10 minutes. Pour chacune d'entre elles, on détermine la puissance frigorifique et la puissance électrique. Ces valeurs sont rapportées Figure 3.19, ainsi que les résultats des essais stationnaires précédemment décrits.



Il existe un faible mais non-négligeable décalage des résultats entre les deux. La puissance frigorifique est légèrement plus importante pour les essais pseudo stationnaires, la puissance électrique appelée également ainsi que le COP. Les différences mesurées éventuelles représentent au maximum 0,7 % d'écart sur la puissance frigorifique et 0,5 % sur le COP. L'incertitude des sondes de température étant de  $\pm 0,05$  K, l'incertitude totale est de 1,4 % pour les points présentés. Les écarts mesurés (écarts entre la puissance frigorifique mesurée pour les essais pseudo stationnaires) sont présentés dans le tableau ci-dessous.

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 %

**Tableau 3.7 : Ecart de puissance frigorifique entre les essais stationnaires et les essais pseudo stationnaires**

L'acquisition de données mesurées sur le réfrigérant, 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 Figure 3.20.

**Figure 3.20 : Comparaison des données de température de réfrigérant à température de sortie d'eau variable pour des conditions d'essais stationnaires (STAT) et pseudo stationnaires (PSTAT)**

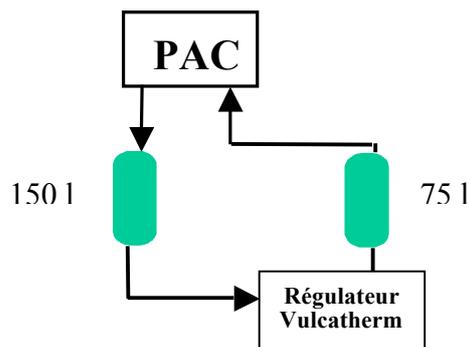
La variation du débit de réfrigérant est la cause des différences de puissance frigorifique entre les deux séries d'essais. Ceci démontre simplement que le détendeur n'est pas à la même position qu'en régime stationnaire, ce qui induit une différence de performance significative. La différence de performances montre l'intérêt des conditions d'essais requises par la norme [CEN, 1998]. Diminuer le temps d'acquisition des essais risque donc d'être réalisé à l'encontre de la précision sur les résultats obtenus.

En l'absence de références normatives pour les essais en régime dynamique, les mesures sont réalisées en s'assurant que le ou les cycles enregistrés correspondent bien à un régime établi.

## Performances à charge partielle

### Résultats d'essai

Trois inerties différentes ont été testées à charge partielle en utilisant deux ballons tampons différents : le premier est une simple bêche verticale de volume 150 l, 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 75 l acheté dans le commerce, avec entrée et sortie apparente par le bas, et emplacement pour résistance électrique. Il s'agit donc d'un ballon parfaitement stratifié avec entrée basse et sortie réelle haute permettant une stratification totale lors d'un usage comme ballon d'eau chaude sanitaire. Le circuitage réalisé en mode froid est représenté Figure 3.21.



**Figure 3.21 : Circuitage du réseau d'eau des essais à charge partielle**

L'inertie est successivement :

- faible, seul le ballon à 75 l est placé sur la boucle d'eau, soit environ 11 l/kW en ajoutant les contenances des 2 échangeurs à plaques (PAC et régulateur) ainsi que celle des tuyaux du circuit,
- moyenne, seul le ballon à 150 l est présent, soit environ 21 l/kW,
- forte, les deux ballons sont installés, soit environ 31 l/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 1 °C, soit 3 °C.

Les résultats des essais sont présentés Figures 3.22, 3.23 et 3.24 et de manière plus détaillée Tableaux 3.8, 3.9 et 3.10.

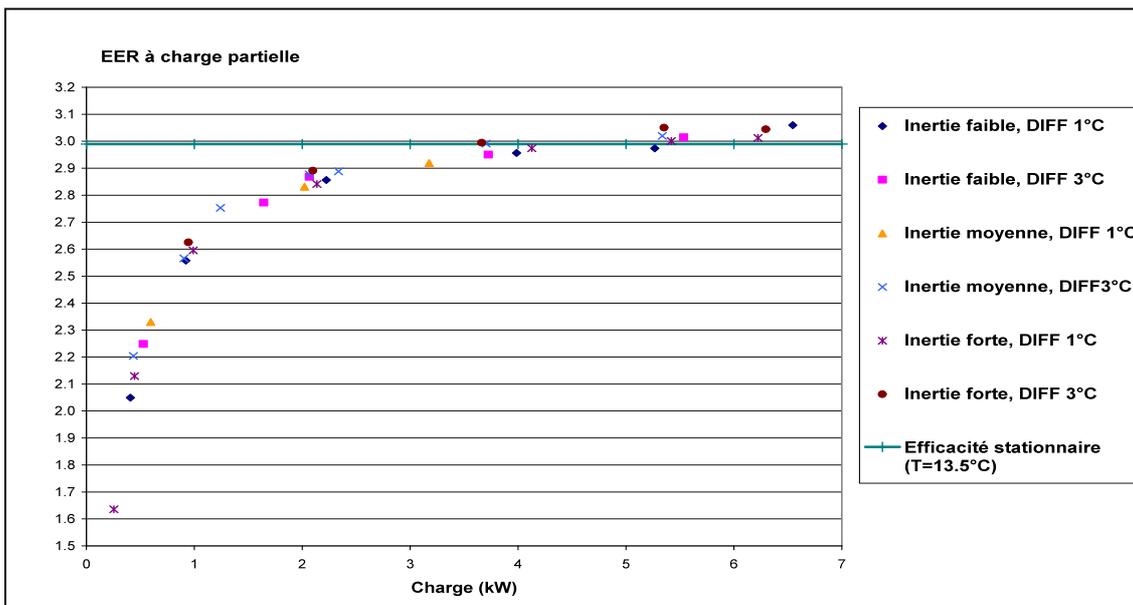


Figure 3.22 : Efficacité moyenne en fonction de la charge thermique pour les essais à charge partielle

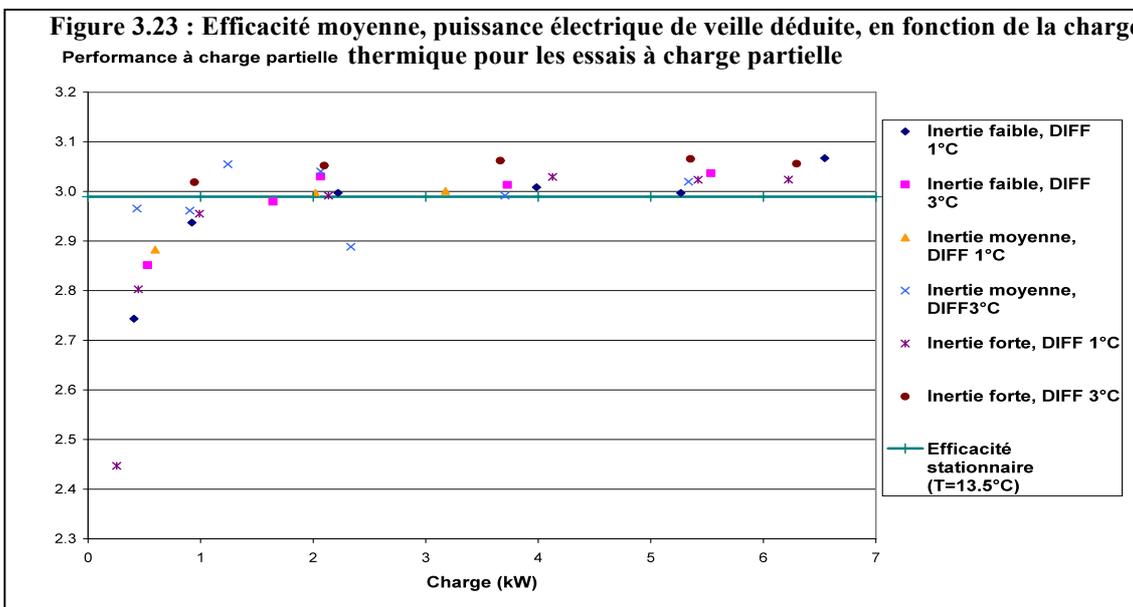
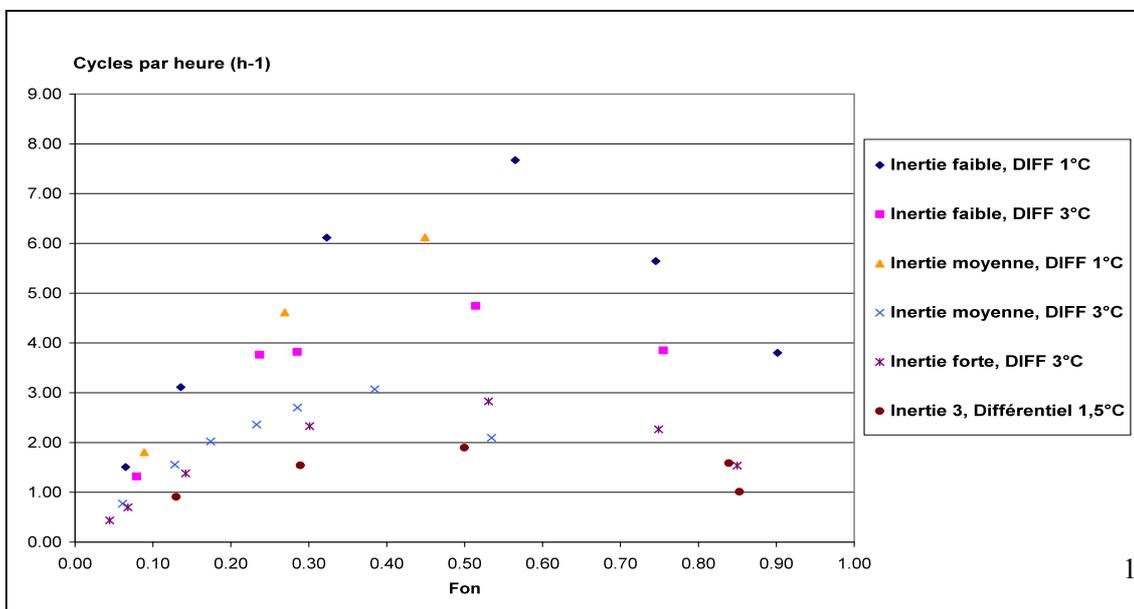


Figure 3.23 : Efficacité moyenne, puissance électrique de veille déduite, en fonction de la charge thermique pour les essais à charge partielle



**Figure 3.24 : Lois de thermostat pour les essais à charge partielle**

La dégradation de l'efficacité avec le taux de charge est très largement dominée par la puissance de veille comme le montre la comparaison des Figure 3.22 et 3.23. La puissance mesurée en veille est comprise entre 52 W et 56 W. Cependant, à très faible charge, l'efficacité a une tendance très nette à plonger vers 0.

L'analyse des lois de thermostat (Figure 3.24) 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 1°C) et pour l'autre (différentiel égal à 3 °C), la loi de thermostat montre une anomalie à forte charge ( $F_{on}>0.5$ ). Si l'on repart du schéma de l'installation (Figure 3.21), le ballon tampon est placé en sortie du GPEG. Ce schéma correspond à la pratique observée pour les installations réelles : si une inertie supplémentaire doit être installée, elle l'est en général en aval de la PAC, afin que les échangeurs terminaux sur l'air voient une 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 1 °C), à des essais à faible charge thermique (Tableau 3.8). 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. La Figure 3.23, pour laquelle le COP est présenté sans puissance de veille met clairement en évidence ces résultats.

Cycles	Inertie moyenne, différentiel			Inertie moyenne, différentiel 3°C						
	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 (°C)	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
Pa (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) arrêt	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 (°C)	0.09	0.21	0.43	0.05	0.11	0.12	0.24	0.20	0.61	0.62
DB (°C)	0.54	0.39	0.46	0.46	0.46	0.46	0.33	0.44	1.75	0.73

**Tableau 3.8 : Résultats à charge partielle pour l'inertie moyenne**

On détaille les résultats des essais pour cette inertie et les deux valeurs de différentiel. Les température 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. On indique également le COP moyen avec ou sans puissance de veille.

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.

On observe par contre que 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 lui est inférieure pour des charges faibles.

On observe également pour la série de différentiel égal à 3 °C une anomalie de temps de fonctionnement, 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

Cycles	Inertie faible, différentiel 1°C						Inertie faible, différentiel 3°C				
	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 (°C)	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
Pa (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 (°C)	0.04	0.09	0.22	0.38	0.54	0.68	0.07	0.13	0.22	0.37	0.61
DB (°C)	0.72	0.66	0.55	0.31	0.18	0.10	0.77	0.66	0.56	0.35	0.19

Tableau 3.9 : Résultats à charge partielle pour l'inertie faible

A très faible charge thermique pour un différentiel égal à 1 °C (Tableau 3.9), on atteint quasiment la limite de l'anti court-cycle (155 s contre 150 s). Ceci représente environ 7.5 cycles par heure maximal (Figure 3.24, 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 0.8 °C.

### Inertie 3

Cycles	Inertie forte, différentiel 1°C						Inertie forte, différentiel 3°C					
	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 (°C)	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
Pa (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

<b>COP</b>	1.64	2.13	2.60	2.84	2.97	3.00	3.01	2.63	2.89	2.99	3.05	3.04
<b>COP sans veille</b>	2.45	2.80	2.96	2.99	3.03	3.02	3.02	3.02	3.05	3.06	3.07	3.06
<b>T(°C) démarrage</b>	13.5	13.6	13.6	13.7	13.7	13.6	13.7	14.8	14.8	14.8	14.9	14.8
<b>T(°C) arrêt</b>	12.3	12.4	12.4	12.5	12.5	12.6	12.6	12.4	12.4	12.5	12.6	12.7
<b>Fon</b>	0.04	0.07	0.14	0.30	0.53	0.75	0.85	0.13	0.29	0.50	0.84	0.85
<b>Cph (h-1)</b>	0.43	0.70	1.38	2.33	2.83	2.27	1.54	0.91	1.54	1.89	1.59	1.01
<b>DH (°C)</b>	0.05	0.05	0.09	0.19	0.38	0.65	0.78	0.07	0.19	0.42	0.79	1.04
<b>DB (°C)</b>	1.02	0.97	0.78	0.56	0.46	0.39	0.11	0.86	0.60	0.43	0.29	0.18

**Tableau 3.10 : Résultats à charge partielle pour l'inertie forte**

On observe, pour l'essai de différentiel 1 °C et de charge thermique 0.25 kW (Tableau 3.10) que la température n'a pas été respectée. Elle est de 31.15 °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 de cycles par heure est maximal pour la série de différentiel égal à 3 °C et vaut environ (Figure 3.24) 2 cycles par heure.

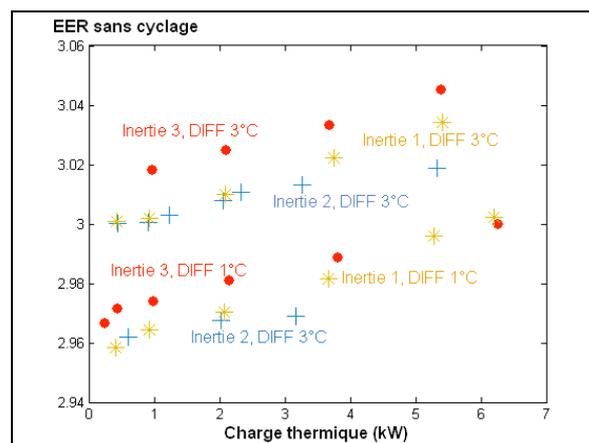
Les tendances liées aux dépassements sont identiques que pour la série d'inertie 1. La somme des dépassements est ici beaucoup moins stable et varie de 0,85 à 1,22 °C.

### Non-respect des consignes et dépassement haut

Plus la charge est faible, plus la température d'arrêt chute. Ceci provient simplement du fait que 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 d'arrêt.

De plus, à faible charge, le dépassement haut tend vers 0 °C. 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 3.25.



**Figure 3.25 : 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.

### Dégradation de l'efficacité à faible charge

Pour toutes les séries, exceptée celle d'inertie moyenne et de différentiel égal à 3 °C, la tendance de dégradation de l'efficacité avec la charge n'est pas similaire en forme à celle

décrite dans la littérature. En effet, à très faible charge, l'efficacité tend vers 0, même dans le cas (Figure 3.24) 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 3.25 qui font décroître l'efficacité de référence avec la charge,
- la modification de la forme de la montée en puissance frigorifique, mise en évidence Figure 3.26 sur laquelle est représentée l'évolution du ratio de la puissance frigorifique instantanée sur la puissance frigorifique stationnaire calculée à chaque pas de temps pour la même température d'entrée d'eau ; alors qu'à forte charge, la puissance frigorifique tend vers la valeur stationnaire en la dépassant, à faible charge, l'approche se fait par en dessous et nécessite plus de temps,

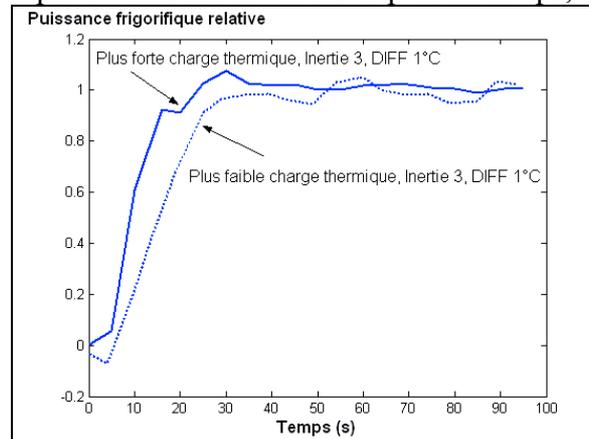


Figure 3.26 : Comparaison de 2 montée en puissance frigorifique relative pour la série d'essais d'inertie forte et de différentiel 1 °C en fonction du temps, à faible et forte charge

- le fait que la puissance frigorifique à faible charge n'arrive plus à se stabiliser au niveau de la puissance frigorifique équivalente ; ce phénomène est traduit figure 3.27 par la décroissance avec la charge thermique du rapport efficacité réelle sur efficacité stationnaire pour l'essai ; pour cela, on calcule l'efficacité obtenue sur le dernier quart temps de la période ON, qu'on divise par l'efficacité stationnaire équivalente pour une même température d'entrée d'eau sur la même période temporelle.

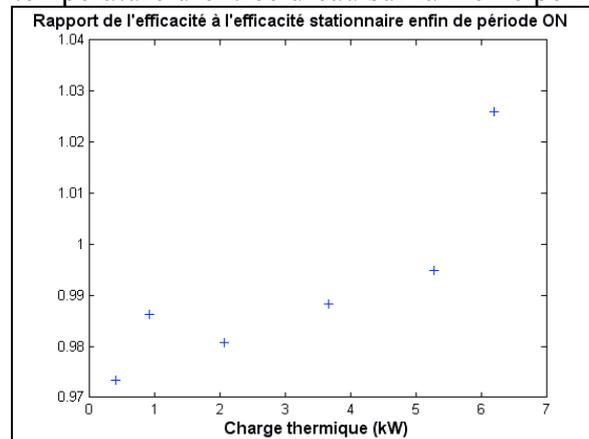


Figure 3.27 : Rapport de l'efficacité réelle à l'efficacité stationnaire calculée pour la température d'entrée d'eau de l'essai sur le dernier quart temps des cycles des séries d'inertie faible et de différentiel 1, à gauche, et d'inertie forte et de différentiel 3 °C, à droite

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

### Prévision de la dégradation des performances à charge partielle

Pour notre domaine d'application, la puissance de veille est toujours présente ; les GPEG peuvent être éteints grâce à une programmation centralisée pour ne pas consommer d'électricité la nuit par exemple. Cependant, à partir du moment où le programmeur enclenche le système de climatisation, le GPEG reste en service en permanence.

On peut noter que ce n'est pas le cas pour toutes les applications. On pourra se référer aux travaux menés par l'OFEN<sup>1</sup>, en Suisse, sur les performances à charge partielle des pompes à chaleur. Une méthode expérimentale à caractère normatif a été mise au point [Shafai, 2000] et [Ehrbar, 2003] ; elle suppose que la pompe à chaleur est à l'arrêt entre 2 cycles de fonctionnement. La méthode de calcul permet également de prendre en compte le fait que si la PAC est à l'arrêt en période OFF, il faudra dans ce cas, au démarrage suivant, réchauffer l'eau de la boucle dont la température aura dérivée.

Dans le cas donc où le GPEG d'eau glacée reste allumé en continu, et la température d'eau de la boucle est maintenue à une valeur de consigne dans un différentiel, on vise 2 objectifs :

- 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 un GPEG et une installation spécifique.

### Méthode expérimentale à deux points d'essais

La contrainte la plus évidente est que les installations utilisées classiquement pour réaliser les essais normatifs des groupes de production d'eau glacée permettent la réalisation des essais stationnaires mais pas des essais dynamiques. Ainsi, cette installation est capable de maintenir une température d'entrée d'eau constante mais pas une charge constante.

[Anglesio, 2001] propose une méthode compatible avec ce type d'installation, héritée de la méthode d'essais établie dans la norme ARI 210/240 [ARI, 1994] pour les climatiseurs et PAC air/air :

- on réalise d'abord un essai pour une température d'entrée d'eau donnée en régime stationnaire,
- on réalise ensuite un cycle forcé en maintenant la température d'entrée d'eau constante avec Fon=20 %,
- ces deux essais permettent de déterminer les coefficients de l'équation (3.7).

Afin de vérifier l'applicabilité de cette méthode, on peut tracer les courbes traduisant la puissance électrique appelée en fonction de la charge thermique (Figure 3.28).

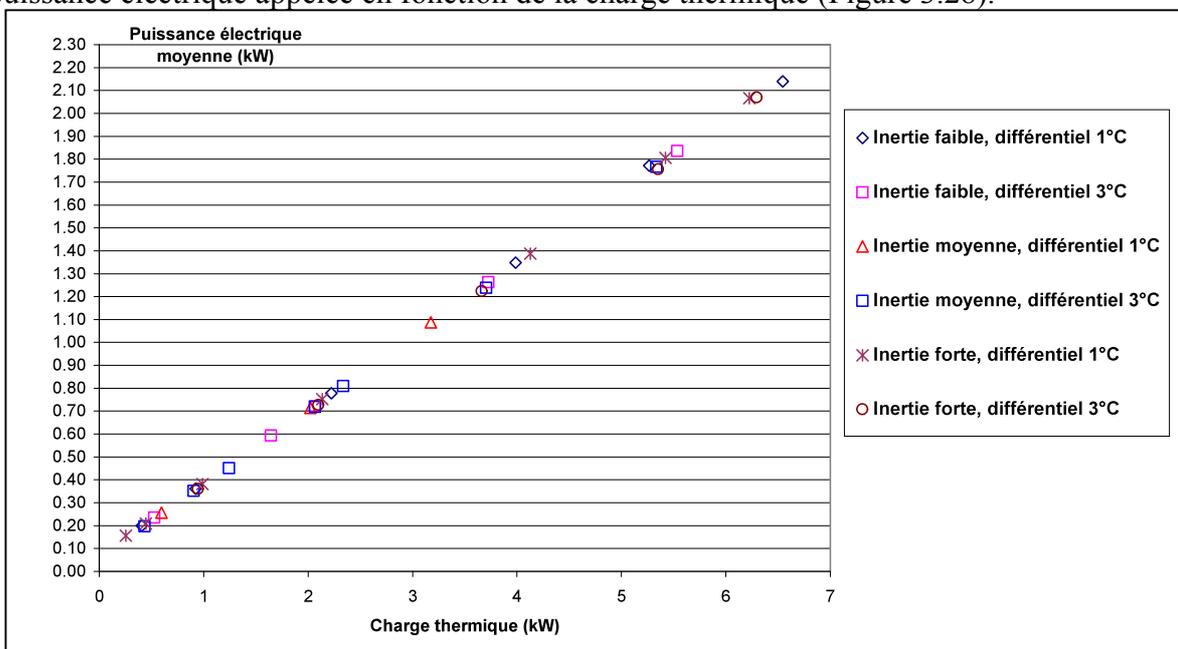


Figure 3.28 : Tracé de la puissance électrique moyenne en fonction de charge thermique par série d'essais

Inertie (L/kW)	11	11	21	21	31	31
Différentiel (°C)	1	3	1	3	1	3
<b>Régression dimensionnelle</b>						
<b>a</b>	0.3190	0.3203	0.3225	0.3197	0.3207	0.3184
<b>b (kW)</b>	0.0708	0.0646	0.0631	0.0585	0.0677	0.0577

<sup>1</sup> Office Fédéral de l'Energie, Suisse.

Régression suivant l'équation 3.7, référence entrée d'eau à 13.5°C						
a (3.7)	0.9535	0.9575	0.9641	0.9558	0.9587	0.9518
b (3.7)	0.0291	0.0266	0.0260	0.0241	0.0278	0.0237
R2	0.99972	0.99996	0.99999	0.99995	0.99998	0.99996

**Tableau 3.11 : Résultats de la régression de la charge thermique sur la puissance électrique pour les 6 séries d'essais à charge partielle**

Les coefficients des fonctions affines de la Figure 3.28 obtenus par régression ainsi que le coefficient de régression par série sont rapportés Tableau 3.11.

La constatation expérimentale obtenue par [Anglesio, 2001] pour un climatiseur air/air est donc bien confirmée expérimentalement pour les essais à charge partielle réalisés.

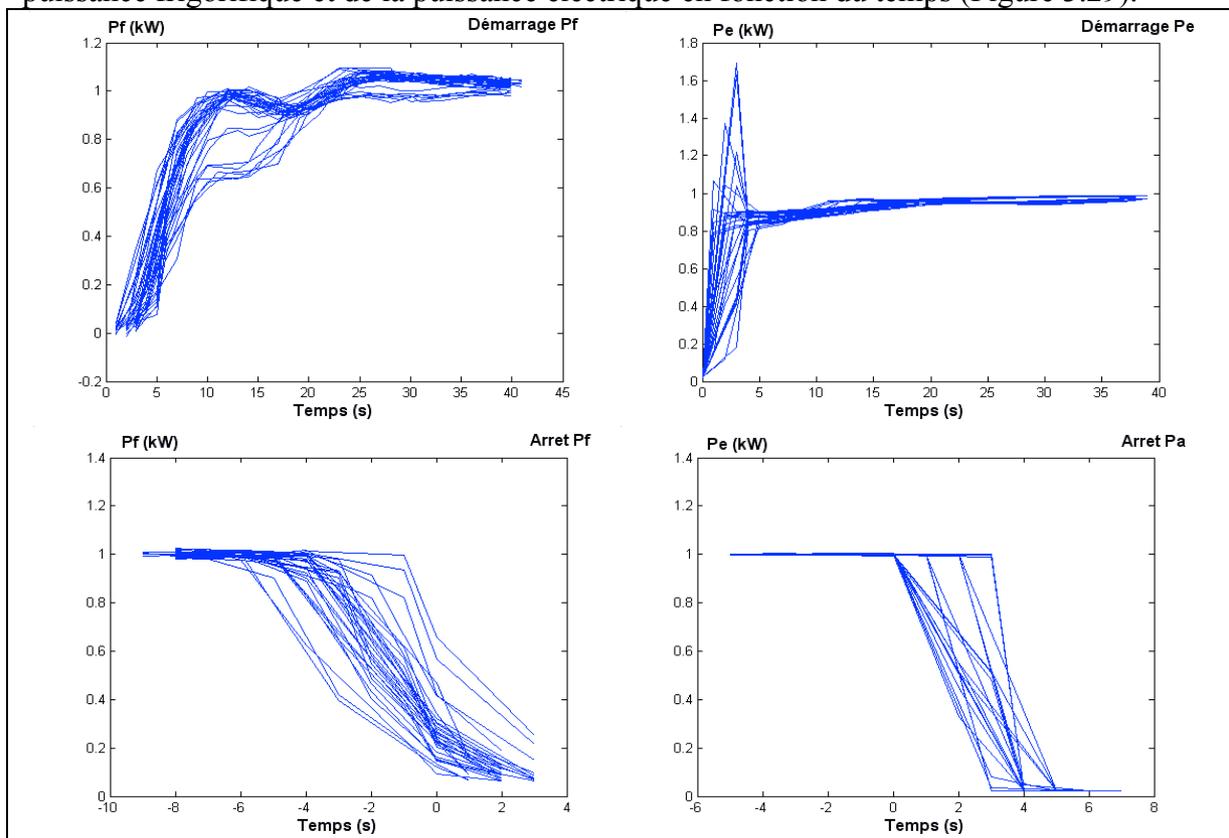
On observe que lorsque le différentiel et l'inertie augmentent, le coefficient b diminue. Le coefficient b reste toujours supérieur à la puissance électrique de veille de 54 W. Pour obtenir les coefficients a et b de l'équation 3.7, les régressions doivent être établies pour les taux de charge et de puissance électrique. Nous avons vu que cette puissance de référence variait au cours des différents essais. On a retenu (Tableau 3.11) la consigne de température d'entrée d'eau de 13.5 °C comme référence.

### 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'un GPEG mono-étagé. On se demande maintenant quel est le degré de prédiction des modèles simplifiés précédemment décrits.

### 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 3 °C a été réalisée dans cet objectif avec un temps d'acquisition réduit à 2 s. 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 3.29).



**Figure 3.29 : 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 3°C, 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 se coupe 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 stationnaire avant de tendre linéairement vers 1, valeur atteinte au bout d'environ 20 s. 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'neal, 1991], on retient les paramètres suivants :

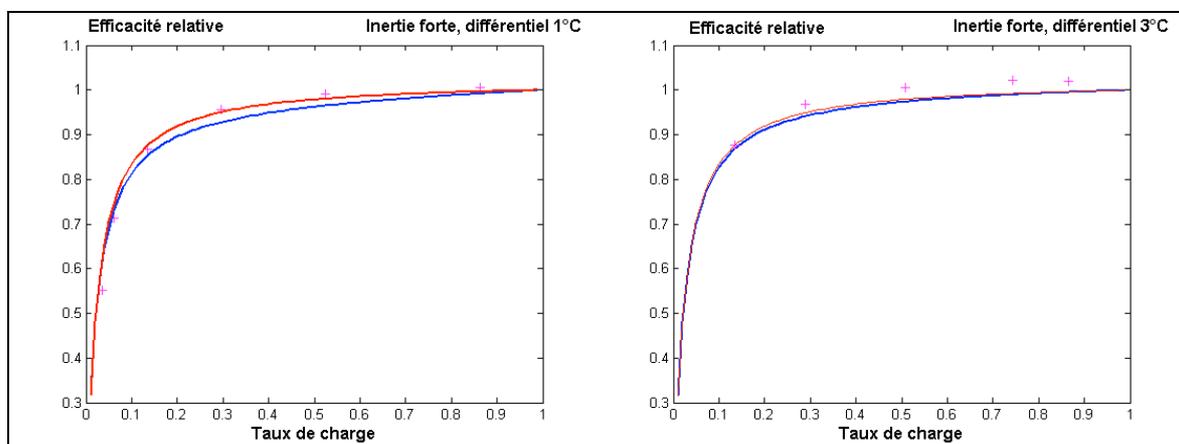
- constante de temps de démarrage pour la puissance frigorifique de 10 s (après ce temps, le détendeur oscille vers la puissance stationnaire) ; d'après la figure 3.28, ceci revient à surestimer légèrement la dégradation à forte charge et à la sous-estimer à faible charge,
- constante d'arrêt de 6 s et dégradation linéaire,
- puissance de veille égale à 54 W (moyenne valeur mesurée).

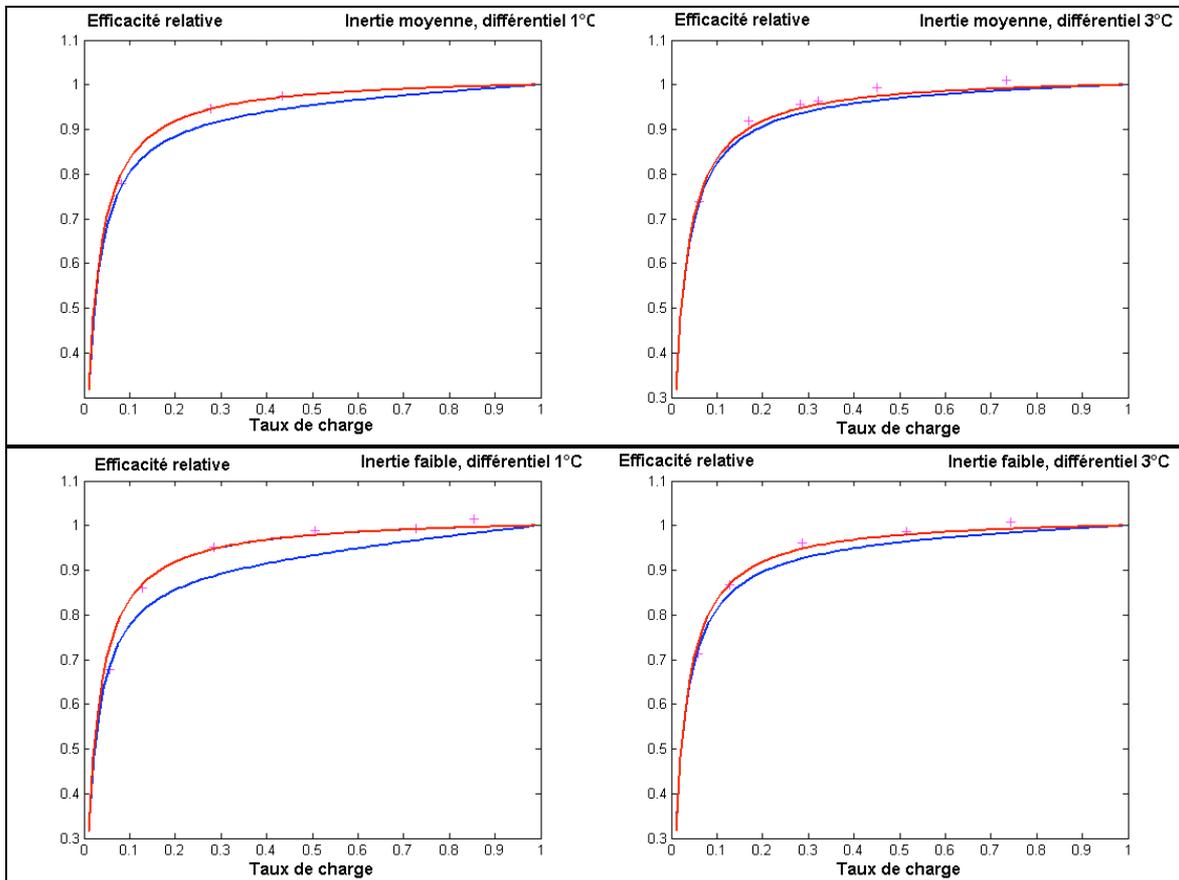
On compare ce modèle avec un modèle ne prenant pas en compte le phénomène de cyclage mais seulement la puissance électrique de veille.

On représente Figure 3.30, l'évolution du rapport de l'efficacité mesurée à l'efficacité de la machine dans les conditions stationnaires, 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. Ceci confirme que l'approche simplifiée consistant à supposer que la puissance électrique est constante tout au long de l'essai n'est pas ici justifiée.

Le modèle ne prenant en compte que la puissance de veille permet pour l'ensemble des points sauf pour 2 à très faible charge (ceux pour lesquels la dégradation liée au cyclage devient importante, Cf. Figure 3.30) 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 incluent les arrêts et démarrages de la puissance électrique et les variations du comportement dynamique du GPEG au démarrage.



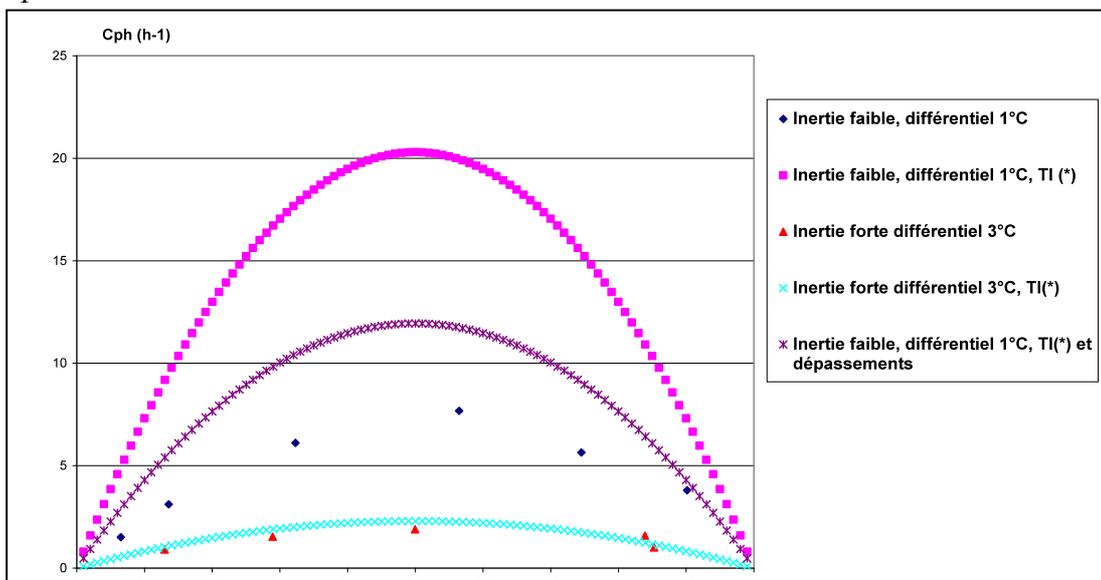


**Figure 3.30 : Comparaison des courbes de dégradation de l'efficacité relative en fonction du taux de charge, obtenues expérimentalement (croix roses) et de 2 modèles de dégradation en cyclage avec thermostat idéal, prise en compte de la puissance électrique de veille seule (en rouge), de la puissance 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 le groupe testé 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.

### Loi de thermostat

Comme mentionné Partie 3, § 1.4.1, il ne suffit pas de décider de réaliser un essai de temps de marche et d'arrêt forcés avec  $F_{on}$  fixé, mais il faut définir un temps de cycle complet auquel rapporter  $F_{on}$ . A cet effet, on compare Figure 3.31 le thermostat réel et le thermostat idéal pour deux séries d'essais.



**Figure 3.31 : Comparaison entre le thermostat idéal (\* noté TI sur la figure) et le thermostat expérimental pour les séries d'inertie faible et de différentiel 1 °C et d'inertie forte et de différentiel 3 °C**

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 0,4 °C (Tableau 3.9) on se rapproche du thermostat réel pour les faibles inerties également.

La différence restante vient du mode d'inertie artificielle créée avec le ballon. Les ballons sont 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 au-dessus du ballon de 150 l [Adnot, 1998] se mélange avec les couches inférieures plus chaudes. Au contraire pour le ballon de 75 l initialement destiné à la production d'eau chaude sanitaire, la stratification est respectée en mode froid et pas lorsque la PAC est à l'arrêt<sup>1</sup>.

L'observation des temps d'inertie à l'arrêt et au démarrage, (Figure 3.32 : au démarrage, retard de la température d'eau glacée à diminuer quand la température de sortie, elle diminue instantanément au démarrage ; à l'arrêt, retard des deux températures à croître alors que la PAC est à l'arrêt) pour un essai dont le taux de charge avoisine 30 %, témoigne de la moindre stratification lorsque la PAC est à l'arrêt par rapport au cas où la PAC est en fonctionnement. Ceci s'explique comme suit :

- A l'arrêt, seul le ballon de 150 l est stratifié sur un écart de température correspondant au taux de charge multiplié par l'écart de température nominal, ici 1,3 °C. Donc, au démarrage, une stratification de 1,3 °C est détruite. L'inertie est alors composée de celle du ballon de 75 l, qui se stratifie puisqu'on ajoute par en-dessous de l'eau à température inférieure à la température de l'eau qu'il contenait.
- La PAC en fonctionnement, la stratification du ballon de 150 l est nulle puisqu'on ajoute de l'eau froide sur de l'eau chaude ; celle du ballon de 75 l correspond donc à 4,5-1,3 soit 3,2 °C. A l'arrêt de la PAC, la stratification du ballon de 75 l est détruite ; celle du ballon de 150 l doit être créée (en stationnaire elle vaudra 1,3 °C comme calculé ci-dessus).

La puissance utile à la stratification est donc plus importante en période de fonctionnement (3,2°C de stratification pour un volume de 75 l) qu'à l'arrêt (1,3 °C pour un volume de 150 l), ce qui explique les différences de temps d'inertie.

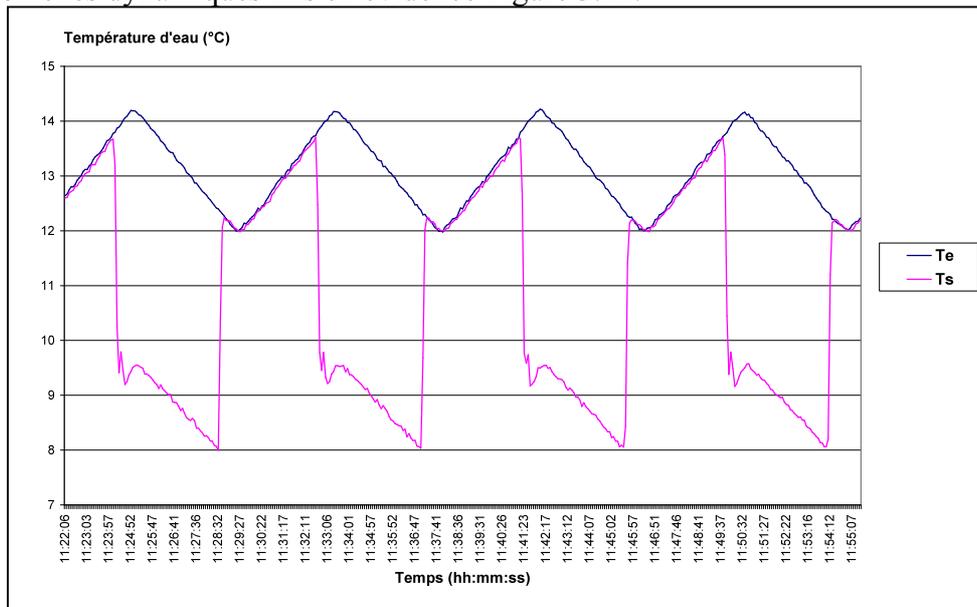
Ceci permet de plus d'expliquer leur évolution avec le taux de charge. Plus le taux de charge est faible, plus l'écart entre les différentiels augmente. Quand le taux de charge augmente, les temps d'inertie s'égalisent pour un taux de charge égal au ratio des volumes des deux ballons, soit 50 %.

Ce comportement inertiel permet donc d'expliquer l'évolution des dépassements hauts et bas des tableaux 3.8 à 3.10.

<sup>1</sup> La stratification est favorisée lorsque de l'eau froid entre, est réchauffée dans le ballon pendant son ascension, puis atteint la conduite de sortie en position haute.

**Figure 3.32 : Evolution des températures d'entrée et de sortie d'eau, inertie faible, différentiel 1 °C, 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 le GPEG sur une heure. Le ratio de ces deux valeurs montre que pour une inertie de 75 l et un différentiel de 1 °C (respectivement 3 °C), 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 mis en évidence Figure 3.22.



Ces résultats incitent à rester prudents 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 1 °C, 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.

### **Performances à charge partielle de GPEG à puissance étagée**

Trois PAC réversibles ont été testées à charge partielle (en plus de la PAC réversible dont les résultats sont rapportés § 3.2). Les résultats d'essais à capacité partielle en mode froid pour deux de ces groupes, notés n° 5 et 7 ont été rapportés Partie 2. Les deux premiers (n° 5 ainsi qu'un autre groupe de technologie identique) comportent deux compresseurs de puissance différente (environ 1/3 - 2/3 en fonctionnement nominal) sur un même circuit. Leur **puissance nominale** aux conditions EUROVENT est de **60 kW**.

Le dernier groupe, PAC réversible air/eau n°7 Partie 2, comporte 4 compresseurs de type scroll de puissance identique pour une puissance nominale frigorifique d'environ 150 kW.

### **Banc d'essais**

Les essais à charge partielle pour les GPEG et PAC réversibles de puissances frigorifiques importantes ne peuvent être réalisés avec l'installation précédente. On utilise donc l'installation de l'Enceinte 1 du Climatron. Pour la réalisation des essais, le condenseur est placé dans une enceinte à température et humidité contrôlée. La cellule climatique a été décrite en Partie 2. Pour la réalisation de la charge thermique, l'installation hydraulique est identique en principe à l'installation réalisée pour tester la PAC réversible mono-étagée (Figure 3.14).

L'apport de chaleur pour simuler un besoin de refroidissement est cette fois réalisé de la même façon qu'en mode froid sur l'installation précédente, par l'intermédiaire d'un échangeur. La température d'entrée de cet échangeur côté chaud est également contrôlée par une vanne trois voies permettant de moduler le débit et la température d'eau chaude.

En principe, l'installation permet donc de maintenir une température constante d'entrée d'eau chaude ou d'eau froide à l'échangeur. Afin que la charge ne varie pas de manière significative au cours d'un même essai, il est possible d'ajuster les température d'eau glycolée et d'eau chaude pour assurer que la température d'entrée de l'échangeur côté process est suffisamment éloignée de la température de la boucle d'eau.

Lors des essais sur la PAC réversible air/eau n°7, il a été possible de tester la régulation sur la différence de température entrée-sortie d'échangeur (échangeur permettant de simuler la charge) afin de simuler une charge constante. Ce mode de fonctionnement s'est avéré satisfaisant.

### **Importance de la régulation**

#### **Régulation non conventionnelle**

Pour le groupe n°5 (Cf. Partie 2) de puissance frigorifique nominale 60 kW et d'étagement 1/3, 2/3, on réalise trois essais à charge partielle permettant de simuler différentes charges thermiques. On a choisi d'utiliser la régulation sur le départ d'eau glacée.

Suivant le fonctionnement classique des régulations présenté Partie 3, § 1.1 :

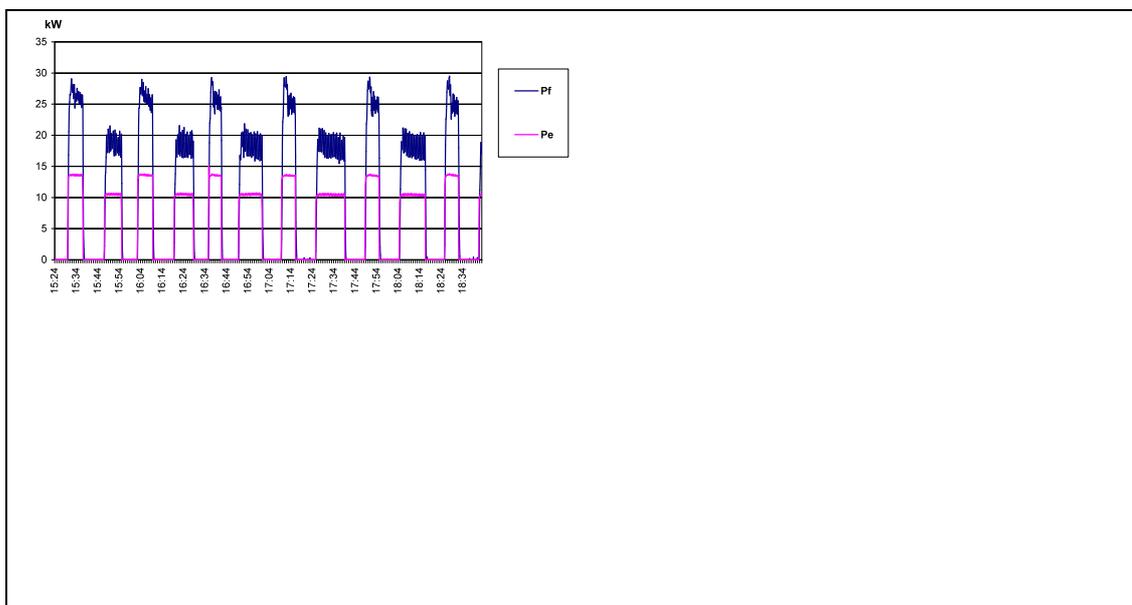
- lorsque la charge thermique est inférieure à la puissance frigorifique de l'étage inférieur, le compresseur de puissance inférieure fonctionne suivant des cycles de marche et d'arrêt,
- lorsque la charge partielle est comprise entre les puissances frigorifiques du premier et du deuxième étage, il y a cyclage entre CP1 et {CP1+CP2},
- lorsque la charge partielle est comprise entre les puissances frigorifiques du deuxième étage et 100%, il y a cyclage entre CP2 et {CP1+CP2},

**En pratique, la régulation est la suivante :**

- lorsque la charge est inférieure à la puissance frigorifique de l'étage inférieur, les deux compresseurs cyclent alternativement (Figure 3.33) ; ce mode de fonctionnement permet d'assurer des temps de fonctionnements égaux pour chaque compresseur, ce qui permet de maximiser la durée de vie de chacun,
- lorsque la charge est comprise entre la puissance frigorifique de l'étage inférieur et celle de l'étage supérieur, les trois modes de fonctionnement sont

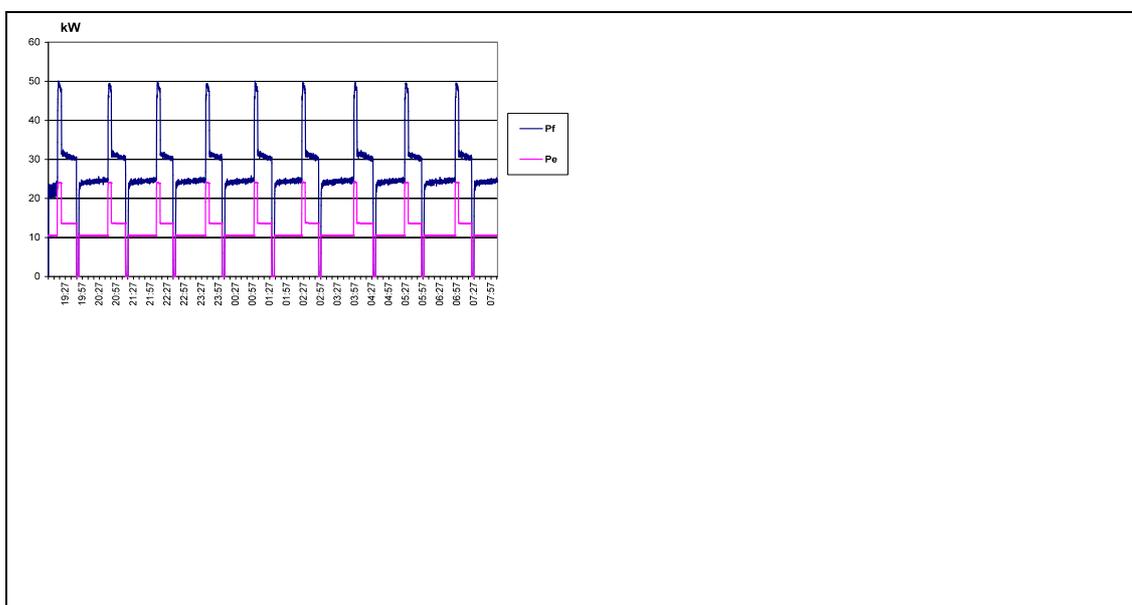
observés (Figure 3.34) : le groupe fonctionne sur CP1, sur {CP1+CP2}, sur CP2, le groupe s'éteint puis reprend sur CP1, etc.

- lorsque la charge est comprise entre la puissance frigorifique de l'étage supérieur et 100%, les trois modes de fonctionnement sont observés (Figure 3.35) : le compresseur fonctionne sur CP1, sur {CP1+CP2}, sur CP2, sur

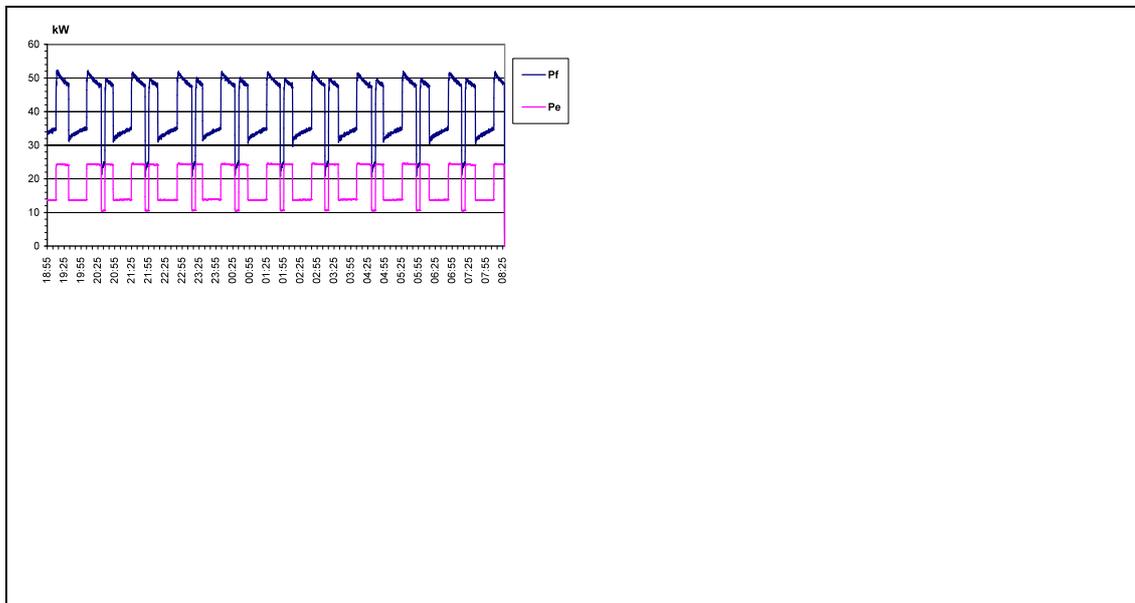


{CP1+CP2}, puis reprend sur CP1, etc.

**Figure 3.33 : Illustration du fonctionnement à charge partielle lorsque la charge est inférieure à la puissance frigorifique du compresseur 1**



**Figure 3.34 : Illustration du fonctionnement à charge partielle lorsque la charge est supérieure à la puissance frigorifique du compresseur 1 et inférieure à celle du compresseur 2**



**Figure 3.35 : Illustration du fonctionnement à charge partielle lorsque la charge est supérieure à la puissance frigorifique du compresseur 2**

Le fonctionnement à charge partielle ne correspond pas tout à fait au fonctionnement supposé par les modèles théoriques habituels ; la régulation a en fait été conçue comme si le groupe ne possédait que deux étages de puissance, les deux étages de puissance réduite étant enclenché sans différenciation en respectant juste l'alternance permettant l'égalisation des temps de fonctionnement des compresseurs.

Ce fonctionnement induit une dégradation négligeable des performances par rapport au schéma classique si la charge est intermédiaire entre les puissances frigorifiques des deux compresseurs, puisque le groupe s'arrête, mais très peu de temps. De plus, les performances des deux étages de puissance, compresseur 1 seul ou compresseur 2 seul sont très voisines, donc le choix d'un compresseur plutôt que l'autre n'induit pas une différence de performance importante.

La régulation permet d'assurer que la consigne de température de sortie d'eau est respectée, avec une dérive comprise entre  $[-0.7, +0.6 \text{ °C}]$  suivant la charge thermique simulée et le volume de la boucle d'eau utilisée.

On retrouve également Figure 3.33, comme déjà noté Partie 2, la présence d'oscillations de la puissance frigorifique liées au pompage du détendeur thermostatique essentiellement sur l'étage de plus faible puissance.

La réalisation des essais à charge partielle a donc permis de mettre en évidence :

- le respect de la consigne de température d'eau glacée imposée en température de sortie,
- l'existence d'une stratégie visant à égaliser les temps de fonctionnement des compresseurs,
- le fait que la régulation ne respecte pas le schéma conventionnel,
- la faible différence énergétique que cette dernière induit par rapport à un schéma classique,
- la présence du pompage thermostatique au détendeur en fonctionnement dynamique sur l'étage de puissance inférieure, déjà observé en régime stationnaire.

### **Dérive de température des sondes de température des équipements**

Pour le dernier groupe testé, on a également choisi la régulation de type régulation sur la sortie. Il s'agit d'une PACR air / eau, avec 4 compresseurs identiques et 2 circuits de réfrigérant séparés.

Les essais à charge partielle ont permis de mettre en évidence une dérive importante de la mesure de la sonde de température servant au groupe pour l'enclenchement des étages de puissance lors d'une régulation sur le départ. Il est courant d'enregistrer ce genre de défaut étant donné que les sondes sont placées à proximité des échangeurs à eau puisque situées à l'intérieur du groupe. La mesure, pourtant intrusive, ne suffit pas à assurer une mesure correcte de la température d'eau.

Le décalage entre la température lue par la sonde et la température de sortie d'eau varie ici en fonction de l'étagement de puissance en fonctionnement. La sonde de mesure de la température de sortie d'eau a été remplacée par le constructeur sans pour autant résoudre le problème qui peut provenir de l'existence de la non homogénéité du flux de chaleur, après le coude de sortie de l'échangeur à plaques.

Le décalage observé correspondait à peu près (il n'y avait pas d'acquisition pour les sondes de températures d'eau du groupe) aux valeurs présentées Tableau 3.11.

Etage de puissance	OFF (Groupe éteint) éteint)	25%	50%	75%	100%
Température vue par le groupe – Température réelle	0°C	1°C	2°C	2°C	3°C

**Tableau 3.11 : Décalage de mesure de la température d'eau enregistrée par le groupe**

Le décalage induit signifie qu'à pleine puissance, pour une consigne de production d'eau glacée à 7 °C, la régulation lit une valeur à 4 °C. La consigne de départ d'eau glacée n'est donc pas respectée. Puisque la production frigorifique opère à température inférieure, la performance frigorifique sera dégradée. De plus, à forte charge thermique, pour une consigne de sortie d'eau trop basse et un différentiel trop important, le fonctionnement du groupe sera arrêté par le pressostat basse pression.

**En conclusion, la réalisation d'essais à charge partielle permet de mettre en évidence les dérives de mesure de température des PACR et GPEG qui peuvent diminuer leurs performances et risquer leur endommagement.**

### Choix des étages de puissance

Il est ici intéressant de reprendre le cas de la PACR air / eau n°7 dont les performances à capacité partielle ont été décrites précédemment. On rappelle qu'elle est composée de 2 circuits de réfrigérant chacun contenant deux compresseurs scroll en parallèle, un évaporateur à plaque double et un condenseur par circuit.

N°7 // T <sub>e air</sub> : 35°C	Etages	1	2	2b	3	4
Circuit 1	Compresseur 1	1	1	1	1	1
	Compresseur 2	0	0	1	1	1
	Ventilateurs	3	3	3	3	3
Circuit 2	Compresseur 3	0	1	0	1	1
	Compresseur 4	0	0	0	0	1
	Ventilateurs	0	3	0	3	3
P <sub>e</sub> /P <sub>ess</sub>		24%	45%	53%	73%	100%
P <sub>f</sub> /P <sub>fss</sub>		25%	52%	46%	76%	100%
EER/EER <sub>ss</sub>		106%	115%	86%	104%	100%

**Tableau 3.11 : Performances en mode froid de la PACR air / eau n°7**

Le groupe dispose de deux configurations possibles pour réaliser l'étage de 50 % de sa production frigorifique, et ces deux modes de fonctionnement ne sont pas équivalents (Tableau 3.11). Il peut fonctionner soit avec un étage de fonctionnement par circuit, soit avec 2 étages de fonctionnement sur le même circuit. La première configuration permet de profiter de l'amélioration de l'efficacité à capacité partielle procurée par la réduction du débit massique de réfrigérant. La deuxième, ne le permet pas et de plus, le débit d'air diminue car les deux circuits d'air ne sont pas étanches. Cependant, l'algorithme de régulation ne tient pas compte de cette différence d'efficacité et enclenche les deux étages de puissance indifféremment, respectant l'égalisation de temps de fonctionnement des compresseurs. Il suffirait pourtant d'interdire le fonctionnement sur l'étage 2b sauf cas d'urgence (départ BP ou HP sur un circuit) pour améliorer nettement la performance saisonnière du groupe.

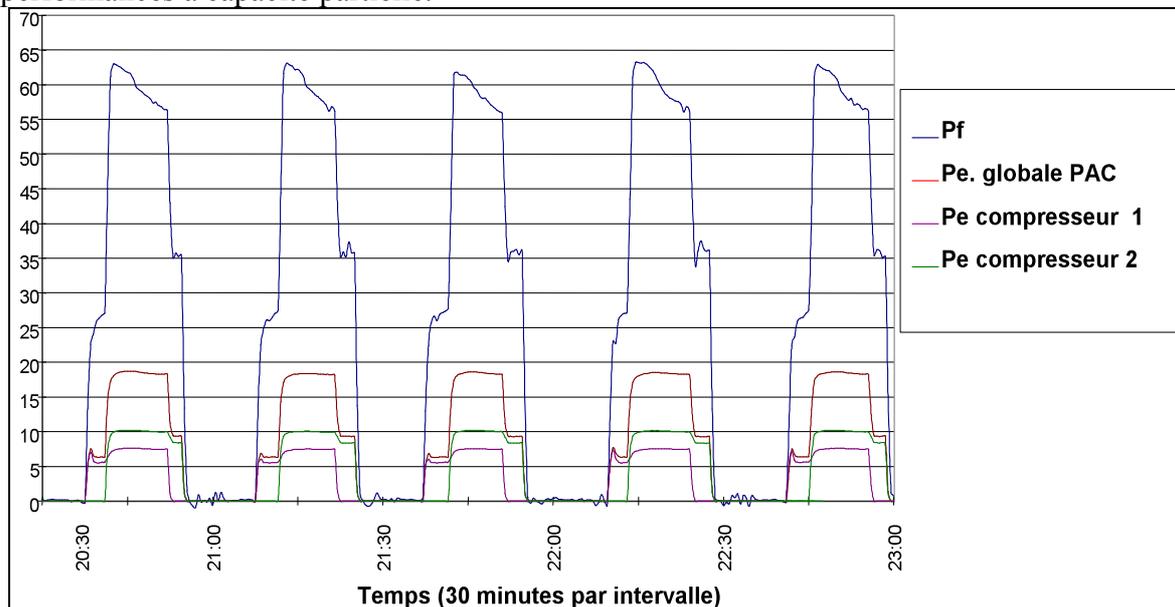
**Les essais à charge partielle permettent donc de mettre en évidence l'utilisation non-optimale des étages de puissance disponibles.**

### Dysfonctionnement de la régulation étagée

L'étude des performances à capacité partielle a permis de mettre en évidence un gain de performances lors du fonctionnement à capacité partielle par rapport au fonctionnement à pleine charge pour certaines configurations de circuit frigorifique.

Lors du fonctionnement à charge partielle, la régulation doit être « conçue » pour tirer parti de ce **potentiel d'efficacité énergétique**.

Ainsi, il a pu être observé, pour une machine du type PAC air / eau réversible à deux étages de puissance nominale frigorifique 60 kW, le cyclage simultané des deux compresseurs (Figure 3.35). Ainsi, le groupe ne tire pas parti de l'amélioration potentielle des performances à capacité partielle.



Cette perte d'efficacité potentielle (pour ce groupe, le gain d'efficacité à capacité partielle par rapport à la pleine charge avoisinait **20 %**) s'ajoutant aux pertes liées au cyclage correspond dans ce cas à une dégradation de l'ordre de **25 %** des performances du groupe de production d'eau glacée pour ce taux de charge. Autrement dit, les performances à charge partielle étaient inférieures de **5 %** (pertes liées au cyclage) aux performances stationnaires à pleine charge pour des conditions aux sources équivalentes.

Ainsi, la réalisation d'essais à capacité partielle ne permet pas de qualifier directement les performances à charge partielle des groupes de production d'eau glacée.

### Impact du fonctionnement en cyclage entre étages de puissance

Les pertes en régime dynamique pour des groupes mono-étagés ou lorsqu'un groupe multi-étagé fonctionne par cyclage sont toutes liées au fait que le groupe s'arrête. A priori donc, un groupe de production d'eau glacé en fonctionnement en cyclage entre étages ne doit pas être victime de ce phénomène. L'énorme avantage est que dans ce cas, les performances du groupe sont insensibles à l'inertie, dans la mesure, quand même, où la variation de température n'est pas trop rapide. On peut vérifier ce fait expérimentalement grâce aux essais réalisés sur le GPEG n°5 (décrit Partie 2). Ce groupe est le même que celui dont la régulation spécifique a été décrite ci-dessus (Partie 3, § 3.2.1). Deux essais sont analysés :

- la température d'entrée d'air au condenseur est fixée à 35 °C,
- la température de sortie est régulée à 7 °C,
- la charge est fixée à 81 % de la puissance frigorifique nominale,
- on fait varier le volume d'eau de la boucle, de 900 l à 300 l en retirant le ballon qui avait été installé pour simuler une inertie forte.

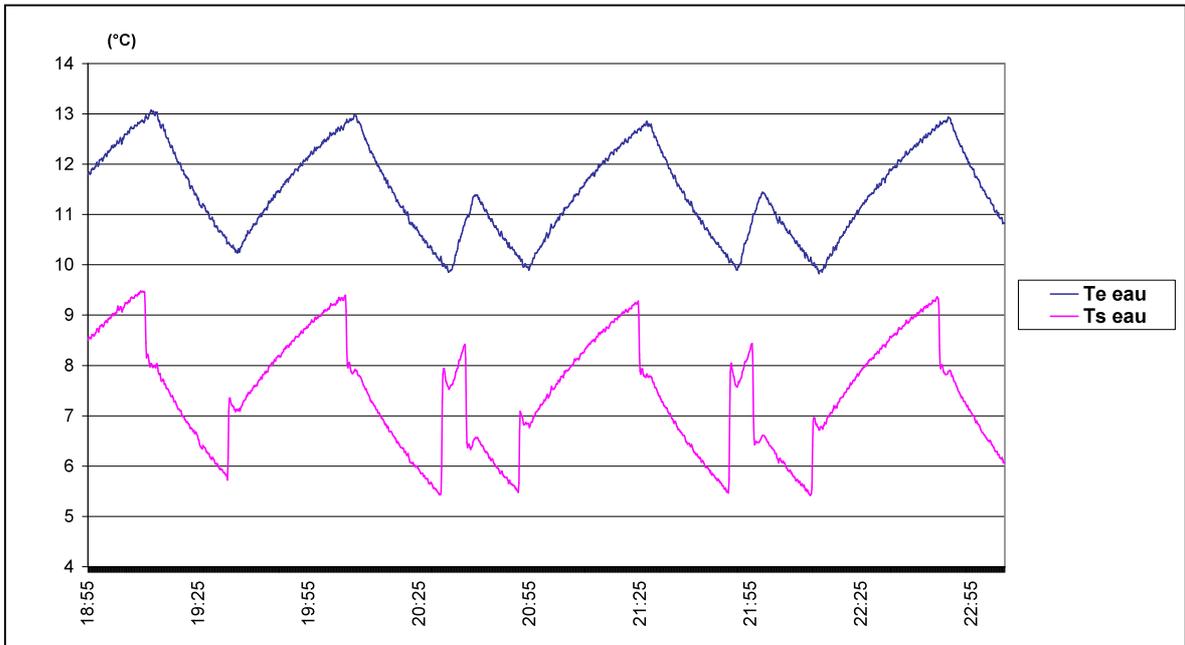


Figure 3.36 : Températures d'entrée et de sortie d'eau de l'évaporateur pour l'essai avec ballon

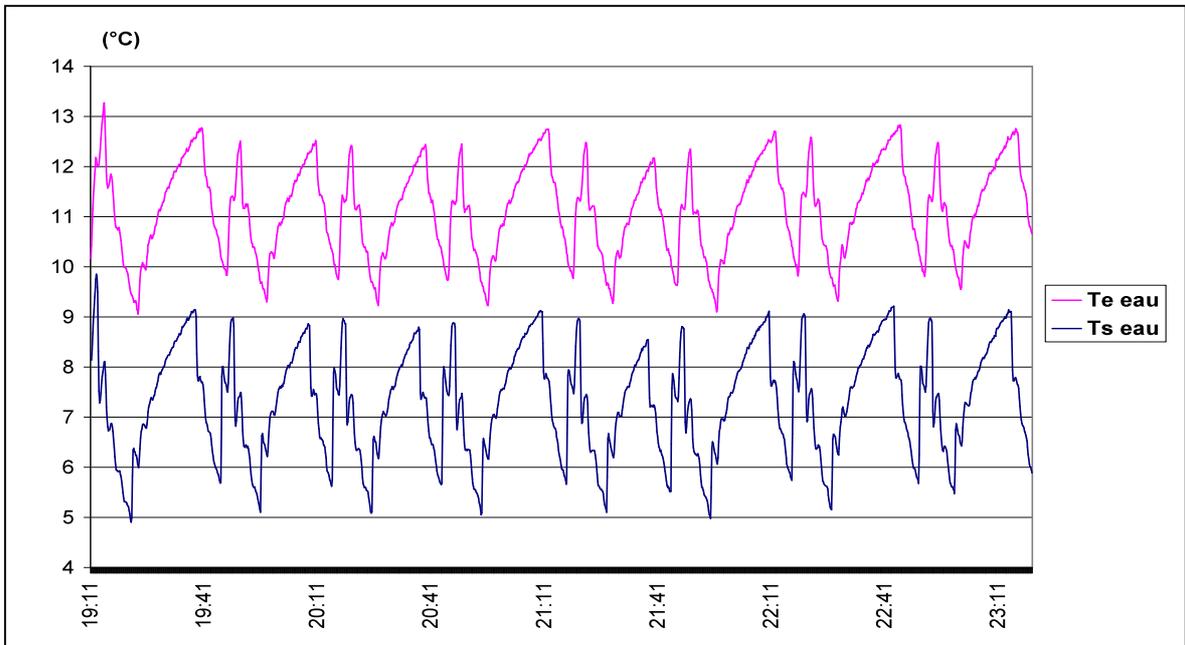


Figure 3.37 : Températures d'entrée et de sortie d'eau de l'évaporateur pour l'essai sans ballon

L'évolution des températures d'entrée et de sortie d'eau est présentée Figure 3.36 (essai avec ballon tampon) et Figure 3.37 (essai sans ballon tampon). Aux discontinuités liées à l'enclenchement des étages de puissance à forte inertie viennent s'ajouter des effets inertiels, particulièrement visibles sur la température de sortie d'eau, Figure 3.37.

Les résultats du découpage suivant l'étage de fonctionnement enclenché sont présentés ci-dessous (Tableau 3.12). Les efficacités moyennes sont calculées pour chaque compresseur. De plus, pour la température de sortie d'eau moyenne totale de l'essai, on présente l'efficacité en régime stationnaire par étage de puissance.

ESSAI	Avec ballon	Sans ballon
Taux de charge	81%	77%
EER	2.22	2.23

% énergie frigorifique CP1*	4%	7%
% énergie frigorifique CP2*	35%	38%
% énergie frigorifique CP1* + CP2*	60%	55%
EER moyen CP1*	2.40	2.44
EER moyen CP2*	2.52	2.50
EER moyen CP1* + CP2*	2.06	2.05
Tea (°C) CP1*	35.0	34.6
Tse (°C) CP1*	7.9	8.0
Tea (°C) CP2*	35.0	34.8
Tse (°C) CP2*	8.2	7.7
Tea (°C) CP1* + CP2*	35.1	34.6
Tse (°C) CP1* + CP2*	6.5	6.5
EER CP1* (Tse moy)	2.30	2.31
EER CP2* (Tse moy)	2.51	2.47
EER CP1* + CP2* (Tse moy)	2.11	2.11

**Tableau 3.12 : Décomposition des performances par étage de puissance pour 2 essais à charge partielle avec et sans ballon tampon (\* : CP pour compresseur).**

On observe une répartition légèrement différente des temps de fonctionnements, qui est compatible avec le taux de charge légèrement plus faible pour l'essai sans ballon. L'effet de l'inertie lors d'un fonctionnement pour lequel le groupe n'est pas arrêté semble donc négligeable.

On peut également s'assurer que les transitions entre étage n'induisent pas de pertes dynamiques en comparant les performances pseudo stationnaires (performances stationnaires calculées à chaque pas de temps pour la température de sortie d'eau enregistrée en régime dynamique) et les performances dynamiques.

Les performances pour une température de sortie d'eau variable pour chacun des trois étages de puissance (CP1, CP2 et pleine charge) ont été déterminées préalablement. Ainsi, sur la base de cette caractérisation, il suffit de simuler pour chaque phase des essais, le bon étage de puissance pour la température de sortie d'eau observée.

La différence de performance entre le comportement dynamique global et le comportement statique n'est pas significative : l'écart entre les valeurs réelles et calculées vaut -0,1 %.

On peut donc conclure qu'il n'y a pas de pertes liées au cyclage à prendre en compte lorsque le groupe de production d'eau glacée fonctionne sans période d'arrêt complet (aucun compresseur en fonctionnement).

## Conclusion

Les essais à charge partielle permettent de se rapprocher au plus près des conditions de fonctionnement d'une installation réelle. Cependant, la première étape raisonnable est de commencer par déterminer les performances stationnaires par étage de puissance, ce qui, déjà, n'est pas connu aujourd'hui. La caractérisation dynamique n'est donc pas pour l'instant envisagée d'un point de vue normatif. Afin de se rapprocher au plus près de la performance énergétique d'une production réelle, nous avons retenu les hypothèses suivantes, pour réaliser les calculs de performances saisonnières Partie 4.

## Prise en compte des pertes en cyclage pour le calcul des performances saisonnières

Dans le cas du GPEG mono-étagé, il est apparu que la dégradation des performances en régime dynamique était essentiellement liée à la puissance électrique de veille de l'alimentation et que, celles liées au cyclage ne dépassaient pas 5 %, et encore à très faible charge. De plus, les constantes de temps de croissance de la puissance frigorifique peuvent être expliquées par la particularité du groupe de posséder deux détendeurs thermostatiques, donc un adapté pour chaque mode.

La variabilité lors d'une même série d'essais des paramètres de modélisation pour ce groupe seul ne ferait qu'augmenter si l'on s'intéressait à d'autres groupes : différents échangeurs et donc comportement dynamique différent, stratégie d'enclenchement des ventilateurs en cascade au démarrage ... Il semble donc présomptueux de vouloir adapter un modèle simple traduisant les régimes transitoires pour l'ensemble des groupes.

Dans ces conditions, il semble raisonnable de se baser sur les données expérimentales complètes existantes afin de déterminer un comportement par défaut représentatif des groupes de production d'eau glacée en cyclage.

On retient donc le modèle de [Anglesio, 2001] car il traduit un fait expérimental qui a pu être vérifié sur la campagne d'essais du GPEG mono-étagé. Il permet de décrire la puissance appelée relative en fonction du taux de charge pour des conditions de température des sources identiques.

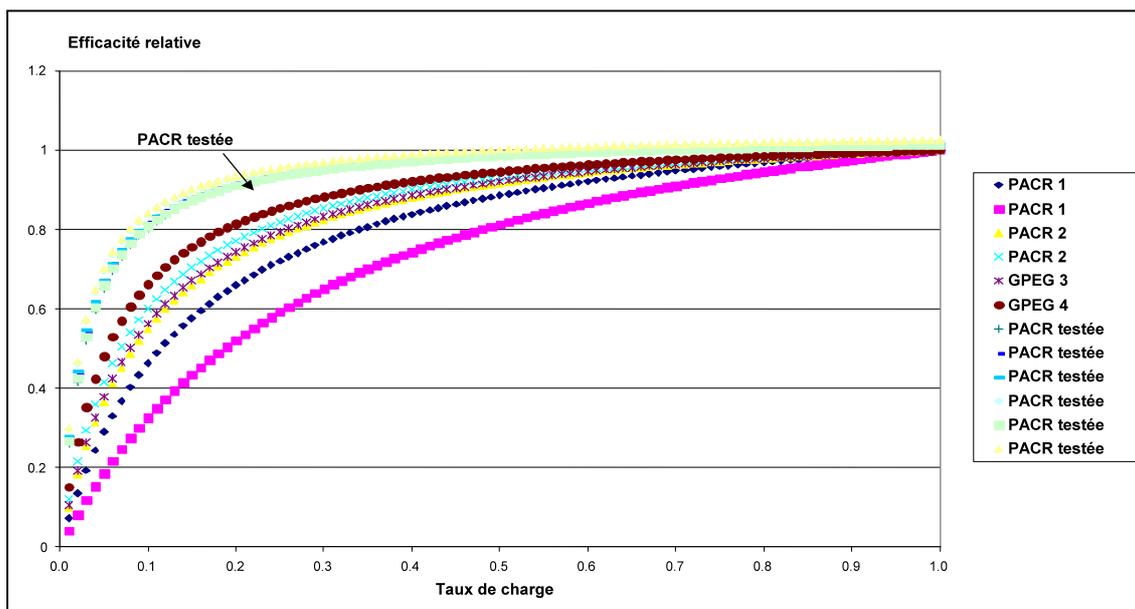
Ceci permet donc d'écrire l'efficacité relative suivant l'équation (3.7) rappelée ci-dessous :

$$\frac{EER}{EER_{ss}} = \frac{CLF}{a \cdot CLF + b}$$

Les coefficients peuvent être déterminés expérimentalement à partir d'un point d'essai nominal et d'un point d'essai en cyclage « forcé » qui doit être réalisé pour un temps de fonctionnement le plus faible possible afin de caractériser au mieux tout le domaine de fonctionnement à charge partielle.

L'analyse des travaux de [Bettanini, 2003] a permis d'établir que les courbes que les auteurs présentaient pouvaient être corrigées pour passer outre les erreurs inhérentes à la référence retenue pour les puissances stationnaires. Les travaux expérimentaux menés sur le GPEG mono-étagé ont également permis d'établir une série de coefficients a et b adimensionnels permettant de représenter au mieux les performances à charge partielle, dans ce cas, ils ne traduisent pratiquement que la perte liée aux puissances de veille, les pertes liées au cyclage étant très faibles. L'ensemble des résultats est rapporté Figure 3.38.

**Figure 3.38 : Courbes de dégradation de l'efficacité relative à l'efficacité à pleine charge dans les mêmes condition nominales, d'après [Bettanini, 2003] et les résultats expérimentaux présentés ci-**



**dessus à différentiels et inerties variés**

En l'absence de nombreuses données concernant les installations (Tableau 3.3), ainsi que les valeurs de puissance électrique de veille, il semble difficile de faire une interprétation complète des résultats.

On retiendra cependant que pour deux équipements testés, on a pu relever une valeur de puissance de veille relative à la puissance électrique à pleine charge proche de 2.5 % (dont un équipement à 4 étages de compressions, la valeur étant dans ce cas rapportée à la puissance électrique de l'étage de puissance ¼). Par défaut on retient la courbe moyenne suivante, très proche de la courbe de dégradation des performances du GPEG n°3 :

$a=0.9$

$b=0.1$

### Modèle retenu pour les groupes multi-étagés

Le modèle retenu traduit la régulation des groupes décrite § 1, qui correspond aux hypothèses réalisées dans la norme ASHRAE – 95 (Partie 1).

Pour les GPEG de la Partie 2, les performances sont connues par étage de puissance pour des conditions de températures d'entrée d'air ou d'eau au condenseur variables. Nous supposons que la régulation est du type régulation sur le départ, conformément aux guides pratiques en vigueur. Suivant la régulation décrite § 1, si la température moyenne de sortie d'eau glacée est de 7°C, la température moyenne de chaque étage de puissance est également de 7°C. Ainsi, tous les étages de puissance opèrent à conditions des sources identiques (hors plage de variation du débit d'air).

Les deux étages encadrant la charge sont supposés fonctionner chacun une partie du temps de manière à fournir la puissance moyenne demandée sur une heure<sup>1</sup>. La simple répartition barycentrique des temps de fonctionnement permet de calculer la puissance électrique horaire et donc l'efficacité.

Notons 1 et 2, les deux étages de puissance encadrant la charge thermique ( $P_{f1} < P_f < P_{f2}$ ), égale à la puissance frigorifique moyenne  $P_f$  sur une heure de fonctionnement et  $t$  le temps de fonctionnement sur l'étage 1 :

$$P_f = t \cdot P_{f1} + (1-t) \cdot P_{f2}$$

Soit :

<sup>1</sup> C'est le pas de temps utilisé pour calculer les courbes de charge système bâtiment.

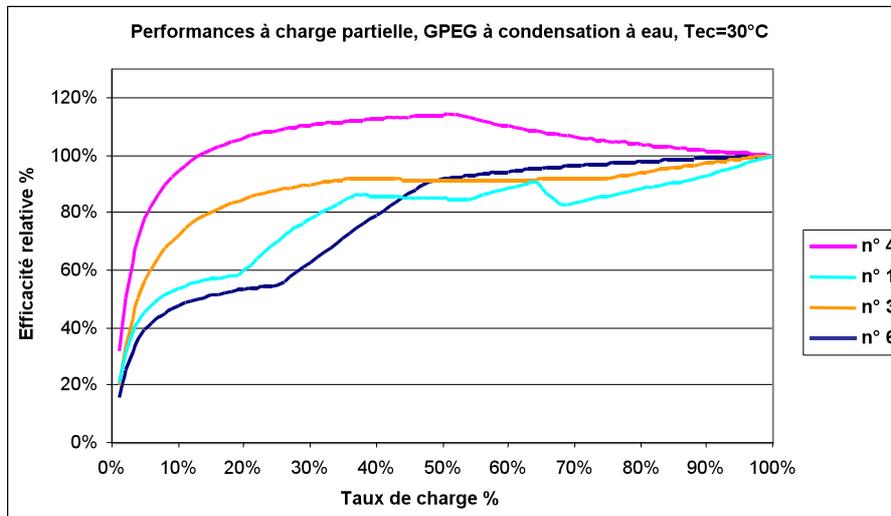
$$t = \frac{P_{f2} - P_{fi}}{P_f - P_{fi}}$$

et l'expression de la puissance électrique:

$$P_e = t.P_{e1} + (1-t).P_{e2}$$

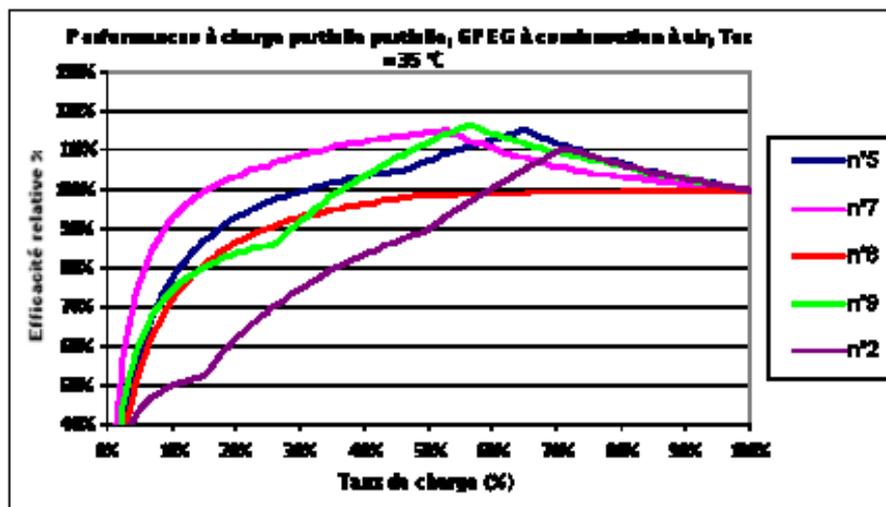
Cette représentation traduit bien le fonctionnement réel, à savoir, plus la puissance moyenne est proche de la puissance d'un étage, et plus le fonctionnement sur cet étage est long.

En adoptant le coefficient de dégradation des performances en cyclage déterminé ci-dessus, lorsque le taux de charge est inférieur au plus petit étage de puissance disponible, les courbes de performance (efficacité à « charge partielle » rapportée à l'efficacité à pleine charge pour des conditions de température aux sources identiques) à puissance réduite de la partie 2, § 3, peuvent être traduites par des fonctions continues pour les GPEG à condensation à eau et à air, respectivement Figure 3.39 et Figure 3.40. La température d'entrée du fluide caloporteur au condenseur est supposée constante et vaut 30°C pour l'eau



et 35°C pour l'air.

Figure 3.39 : Efficacité relative à charge partielle, à température d'entrée d'eau au condenseur de



30°C, pour les GPEG à condensation à eau définis Partie 2

Figure 3.40 : Efficacité relative à charge partielle, à température d'entrée d'air au condenseur de 35°C, pour les GPEG à condensation à air définis Partie 2

Les hypothèses réalisées ont donc permis de passer d'une représentation discontinue des performances par étage de puissance à une représentation continue du fonctionnement à charge partielle.

Pour le GPEG n°2, la possibilité de variation continue de la position du tiroir de régulation des compresseurs à vis induit certainement des performances légèrement différentes au-dessus de 75% de par l'effet d'échangeur. Une évolution possible est superposée (en pointillés, Figure 3.40) à la représentation adoptée. Nous choisissons cependant de nous limiter à la représentation obtenue à partir des points d'essais expérimentaux disponibles. Pour le GPEG n°6, à tiroir de variation de puissance à régulation continue, le modèle simplifié de l'évolution des performances n'engendre pas de différence avec la représentation issue des données constructeur (Figure 2.33, Partie 2).

### **De l'intérêt de réaliser des essais en régime dynamique**

Les essais présentés ont permis de mettre en évidence l'importance de la réalisation d'essais à charge partielle. Ils complètent très utilement les essais réalisés en mode stationnaire et permettent de mettre en évidence les défauts suivants :

- des dérives de température des sondes de mesure,
- le non respect des consignes imposées à l'équipement (avec les conséquences énergétiques inhérentes),
- l'utilisation d'étages de puissance moins efficaces,
- des dysfonctionnements dans l'enchaînement des étages de puissance.

En étant plus optimiste, ils pourraient également permettre de caractériser des régulations plus intelligentes qui adapteraient au mieux l'étagement des compresseurs en fonction de la charge thermique et de son évolution temporelle afin de satisfaire au même besoin mais de manière optimale.

De plus, les problèmes rencontrés dans la pratique pour réaliser une norme de caractérisation des performances à capacité partielle provient, au-delà du manque d'expérience de ce genre d'essais, de la définition d'une grandeur proportionnelle à la puissance frigorifique nominale non-univoque pour l'ensemble des équipements :

- un groupe de production d'eau glacée avec des compresseurs symétriques ne permettra pas forcément d'obtenir un point à 50 % de la puissance frigorifique nominale,
- tester un point à 50 % de la puissance frigorifique pour une machine à vitesse variable signifie que l'expérimentateur doit être capable d'ajuster manuellement le variateur de fréquence, ce qui est rarement possible,
- il en va de même pour une unité à vis à tiroir pour la régulation de la puissance, il faut pouvoir ajuster le pointeau du tiroir manuellement.

C'est sans doute le principal avantage que présenterait la normalisation d'essais à charge partielle : une définition identique pour toutes les machines rendue possible par un fonctionnement en essais au plus près du fonctionnement d'une installation réelle.

#### Partie 4 - Performances saisonnières des GPEG -

Les parties 2 et 3 ont permis d'établir les performances de 5 GPEG à condensation à air et de 4 GPEG à condensation à eau à partir de résultats expérimentaux, à taux de charge variable de 0 à 100 % et à température d'entrée d'air ou d'eau variable au condenseur. L'étude des performances saisonnières des GPEG peuvent donc être menées sur la base de ces résultats.

*La première partie décrit les outils nécessaires à l'analyse des performances saisonnières des GPEG et des systèmes de climatisation centralisée.*

A cet effet, des courbes de besoin thermique au pas de temps horaire sont utilisées. Elles ont été calculées par simulation avec le logiciel DOE2, pour un projet de bâtiment de bureaux en cours de réalisation, donc basées sur données « réelles ». Quatre systèmes centralisés dont la production de froid est assurée par GPEG ont été simulés pour trois climats différents.

*Le schéma de calcul horaire des performances des GPEG est réalisé pour les GPEG à condensation à air et adapté pour les GPEG à condensation à eau afin de déterminer la température d'entrée d'eau au condenseur en fonction des conditions extérieures.*

*Une méthode de réduction de courbes de charge horaire est présentée. Elle permet d'obtenir une représentation simplifiée d'une courbe de charge horaire pour le calcul des performances saisonnières.*

*La deuxième partie met en œuvre les outils développés. L'impact du climat et du type de système centralisé sur les performances saisonnières des GPEG est analysé, ainsi que l'impact du surdimensionnement sur les performances saisonnières des GPEG testés.*

*Il apparaît clairement que l'efficacité nominale à pleine charge n'est pas un indicateur fiable des performances saisonnières pour les GPEG à puissance étagée.*

*La troisième partie est consacrée à l'établissement d'une norme de performances saisonnières. A partir de la méthode de réduction des courbes de charge, nous déterminons une norme de performances saisonnières à peu de points d'essais adaptée à l'Europe en intégrant les pondérations mercatiques du stock de GPEG. Les performances saisonnières ainsi calculées sont comparées aux index existants (EER, IPLV, EMPE) sur la base d'un jeu de GPEG augmenté de données constructeur.*

<b>PARTIE 4 - PERFORMANCES SAISONNIERES DES GPEG -.....</b>	<b>129</b>
<b>4.1 OUTILS NECESSAIRES .....</b>	<b>131</b>
4.1.1 COURBES DE CHARGE HORAIRES « SYSTEME – BATIMENT » .....	131
4.1.2 CALCUL DE L’EFFICACITE SAISONNIERE AU PAS DE TEMPS HORAIRE .....	133
4.1.3 METHODE DE REDUCTION DES COURBES DE CHARGE.....	141
4.1.4 CONCLUSION SUR LA METHODE DE REDUCTION DES COURBES DE CHARGE .....	151
<b>4.2 FACTEURS D’INFLUENCE DES PERFORMANCES SAISONNIERES.....</b>	<b>152</b>
4.2.1 IMPACT DU CLIMAT ET DU SYSTEME .....	153
4.2.2 IMPACT ENERGETIQUE DU SURDIMENSIONNEMENT .....	156
4.2.3 CONCLUSION .....	157
<b>4.3 INDEX DE PERFORMANCES SAISONNIERES.....</b>	<b>158</b>
4.3.1 CALCUL DES CONDITIONS REDUITES POUR L’EUROPE.....	158
4.3.2 INDEX FINAL.....	161
<b>4.4 CONCLUSION .....</b>	<b>165</b>

## 1.1 Outils nécessaires

### 1.1.1 Courbes de charge horaires « système – bâtiment »

Comme nous l'avons mis en évidence Partie 1, la première des mesures à prendre pour déterminer les performances saisonnières d'un GPEG est de déterminer son usage, c'est-à-dire la courbe des besoins thermiques de l'ensemble résultant du filtrage des conditions climatiques par l'ensemble {pompe du circuit d'eau glacée, système de distribution du froid, bâtiment}. Devant le grand nombre de logiciels disponibles, un outil de référence (DOE2), tant pour la simulation des charges du bâtiment que pour la représentation des systèmes, a été utilisé.

Aucune étude européenne et peu d'études nationales ne donnent la description de bâtiments type et leur pondération au sein du stock de bâtiments à l'heure actuelle. Seulement deux pays, à notre connaissance, ont réalisé la première partie de l'étude et définis ensuite les bâtiments dans des outils de simulation. La représentation simulée du stock de bâtiments climatisés européens est donc tâche impossible.

De plus, en multipliant les cas de simulation pour,

- les bâtiments type par secteur (bureaux, centre commerciaux, logement collectif, hôpitaux, administration...),
- les conditions climatiques, qui imposent, de plus, de modifier les caractéristiques d'isolation et de vitrage des bâtiments types,
- et les différents systèmes,

une telle étude mènerait à un nombre incommensurable de simulations.

Suivant les résultats établis en première partie, nous nous concentrons donc sur les surfaces climatisées correspondant aux bâtiments du secteur tertiaire de type bureau, qui représentent près de la moitié de du stock des bâtiments climatisés du secteur tertiaire en Europe. L'étude [EECCAC, 2002] a établi des courbes de charge pour un projet immobilier de bureaux (Figure 4.1a), dont la construction est actuellement en cours à Séville.

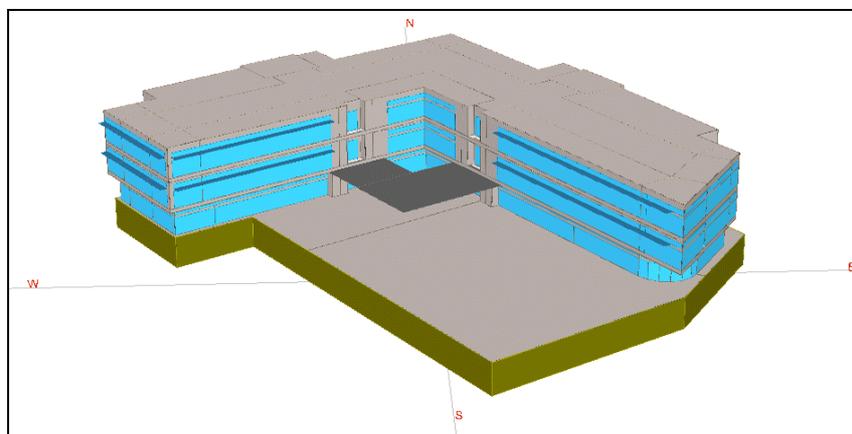


Figure 4.1a : Vue de l'immeuble de bureaux retenu

Trois climats ont été simulés [Perez-lombard, 2004] pour ce même bureau : Londres, Séville et Milan ; dans chaque cas, les caractéristiques d'enveloppe ont été modifiées :

- en adoptant les valeurs d'isolation des parois extérieures disponibles dans l'étude européenne [Tribu, 1994] pour chaque climat,
- en adoptant les différents systèmes identifiés Partie 1 (nous ne nous intéressons ici qu'à la production centralisée par GPEG).

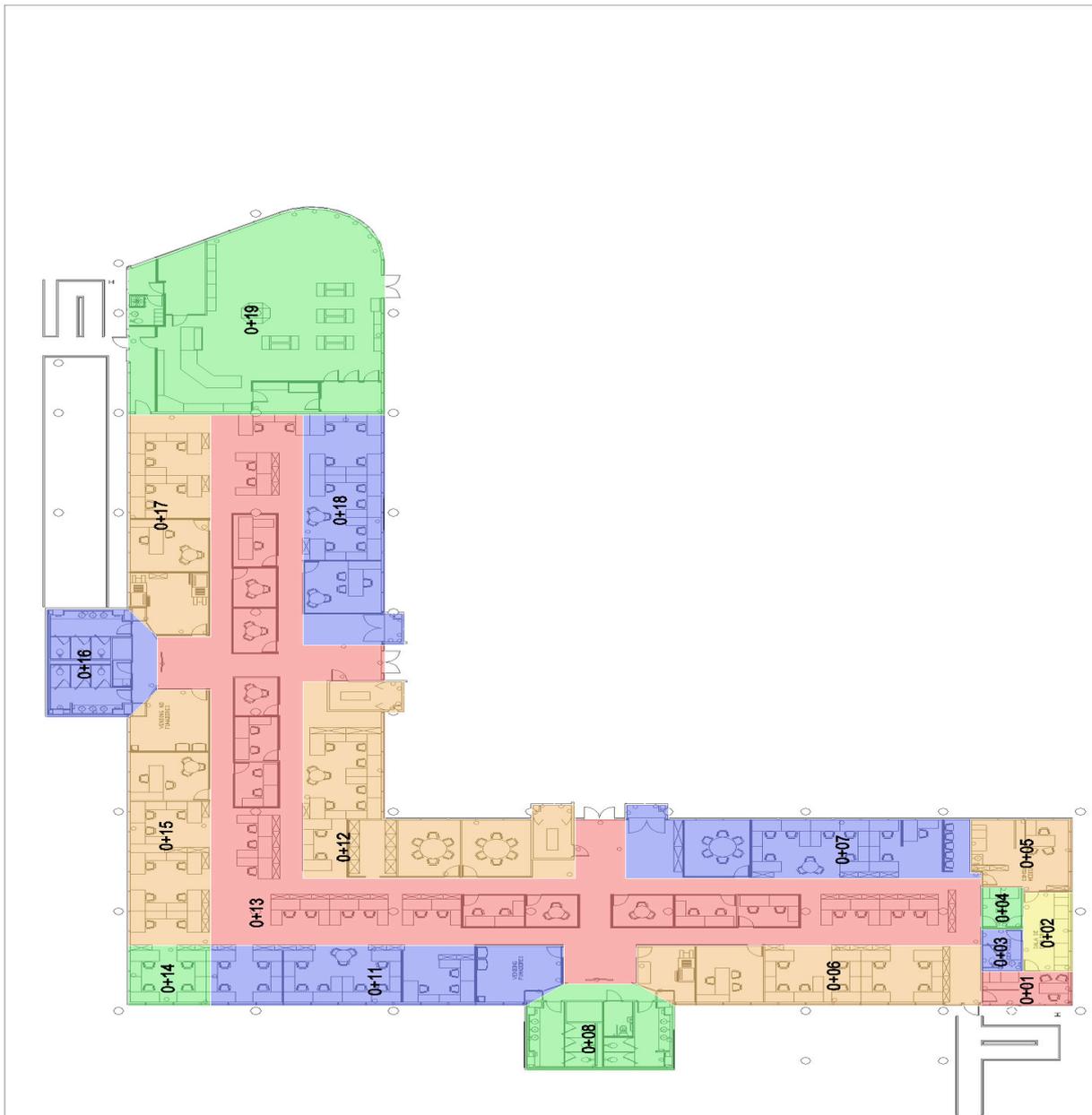
Afin de caractériser correctement les différents systèmes centralisés, des valeurs moyennes ont été retenues pour les efficacités des équipements, les courbes de description des pompes et ventilateurs étant les courbes disponibles dans le logiciel DOE2.

Les courbes de charge horaires sont disponibles pour les différentes conditions climatiques et systèmes de climatisation décrits tableau 1.

Immeuble de bureaux	Climat		
	Londres	Milan	Séville
System type			
DAC			
DAC-FC			
DAV			
VC			

**Tableau 4.1 : Courbes de charge horaire disponibles par climat et systèmes centralisés, DAC – système à débit d’air constant, DAV – système à débit d’air variable, DAC-FC – système à débit d’air constant avec économiseur en température, VC – système à ventilo-convecteurs avec air primaire**

Une division très complète en unités thermiques homogènes a été réalisée sur les trois étages du bâtiment de bureau (Figure 4.1b).



**Figure 4.1b : Découpage en unités thermiques homogènes du bâtiment de bureaux (rez de chaussé)**

Les besoins thermiques ont été simulés en utilisant un GPEG type, condition nécessaire imposée par DOE2. Cette contrainte permet cependant de s’assurer que les pompes de circulation de l’eau glacée sont comprises dans les besoins thermiques. Ensuite, les courbes

de besoins thermiques au niveau de l'évaporateur, les évolutions horaires de la température extérieure et de l'humidité spécifique ont été extraites au pas de temps horaire pour réaliser les travaux qui suivent.

## 1.1.2 Calcul de l'efficacité saisonnière au pas de temps horaire

### 1.1.2.1 Dimensionnement de référence

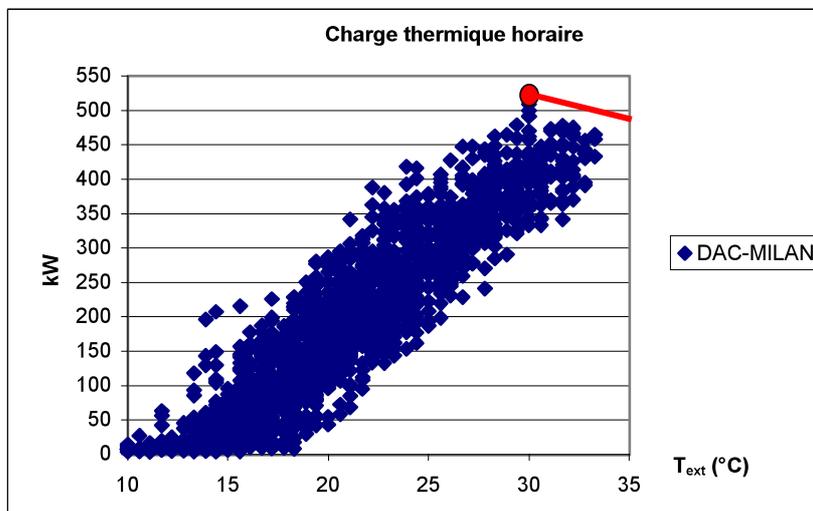


Figure 4.2 : Courbe de charge thermique horaire en fonction de la température d'air extérieur, Milan, système DAC

La disponibilité des courbes de besoin thermique horaire permet de réaliser un dimensionnement exact des GPEG. Pour une courbe de charge donnée, nous recherchons donc le point de charge thermique maximale. A ce point, la température et la puissance maximale sont connues.

L'observation de la courbe de charge (charge thermique représentée en fonction de la température extérieure) du système à débit d'air constant (DAC) permet de mettre en évidence une forte corrélation entre la température d'air extérieure et la charge thermique. Cependant, divers facteurs de dispersion existent qui font que le point de charge maximale n'est pas forcément le point de température extérieure maximale :

- non concomitance des charges thermiques solaires maximales,
- inertie du bâtiment,
- charges thermiques de déshumidification.

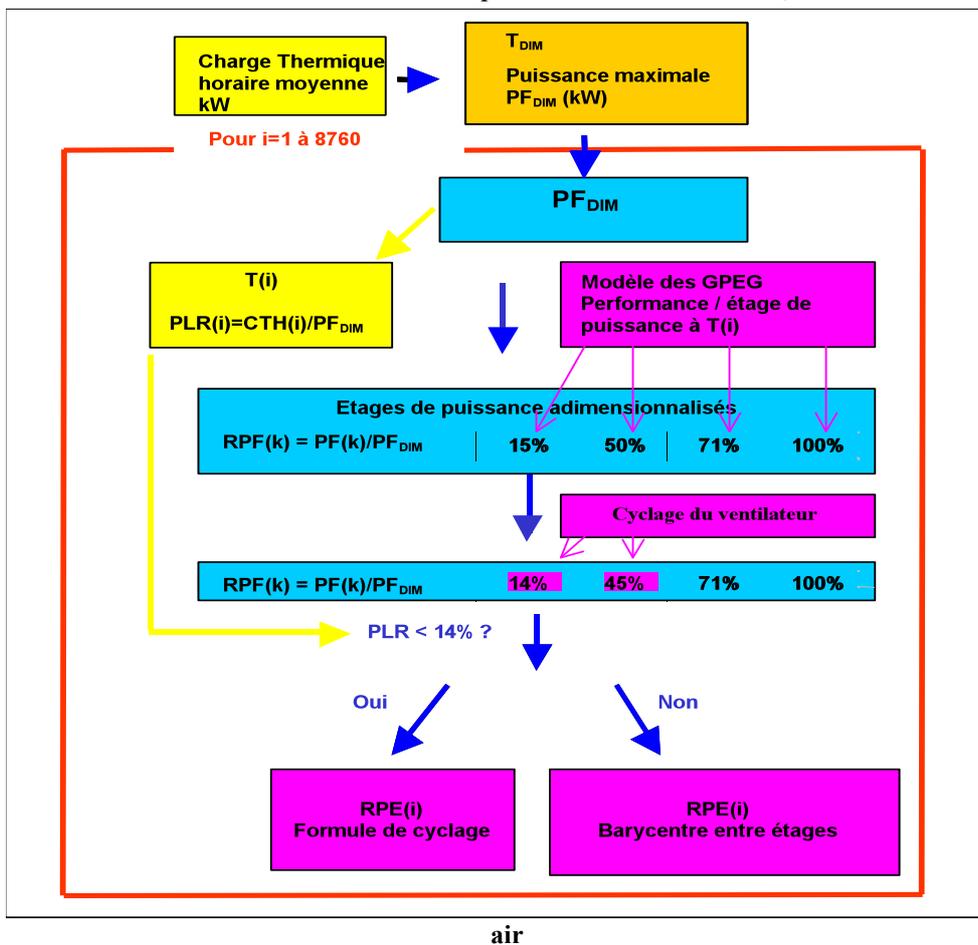
De plus, lorsque la température d'air extérieur augmente à partir de la température de dimensionnement, la puissance frigorifique disponible diminue. Il est donc possible que la puissance frigorifique ne permette plus d'assurer 100% des besoins thermiques ; pour résoudre ce problème, une procédure systématique itérative est mise en place afin d'assurer que la température de dimensionnement et la puissance maximale du GPEG correspondante permettent d'assurer le besoin de refroidissement pour les 8760 heures.

Ainsi, pour une courbe de charge donnée, la température de dimensionnement et la puissance nominale du GPEG sont définies de manière univoque.

### 1.1.2.2 Schéma de calcul pour les GPEG à condensation à air

Les résultats des parties 2 et 3 permettent de calculer les performances au pas de temps horaire suivant le schéma de la Figure 4.4 pour les GPEG à condensation à air.

Figure 4.4 : Schéma de calcul du coefficient de performances saisonnières, GPEG à condensation à



- La puissance thermique moyenne horaire maximale est déterminée, ainsi que la température  $T_{DIM}$  extérieure correspondante<sup>1</sup>.
- À chaque heure  $i$ , la température permet de calculer les puissances frigorifique et électrique des étages de l'équipement, en prenant en compte ou non l'impact de la régulation de la pression de condensation.
- La charge thermique est alors comparée à aux puissances frigorifiques des étages disponibles.
  - Si la charge est inférieure au plus petit étage de puissance disponible, l'équation de cyclage, Partie 3, Equation (3.7) permet de calculer la puissance électrique.
  - Sinon, la comparaison avec les étages de puissance disponibles (4.1) permet de choisir les étages qui encadrent la charge, et de calculer le temps de fonctionnement sur l'étage  $k$ ,  $t_k(i)$ , équation (4.2), puis la puissance électrique équation (4.3).

$$RPF(k,i) < PLR(i) < RPF(k+1,i) \tag{4.1}$$

$$t_k(i) = (PLR(i) - RPF(k,i)) / (RPF(k-1,i) - RPF(k,i)) \tag{4.2}$$

$$RPE(i) = RPE(k-1,i) * t_k(i) + RPE(k,i) * (1 - t_k(i)) \tag{4.3}$$

Avec :

$CTH(i)$  : besoin frigorifique horaire (kW)

$PLR(i)$  : taux de charge frigorifique horaire, rapporté à la puissance frigorifique de dimensionnement

$RPF(k,i)$  : taux de puissance réduite horaire de l'étage  $k$  du GPEG, rapporté à la puissance thermique de dimensionnement,  $PF_{DIM}$

$RPE(k,i)$  : taux de puissance électrique horaire de l'étage  $k$  du GPEG, rapporté à la puissance électrique du GPEG de dimensionnement,  $PE_{DIM}$

<sup>1</sup> La problématique du dimensionnement pour la méthode de réduction est discuté § 4.1.3.

Une fois les consommations calculées au pas de temps horaire, il ne reste plus qu'à réaliser le bilan saisonnier annuel suivant l'équation (4.4) :

$$SEER = \frac{\sum_{i=1}^{8760} RPF(i) \cdot PF_{DIM}}{\sum_{i=1}^{8760} RPE(i) \cdot PE_{DIM}} \quad (4.4)$$

### 1.1.2.3 Condensation à eau

Les trois média les plus répandus permettant d'évacuer la chaleur extraite pour les GPEG à condensation à eau sont les tours aéro-réfrigérantes humides, ouvertes ou fermées, et les aéro-condenseurs secs, simple échangeur de chaleur eau-air placé en série sur la boucle de condensation. Nous ne nous intéressons ici qu'aux tours réfrigérantes humides ouvertes (Figure 4.5), en notant qu'elles représentent environ 80 % du stock de média de condensation pour les GPEG à condensation à eau.

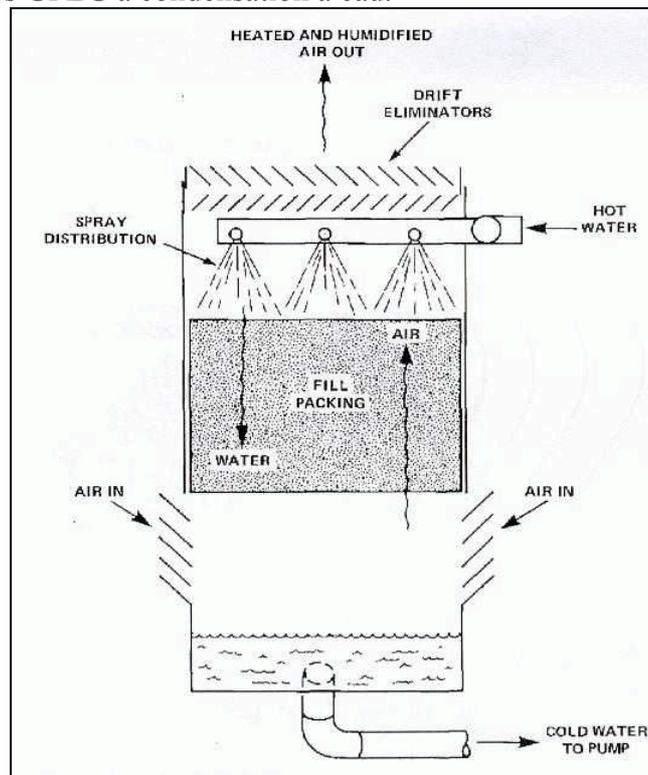


Figure 4.5 : Tour de refroidissement ouverte, [ASFH, 1996]

Pour les GPEG à condensation à eau, il reste à définir la température d'entrée d'eau au condenseur.

Cette température dépend de :

- la température de sortie d'eau du condenseur, qui détermine la température d'entrée d'eau dans le média de condensation, et donc :
  - du débit d'eau de condensation,
  - de la puissance à évacuer, donc du taux de charge et de l'efficacité du groupe,
- l'écart de température induit par la tour de refroidissement sur la boucle de condensation,
  - les caractéristiques du média de condensation (débit d'air, efficacité d'échange)
  - la température de l'air extérieur,
  - l'humidité spécifique pour les tours aéro-réfrigérantes,
- l'écart de température induit par la pompe de la boucle de condensation.

#### 1.1.2.3.1 Modèle de tour de refroidissement humide

Nous retenons le modèle de [Bourdouxhe, 1994], dont la validation a été réalisée de manière très complète par [Stabat, 2003]. L'eau est considérée comme de l'air humide à saturation à la température de l'eau. Les évolutions subies par l'air et l'eau peuvent être représentées dans un diagramme de l'air humide (Figure 4.6).

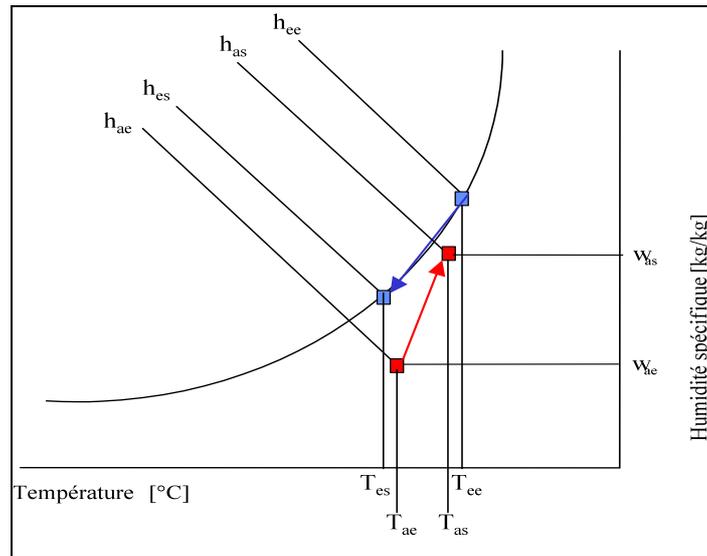


Figure 4.6 : Etats en entrée et en sortie de l'air et l'eau sur le diagramme de l'air humide, d'après [Consoclim, 2002]

On considère un volume élémentaire d'échange. Ce volume est traversé par un débit masse d'eau et par un débit masse d'air sec. A l'interface entre l'air et l'eau, il y a un film d'air saturé en eau, en contact avec l'eau. Ce film d'air saturé est supposé à la température moyenne du film d'eau dans ce petit élément de volume.

La pression partielle de vapeur d'eau à l'interface étant supérieure à la pression partielle dans le reste du volume d'air, il y a transfert de vapeur d'eau vers l'air.

#### Bilan de masse élémentaire

Dans le cas où l'air n'est pas saturé en vapeur d'eau, le transfert de masse s'écrit [Threlkeld, 1970] :

$$\dot{m}_a \cdot dw_a = \bar{h}_m \cdot (w_{\text{sat}}(T_e) - w_a) \cdot dA$$

Que l'on peut réécrire sous la forme :

$$dw_a = \frac{\bar{h}_m \cdot dA}{\dot{m}_a} \cdot (w_{\text{sat}}(T_e) - w_a) \quad (4.5a)$$

où  $\bar{h}_m$  est le coefficient de transfert de masse moyen sur la surface d'échange ( $\text{kg as.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$ ),  $dA$  est la surface élémentaire d'échange entre l'eau et l'air et  $w_{\text{sat}}$  est l'humidité spécifique de l'air à saturation à la température de surface de l'eau.

Par ailleurs, on a conservation de la masse d'eau dans le système (air humide + eau), d'où :

$$\dot{m}_a \cdot dw_a = d\dot{m}_e \quad (4.5b)$$

#### Bilan d'énergie élémentaire

Ce transfert de masse s'accompagne d'un transfert de chaleur lié à la vaporisation de l'eau. La différence de température entre la surface de l'eau et l'air conduit également à un transfert de chaleur par convection.

Le bilan enthalpique côté air s'écrit donc :

$$\dot{m}_a \cdot dh_a = \dot{Q}_{\text{conv}} + d\dot{m}_e \cdot h'_e = \bar{h}_c \cdot (T_e - T_a) \cdot dA + d\dot{m}_e \cdot h'_e$$

Avec  $h'_e$  l'enthalpie de l'eau sous forme vapeur à la température  $T_e$ , et  $h_c$  le coefficient d'échange convectif moyen entre l'air et l'eau sous forme de vapeur.

En utilisant comme référence, l'enthalpie de l'eau liquide à 0°C, on obtient :

$$h'_e = h_{fg} + c_{pv} \cdot T_e$$

et en utilisant l'expression de l'enthalpie de l'air humide sous la forme

$$h_a = c_{pa} \cdot T_a + w_a \cdot (h_{fg} + c_{pv} \cdot T_a)$$

Le transfert d'énergie peut être écrit :

$$\dot{m}_a \cdot dh_a = \bar{h}_m \cdot (w_{sat}(T_e) - w_a) \cdot dA \cdot (h_{fg} + c_{pv} \cdot T_e) + \bar{h}_c \cdot (T_e - T_a) \cdot dA$$

En introduisant le nombre Lewis  $Le$ , rapport des diffusivités thermique et de masse sous la forme :

$$Le^{2/3} = \frac{\bar{h}_c}{(c_{pa} + w_a \cdot c_{pv}) \bar{h}_m}$$

L'expression de la variation élémentaire de l'enthalpie de l'air humide s'écrit alors :

$$\dot{m}_a \cdot dh_a = \bar{h}_m \cdot dA \cdot (h_{sat}(T_e) - h_a + (Le^{2/3} - 1) (h_{sat}(T_e) - h_a - (w_{sat}(T_e) - w_a) \cdot (h_{fg} + c_{pv} \cdot T_e))) \quad (4.5c)$$

D'autre part, la variation élémentaire de température de l'eau peut être écrite à partir de la conservation de l'énergie du système global (air humide + eau) :

$$\dot{m}_a \cdot dh_a = [(\dot{m}_e - \dot{m}_e) \cdot dh_e + \dot{m}_e \cdot h_e]$$

soit :

$$dT_e = \frac{\dot{m}_a}{(\dot{m}_e - \dot{m}_e)} \cdot \left[ \frac{dh_a}{c_{pe}} - dw_a \cdot T_e \right] \quad (4.5d)$$

[Stabat, 2003] montre alors qu'il est possible de réaliser des hypothèses simplificatrices supplémentaires pour le système d'équations du problème (4.5a à d).

On considère un nombre de Lewis de 1 dans le domaine considéré, l'équation (4.5c) devient :

$$dh_a = \frac{\bar{h}_m \cdot dA}{\dot{m}_a} (h_{sat}(T_e) - h_a) \quad (4.5c')$$

D'autre part, en négligeant les pertes d'eau devant le débit d'eau en entrée, l'équation (4.5d) se réduit à :

$$dT_e = \frac{\dot{m}_a \cdot dh_a}{\dot{m}_e \cdot c_{pe}} \quad (4.5d')$$

Supposant  $UA$ ,  $T_{ce}$ ,  $T'_{ae}$ ,  $\dot{m}_e$ ,  $\dot{m}_a$  connus, la résolution utilise la méthode suivante pour déterminer la température de sortie d'eau et les conditions de sortie de l'air humide :

L'équation (4.5d') peut être écrite sous la forme :

$$d\dot{Q} = \dot{m}_e \cdot c_{pe} dT_e = \dot{m}_a \cdot c_{peff} \cdot dT'_a \quad (4.6)$$

$$\text{où } c_{peff} = \frac{dh_a}{dT'_a}$$

$C_{peff}$  est une chaleur spécifique massique qui sera appelée chaleur spécifique massique effective. De l'équation (4.5c'), on déduit :

$$d\dot{Q} = \dot{m}_a \cdot dh_a = U_e dA \cdot (T_e - T'_a) \quad (4.7)$$

$$\text{avec } U_e = U \frac{c_{\text{peff}}}{c_{\text{pa}}}$$

Les équations (4.6) et (4.7) sont équivalentes à celles d'un échangeur sensible. On suppose que la chaleur spécifique à saturation est constante sur l'intervalle de fonctionnement de la tour. Par la méthode NUT-ε, le transfert de chaleur peut être écrit comme suit :

$$\dot{Q} = \varepsilon_a \cdot \dot{m}_a \cdot c_{\text{peff}} \cdot (T_{\text{ce}} - T'_{\text{ae}}) \quad (4.8)$$

Il ne reste plus qu'à spécifier le type de configuration de l'échangeur, on s'intéresse ici à des tours de type contre-courant soit :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-(1-C) \cdot \text{NUT}]}{1 - C \cdot \exp[-(1-C) \cdot \text{NUT}]} \quad (4.9)$$

$$\text{avec } \text{NUT} = \frac{UA_e}{C_{\text{min}}}, C = \frac{\dot{C}_{\text{min}}}{\dot{C}_{\text{max}}} \text{ et } \dot{C}_a = \dot{m}_a \cdot c_{\text{peff}}, \dot{C}_e = \dot{m}_e c_{\text{pe}}$$

La température de l'eau en sortie de la tour est déterminée à partir de l'efficacité de la tour suivant :

$$\varepsilon = \frac{T_{\text{ee}} - T_{\text{es}}}{T_{\text{ce}} - T'_{\text{ae}}} \quad (4.10)$$

La résolution du problème requiert une méthode itérative. On suppose une température initiale de l'air humide en sortie de tour et on itère sur cette valeur jusqu'à convergence. La convergence se fait au bout de peu d'itérations.

### Variation du débit d'air

La corrélation de [LOWE, 1961] est utilisée sous la forme :

$$UA = C \cdot \dot{m}_e \cdot \left( \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a} \right)^n \quad (4.11)$$

Les coefficients C et n sont définis à partir de deux points de fonctionnement. Les performances à débit d'air variable ne font pas partie des données constructeur. Par conséquent, [Stabat, 2003] montre que ce calcul, réalisé à débit d'air constant, doit être basé sur deux points de fonctionnement à débit d'eau suffisamment différents.

#### 1.1.2.3.2 Paramétrage simplifié

La température d'entrée d'eau de la tour au point nominal est de 30°C [CEN, 1998]. Le débit nominal moyen constaté pour les 5 GPEG à condensation à eau est de 4.8 l/s / 100 kW.

Pour les trois climats, le dimensionnement est effectué pour la température de bulbe humide maximale d'occurrence annuelle de 1 % [ASFH, 1997], soit :

- Londres, 18.7 °C
- Milan, 23.5 °C
- Séville 23.3 °C

L'utilisation du catalogue électronique de [BALTIMORE, 1999] permet de sélectionner divers types de tours de refroidissement, nous retenons un modèle à contre-courant, à tirage forcé avec ventilateurs centrifuges. Les résultats sont présentés Tableau 4.2 pour différentes puissances de dimensionnement devant être évacuées au condenseur.

La puissance disponible pour la gamme VXT varie en fonction de la surface d'échange disponibles, c'est-à-dire des caractéristiques géométriques du packing, et du débit d'air de ventilation. Les puissances disponibles pour cette gamme amènent à ne considérer qu'une seule série de tours de refroidissement pour Milan et Séville. Le logiciel de sélection amène à choisir des tours moins puissantes pour Londres, la température de bulbe humide de dimensionnement étant plus faible.

Puissance à extraire (KW)	Modèle nécessaire	C (J/kg/K)	n	Débit volumique d'air (m3/s)	Pe_vent (kW)
<b>Milan et Séville</b>					
100	VXT 20	1500	-0.6	2.19	1.5
500	VXT 95	1400	-0.6	11.04	7.5
1000	VXT 185	2300	-0.75	16.04	18.5

**Tableau 4.2 : Dimensionnement des tours de refroidissement VXT, pour un débit volumique d'eau de 4.8 l/s/100 kW et un régime d'eau 30-35°C**

Les coefficients C et n calculés pour les tours de refroidissement précédemment dimensionnées sont présentés Tableau 4.2.

La variation des coefficients C et n traduit à la fois la qualité de l'échange ainsi que l'impact des débits d'eau et d'air sur le coefficient d'échange global de la tour de refroidissement. Ainsi, pour cette gamme, les variations comparées des débits d'air et des coefficients C et n indique la méthode employée pour augmenter la puissance :

- par augmentation de la surface d'échange, dimensions du packing plus importante,
- par augmentation du débit d'air.

La progression employée par un autre constructeur pourrait mener à des évolutions différentes des débits d'air et des coefficients C et n.

Notre problématique est de comparer les performances saisonnières des GPEG à condensation entre eux, donc à conditions de température d'eau égale ; il ne semble pas judicieux d'introduire les effets d'échelle d'une gamme de tours de refroidissement dans notre comparaison. Pour cette raison, nous choisissons des coefficients C et n par défaut (Tableau 4.2, Milan, VXT 95) permettant de déterminer l'évolution de la température de sortie d'eau de la tour de refroidissement :

$$C = 1400$$

$$n = -0.6$$

Afin d'assurer un dimensionnement correct de la tour, nous adimensionnons le débit d'air en fonction de la puissance thermique nominale au condenseur. Cette méthode revient donc à utiliser une tour aux propriétés d'échange, NUT et epsilon, indépendantes de la puissance nominale devant être extraite, équations (4.9) et (4.11).

Nous obtenons les valeurs suivantes de dimensionnement du débit d'air à partir des valeurs données par le constructeur, Tableau 4.2 :

- Milan, Séville :  $2.0 \text{ m}^3/\text{s}/100\text{kW}$
- Londres :  $1.7 \text{ m}^3/\text{s}/100\text{kW}$

Elles permettent d'assurer que pour les conditions extérieures de dimensionnement, la puissance du condenseur dans les conditions 30-35°C, à débit d'eau égal à 4.8 l/s/100kW sera rejetée à l'atmosphère. La puissance électrique de la pompe de circulation est supposée égale à 2% de la puissance nominale du condenseur. Ce chiffre correspond aux observations effectuées sur les 4 GPEG à condensation à eau : la puissance nécessaire à vaincre les pertes de charge correspond à environ 1% de la puissance nominale du condenseur. Avec une efficacité globale de 0.5, la pompe de circulation rejettera donc 2% de la puissance nominale du condenseur sur la boucle d'eau ; en effet, en pratique, toute les pertes de chaleur sont rejetées sur la boucle d'eau.

### **1.1.2.3.3 Calcul au pas de temps horaire**

Afin de décrire l'évolution de la température d'entrée d'eau au condenseur, il reste à modéliser la régulation de la tour de refroidissement. Pour cela, nous suivons les guides d'installation des GPEG à condensation à eau. [CARRIER, 2000] décrit les limites pour ses GPEG à condensation à eau de la série 30HXC (série de GPEG à condensation à eau, compresseurs bivis, 2 circuits, 290-1300 kW de puissance frigorifique nominale).

La température d'entrée d'eau en conditions normales de fonctionnement doit être supérieure à 21.1°C. Le GPEG peut fonctionner jusqu'à 12.8°C mais seulement à puissance

réduite. Cette contrainte permet de limiter le débit massique, vraisemblablement afin d'éviter l'endommagement des vis par lessivage du film d'huile.

Les tours de refroidissement possèdent plusieurs moyens de limitation de puissance :

- vanne trois voie permettant de mélanger l'eau refroidie et l'eau sortant du condenseur,
- variation du débit d'air du ventilateur, par registres, par régulation des ventilateurs en cascade, par variation de la vitesse du moteur des ventilateurs.

Ne nous intéressant pas ici aux consommations des ventilateurs, nous retenons simplement que si la puissance maximale de la tour de refroidissement, pour un jeu de conditions de température extérieure humide et de température de sortie d'eau donné, conduit à une température d'entrée d'eau au condenseur inférieure à 21 °C, alors, la tour de refroidissement réduit sa puissance de manière à atteindre cette consigne.

Le calcul de la température d'entrée d'eau à l'heure  $i$  dépend de la température à l'heure  $i-1$ . Pour les périodes de démarrage, la température de l'eau est supposée être égale à la température de l'air extérieure (égalisation des conditions pendant la nuit). La température est toujours supérieure à 15°C.

Le calcul au pas de temps horaire est illustré Figure 4.7. Nous avons représenté l'évolution de la température d'entrée d'eau en fonction de PLR, le taux de charge rapporté à la puissance frigorifique de dimensionnement de 30°C en entrée du condenseur. Les effets de la régulation sont clairement visibles :

- la droite horizontale à 21°C indique que la tour est surdimensionnée à charge partielle : elle est à l'arrêt sous 21°C,
- le besoin de refroidissement à faible température d'air extérieur explique l'accumulation de points près de la température de 15°C.

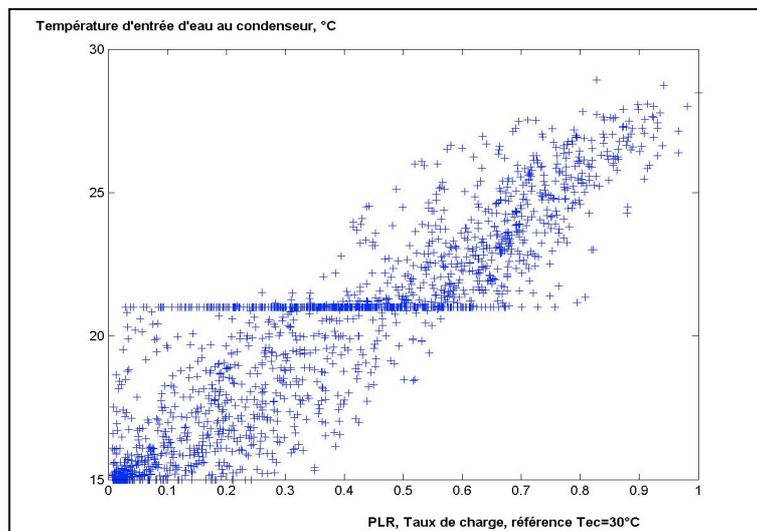
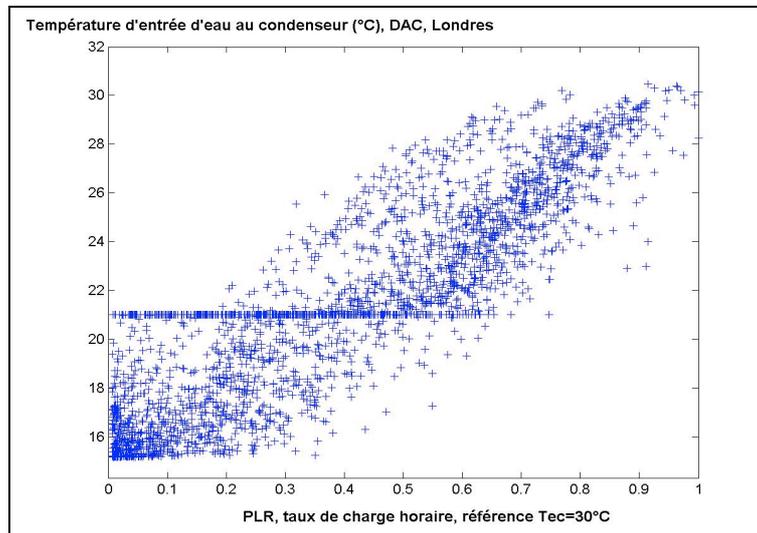


Figure 4.7 : Température d'entrée d'eau au condenseur pour le GPEG n°6, Milan, système DAC, 8760 heures, 3 m<sup>3</sup>/s/100kW

Pour Londres et Séville, les valeurs de débit d'air retenue d'après les données de débit proposées par le catalogue électronique amènent à surdimensionner la tour de refroidissement. Nous gardons donc finalement les valeurs suivantes :

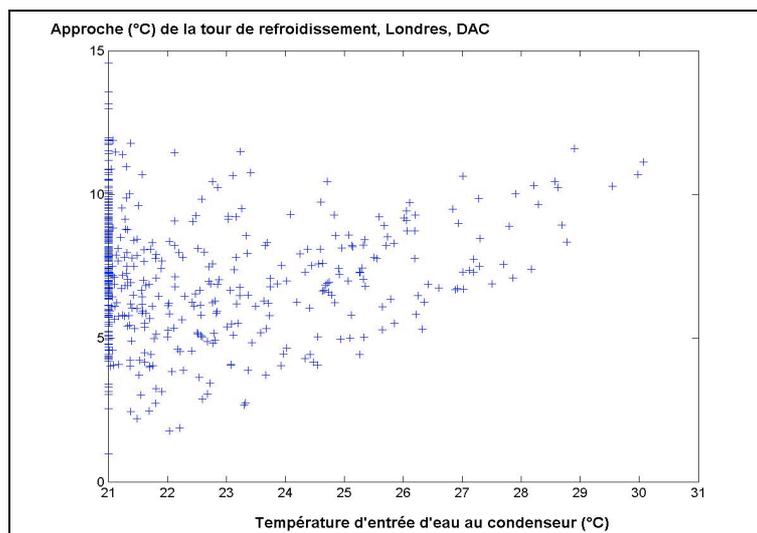
- Milan, : 2.0 m<sup>3</sup>/s/100kW
- Séville : 1.7 m<sup>3</sup>/s/100kW
- Londres : 1.4 m<sup>3</sup>/s/100kW

La température d'entrée d'eau en fonction du taux de charge est représentée, heure par heure, sur la Figure 4.8. Le dimensionnement effectué assure que la température d'entrée d'eau ne dépasse pas 30 °C plus de 10 heures par an.



**Figure 4.8 : Température d'entrée d'eau au condenseur pour le GPEG n°6, Londres, système DAC, 8760 heures, 1.4 m<sup>3</sup>/s/100kW**

L'approche (définie comme la différence entre la température de sortie d'eau de la tour et la température d'air humide) est représentée en fonction de la température d'entrée d'eau au condenseur du GPEG n°6, Figure 4.9. Seuls les points de fonctionnement de la tour sont indiqués. Elle varie entre 1 et 12°C pour le climat londonien.



**Figure 4.9 : Approche au condenseur en fonction de la température de sortie d'entrée d'eau du GPEG n°6, Londres, système DAC, GPEG n°6, heures de fonctionnement de la tour de refroidissement seulement**

L'approche varie donc sensiblement avec la charge, entre 1 et 10°C. A faible charge thermique, la température extérieure étant inférieure, l'approche augmente suite à la diminution de la température humide. Ceci implique que pour traduire correctement l'évolution des températures d'entrée d'eau au condenseur, la représentation de la tour de refroidissement est nécessaire.

### 1.1.3 Méthode de réduction des courbes de charge

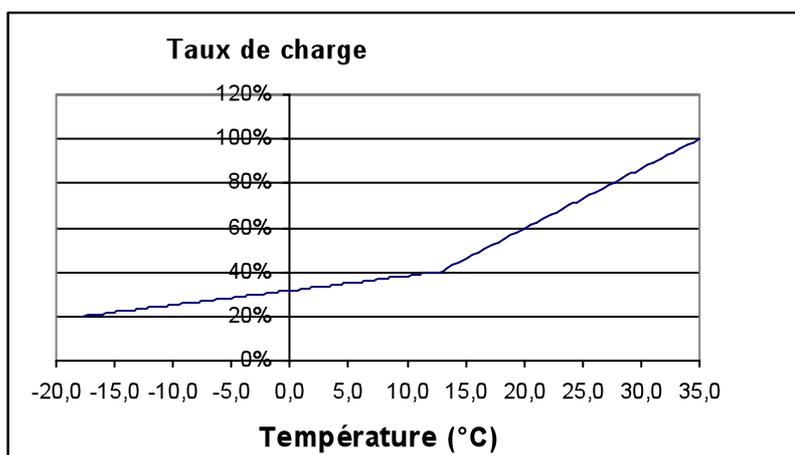
#### 1.1.3.1 Méthode de réduction [ARI, 1998]

Le standard américain [ARI, 1998], décrit en première partie, précise la méthodologie employée pour déterminer les températures à l'établissement des performances des points de caractérisation A, B, C et D (correspondant respectivement aux taux de charge 25, 50, 75 et 100 % définis par rapport à la puissance à pleine charge pour la température de dimensionnement, 35°C pour l'air, 29,4 °C pour l'eau), ainsi que les coefficients de pondération A, B, C et D. Températures et coefficients de pondération permettent de

calculer le coefficient de performances saisonnières IPLV (Integrated Part load Value) suivant l'équation (4.12).

$$IPLV=A.EER_A+B.EER_B+C.EER_C+D.EER_D \quad (4.12)$$

La méthode de réduction des courbes de charge proposée dans la norme [ARI, 1998] permettant l'établissement des coefficients de pondération et des points d'essais s'appuie sur 4 courbes de charge simplifiées et une représentation du climat par intervalles de températures discrets. La courbe de charge du groupe 1 (Cf Partie 1, § 3) est présentée ci-dessous (Figure 4.10).



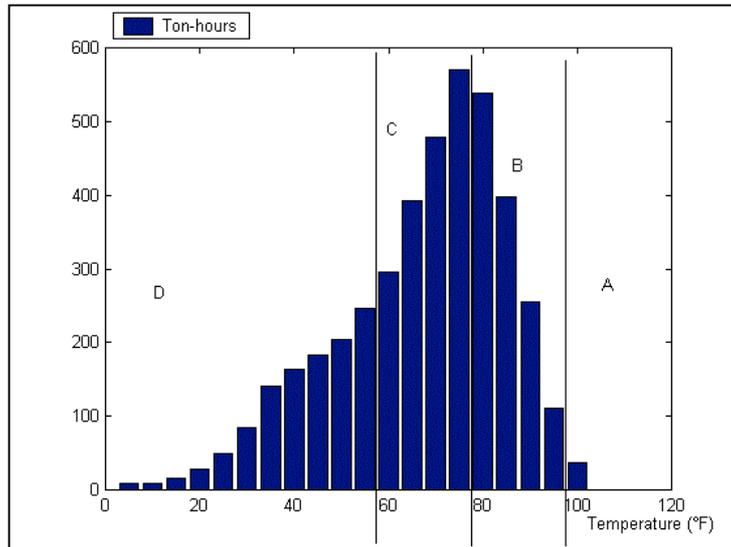
**Figure 4.10 : Taux de charge de fonctionnement du groupe de production d'eau glacée en fonction de la température extérieure, groupe 1, d'après [ARI, 1998].**

La suite des calculs est réalisée séparément pour chaque groupe. Puis, les résultats sont pondérés par la représentativité des bâtiments correspondant aux courbes de charge, suivant le modèle de stock de bâtiments retenus.

Les principales étapes de la méthode de réduction sont les suivantes :

- La température de dimensionnement est supposée fixée, 35°C de température d'air extérieur correspond toujours à la puissance maximale du GPEG.
- On multiplie le taux de charge (entre 20 et 100%) par le nombre d'heures d'occurrence des températures, en procédant par classes.
- On obtient donc la courbe des besoins énergétiques (Figure 4.11). La norme donne comme unité résultante des ton<sup>1</sup>-heures. En fait, il s'agit seulement d'heures d'occurrence multipliées par des taux de charge en %. Donc l'unité réelle est l'heure. Mais cette notation permet de garder à l'esprit que cette courbe est une répartition de l'énergie frigorifique (normée par la puissance de dimensionnement) à fournir en fonction de la température extérieure.

<sup>1</sup> 1 ton = 3.413 kW, unité US.



**Figure 4.11 : Besoins énergétiques annuels normés par la puissance dimensionnement (produit du taux de charge par le nombre d'heure par classe de température) de climatisation en fonction de la température extérieure (°F), groupe 1, d'après [ARI, 1998].**

- Sur cette courbe, on définit quatre intervalles d'intégration :
  - un intervalle haut, température supérieure à 95 °F et 100 % de charge qui correspond au point de dimensionnement, [95,100].
  - [0, 55 °F],
  - [55, 75 °F],
  - [75, 95 °F],
- Sur chaque intervalle, on intègre la courbe des énergies ; la valeur obtenue donne le poids qui sera la valeur de chacun des coefficients A, B, C, D. Il reste à déterminer pour chaque coefficient A, B, C, D une température par type de condensation et une charge concomitantes pour ajuster le point d'essai.
- On cherche pour chaque intervalle le barycentre en ton-hours (le point de dimensionnement correspondant par hypothèse à la pleine charge).

**Exemple :** pour la classe [75, 95 °F], chacune des températures de classe 77.5, 82.5, 87.5, 92.5 est pondérée par les ton-hours de la classe (respectivement) 539, 397, 256, 111. La somme des ton-hours sur l'intervalle vaut 1303. La température représentative de l'intervalle sera donc comprise entre 77.5 et 82.5 car :

$$539 < 1303/2 < 539 + 397$$

$$\text{Or } 1303/2 = 651.5$$

Donc la température voulue est :

$$T_{\text{intervalle}} = \left[ \frac{(651.5 - 539)}{1303} \right] \cdot (82.5 - 77.5) + 77.5 = 77.9^\circ F$$

Le résultat donné dans la norme étant 80 °F.

Nous connaissons maintenant la température moyenne de l'air extérieur pour chaque intervalle. Pour la condensation à air, il ne reste plus qu'à reporter cette température sur la courbe de charge du groupe pour connaître la charge correspondante.

Le choix initial des intervalles de température permet d'ajuster les températures des points A, B, C et D et donc également les taux de charge de ces points. Ainsi, pour déterminer des coefficients de pondération pour des étages de puissance prédéfinis, il faut itérer sur le choix des intervalles de température.

Pour la condensation à eau : les températures de bulbe humide moyennes observées par classe de température sèche sont données. Une fois la température sèche connue, on peut en déduire la température humide puis la température de l'eau à l'entrée du condenseur en retenant une approche constante de 8 °F (4.4 °C).

Ainsi sont déterminés pour chaque groupe et suivant le média de condensation, les triplets (pondération de l'essai, température de l'essai, taux de capacité de l'essai).

### 1.1.3.2 Méthode développée

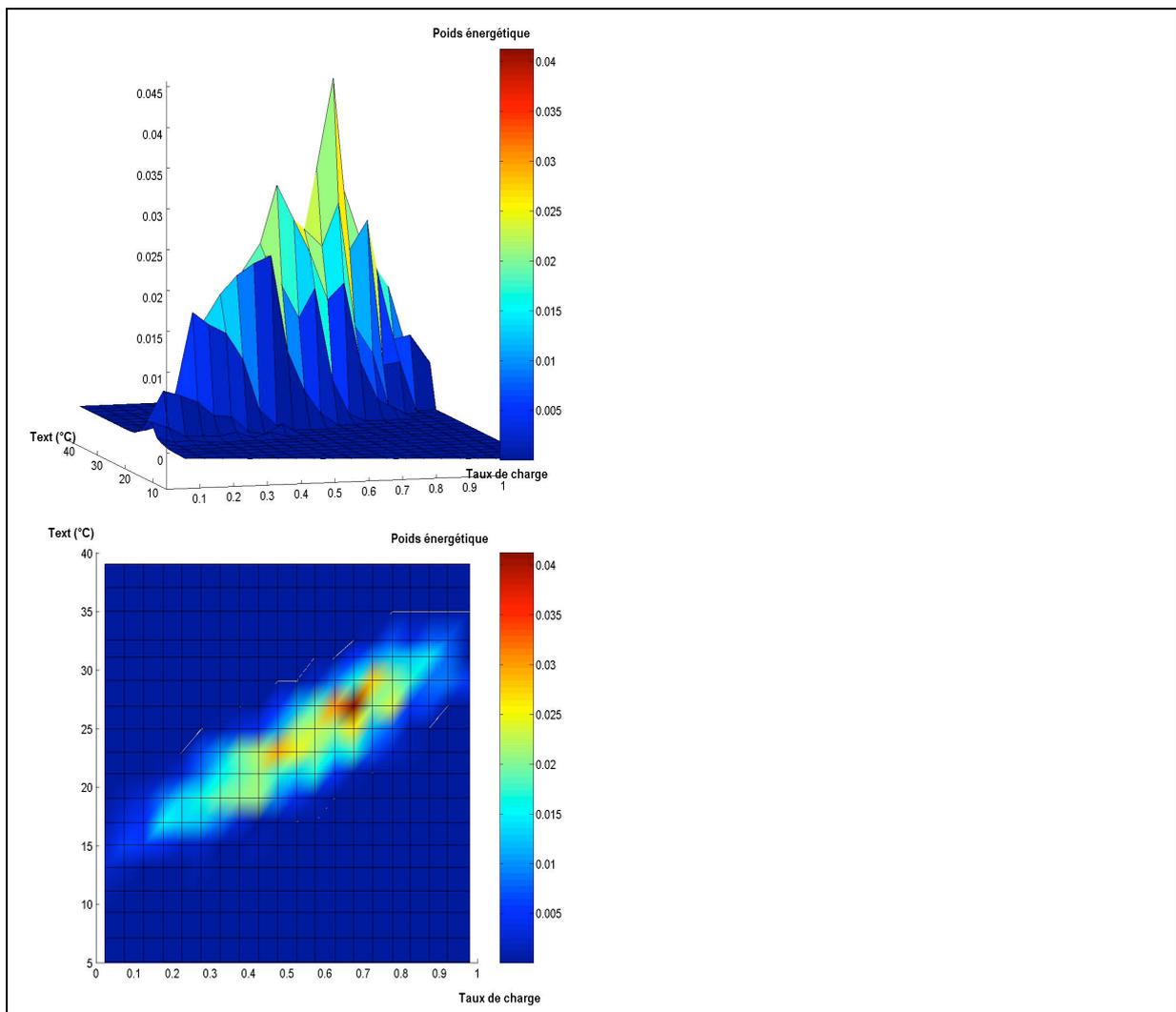
#### 1.1.3.2.1 Description

Le problème de réduction d'une courbe de charge horaire annuelle est compliqué, par rapport au cas adopté dans le standard [ARI, 1998], par le fait que la courbe de charge n'est pas une droite fonction de la température extérieure. Cependant, la Figure 4.3 ci-dessus met en évidence une forte corrélation entre la température extérieure et la charge thermique horaire.

La méthode est ici expliquée afin de déterminer une représentation de la courbe de charge horaire à 4 points seulement. Nous utilisons par la suite une réduction barycentrique qui revient à supposer l'existence d'un GPEG à 4 étages de puissance, 25 %, à 50 %, à 75 % et à 100 %. La courbe de charge de Milan-DAC est retenue pour illustrer la méthodologie.

- ETAPE 0 : le dimensionnement adaptatif décrit § 4.3 est réalisé.
- ETAPE 1 : le taux de charge ainsi que la température extérieure sont discrétisés. Dans chaque rectangle [intervalle de température] x [intervalle de taux de charge], les taux de charge sont ajoutés. La matrice résultante est normée et nommée ci-après MAP. Elle représente la répartition de l'énergie frigorifique en fonction du taux de charge et de la température extérieure.

Pour un intervalle élémentaire de taux de charge de longueur 5 % et un intervalle élémentaire de température de longueur 2 °C, la matrice MAP est représentée Figure 4.12.



**Figure 4.12 : Représentation de la courbe de charge horaire DAC-Milan par la matrice MAP, intervalle de température 2 °C, intervalle de taux de charge 5 %**

A partir de cette représentation, nous utilisons les notations pour les vecteurs représentant les intervalles de température et les intervalles de taux de charge.

- binT(k) contient la discrétisation du domaine de température, k varie entre 1 et K, le nombre d'intervalles de température, les valeurs de binT correspondent aux valeurs médianes des intervalles (pour un découpage du domaine de température 0-5-10 °C, on retient 2.5 et 7.5 °C).
- binL(j) contient la discrétisation du taux de charge, j varie entre 1 et J, le nombre de d'intervalles de taux de charge, les valeurs de binL correspondent aux valeurs médianes des intervalles.

La matrice MAP peut donc s'exprimer en fonction de k et de j : MAP(k, j) donne le poids énergétique des heures d'opération entre la température binT(k) – 1 °C et binT(k) + 1 °C et le taux de charge binL(j) – 2.5 % et binL(j) + 2.5 %.

• ETAPE 2

Afin de se ramener à une courbe de charge linéaire en fonction de la température extérieure, on réalise une première étape qui consiste à déterminer pour chaque température binT(k) :

- La valeur moyenne du taux de charge.
- Le poids énergétique équivalent.

Nous définissons la matrice des taux de charge équivalents eqbinL équation (4.14) :

$$\text{eqbinL}(k) = \sum_{j=1}^J \frac{\text{MAP}(k, j) * \text{eqbinL}(j)}{\text{Poids}(k)} \quad (4.13)$$

Avec,

$$\text{Poids}(k) = \sum_{j=1}^J \text{MAP}(k, j) \quad (4.14)$$

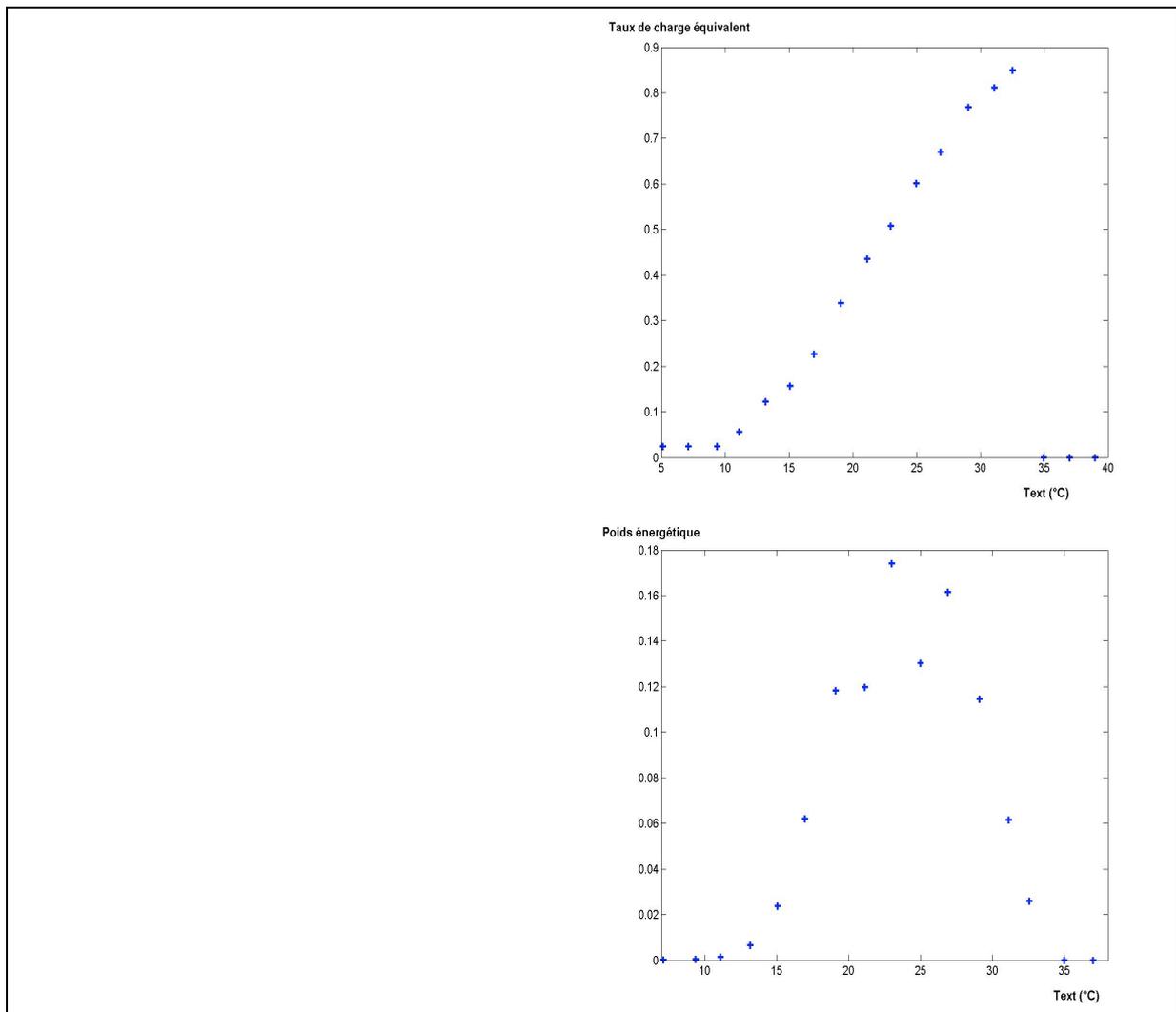
Ainsi, à ce stade, nous disposons d'une représentation de la courbe de charge horaire sous la forme suivante :

- Un vecteur représentant les températures d'opération : binT
- Un vecteur représentant les taux de charge moyen d'opération pour ces températures : eqbinL
- Un vecteur représentant le poids énergétique associé à chaque température et taux de charge précédents : Poids.

La représentation de eqbinL en fonction de binT donne la courbe de charge discrétisée, équipondérée d'un point de vue énergétique, Figure 4.13.

On observe que cette courbe est, pour cette courbe de charge, proche d'une droite. L'hypothèse de dimensionnement parfait réalisée implique que le poids moyen de répartition de l'énergie frigorifique est nul au-delà de 85 % de taux de charge.

La représentation de Poids en fonction de binT donne la clef de répartition des besoins frigorifiques en fonction de la température d'opération. La courbe obtenue (Figure 4.13) est proche d'une gaussienne, excepté pour deux points qui dénotent fortement à 22 et 26 °C. Le poids énergétique de températures aussi faible que 15°C n'est a priori pas négligeable même si relativement faible.



**Figure 4.13 : Pour Milan-DAC, courbe de charge réduite à gauche, et répartition énergétique des besoins thermiques à droite**

Arrivé à ce point, nous disposons donc d'un matériel mis sous une forme équivalente à celui disponible pour la réduction suivant la méthode [ARI, 1998]. A ce stade, cette dernière fixe des intervalles bien choisis, qui permettent de trouver des températures extérieures moyennes et des taux de charge équivalents proches des taux de charge recherchés. La méthode itérative sur le choix des intervalles est relativement lourde ; de plus, il faut préfixer la température de dimensionnement, ce qui introduit un biais, entre la température moyenne et le taux de charge moyen (ceci permettait par contre d'assurer que la température de dimensionnement corresponde à la température de référence généralement admise<sup>1</sup>).

- ETAPE 3

Afin de réduire la représentation au nombre de points désiré, nous supposons qu'un GPEG virtuel avec N étages opère à chaque taux de charge pour fournir la puissance frigorifique nécessaire. Ceci revient à adopter un comportement réel de GPEG, comme mis en évidence Partie 3, § 4.2.

Nous supposons pour la suite qu'on désire réaliser une réduction à 4 points de la courbe de charge initiale, pour les taux de charge représentés par le vecteur SEERL où :

$$\text{SEERL} = [25 \%, 50 \%, 75 \%, 100 \%]$$

<sup>1</sup> Nous verrons en établissant les coefficients saisonniers que cette approximation non justifiée ici, l'est pleinement par la suite.

Si le taux de charge  $eqbinL(k)$  est compris entre deux étages de puissance, alors le GPEG virtuel va fonctionner une partie du temps sur l'étage de puissance immédiatement inférieur et une autre partie du temps sur l'étage de puissance supérieure. Nous réalisons donc une répartition barycentrique des temps de fonctionnements.

Nous appelons SEERP (indice  $h$ ,  $1 \leq h \leq 4$ ), le vecteur qui contiendra les coefficients de pondération d'énergie.

Nous appelons  $PT(h,k)$ , la matrice des températures, témoin de la répartition entre étages, qui permettra de calculer les températures moyennes pour chacun des 4 étages de puissance.

La courbe de charge est pour l'instant sous la forme : Poids, binT, eqbinL

Pour chaque binT(k), le taux de charge moyen  $eqbinL(k)$  correspondant est partagé sur les divers étages de puissance comme suit :

- Si  $eqbinL(k) \leq SEERL(1)$ 
  - $SEERP(1) = SEERP(1) + Poids(k)$
  - $PT(k,1) = PT(k,1) + Poids(k)$
- Si  $SEERL(h-1) < eqbinL(k) \leq SEERL(h)$ 
  - $SEERP(h) = SEERP(h) - Poids(k) * (SEERL(h-1) - eqbinL(k)) / (SEERL(h) - SEERL(h-1))$
  - $SEERP(j-1) = SEERP(j-1) + poids(k) * (SEERL(j) - eqbinL(k)) / (SEERL(h) - SEERL(j-1))$
  - $PT(h,k) = PT(h,k) - poids(k) * (SEERL(j-1) - eqbinL(k)) / (SEERL(j) - SEERL(h-1))$ ;
  - $PT(h-1,k) = PT(h-1,k) + poids(k) * (SEERL(h) - eqbinL(k)) / (SEERL(h) - SEERL(h-1))$

Cette réduction correspond à l'hypothèse suivante traduite pour le GPEG virtuel : pour répondre au besoin thermique, le GPEG opère les étages dont la puissance frigorifique encadrent la charge thermique ; ces étages de puissance sont opérés à la même température d'entrée d'air au condenseur.

La représentation de la matrice  $PT(h,k)$  par étage en fonction de binT(k) est proposée Figure 4.14. Ainsi par étage de puissance, le poids de chacune des températures opératives est connu. Conformément à la corrélation observée entre la charge thermique et la température, les étages de puissance inférieure fonctionnent à température d'entrée d'air réduite.

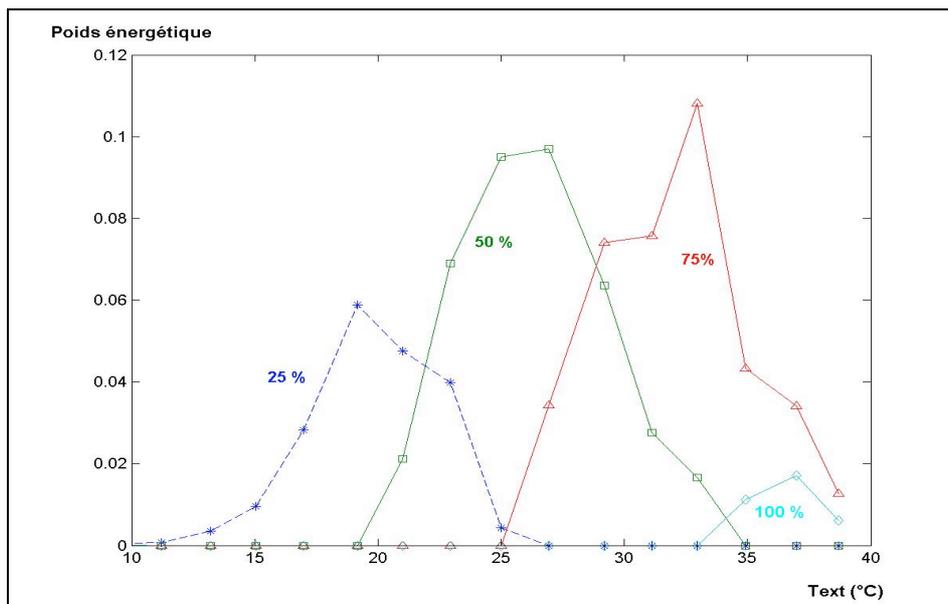


Figure 4.14 : Représentation de la matrice des poids par étage de puissance d'un GPEG virtuel d'étages de fonctionnement 25, 50, 75 et 100 %, Milan-DAC

Les coefficients de pondération sont connus pour chaque étage de puissance :

SEERP= [0.2024 0.4272 0.3369 0.0335]

La température moyenne pour chaque étage de puissance est calculée suivant l'équation (4.15) :

$$SEERT(h) = \frac{\sum_{k=1}^K PT(h,k) * \ln T(k)}{\sum_{k=1}^K PT(h,k)} \quad (4.15)$$

Ce qui donne les températures opératives suivantes :

SEERT=[17.9997 23.0611 28.0627 31.0514]

Les résultats de la réduction de la courbe de charge horaire de l'immeuble de bureaux à Milan, pour le système à débit d'air constant, sont rapportés Tableau 4.3.

Taux de charge (%) Référence 31.2 °C	Température d'entrée d'air (°C)	Coefficients A, B, C, D
100	31.2	0.04
75	28.0	0.34
50	23.1	0.42
25	18.1	0.21

**Tableau 4.3 : Résultats de l'application de la méthode de réduction de la courbe de charge, Milan-DAC, condensation à air**

- ETAPE 4

Les taux de charge sont définis par rapport à la température de dimensionnement de référence calculée, ici, 31.2 °C. Quant aux performances des GPEG, le schéma de calcul utilisé pour le pas de temps horaire (Figure 4.3) est supposé s'appliquer également pour le calcul des performances des points A, B, C et D. Autrement dit, pour une température donnée, les courbes du type de celles calculées en fin de Partie 3<sup>1</sup>, donnant l'efficacité à taux de charge réduit, permettent de calculer l'efficacité réduite du point.

La formule 4.12, moyenne pondérée des différentes efficacités par l'énergie frigorifique fournie par chaque étage de puissance peut alors être appliquée :

$$SEER = A.EER_A + B.EER_B + C.EER_C + D.EER_D$$

où :

$$A = SEERP(4)$$

$$B = SEERP(3)$$

$$C = SEERP(2)$$

$$D = SEERP(1)$$

### 1.1.3.3 Application aux GPEG à condensation à air

#### 1.1.3.3.1 Validation de la méthode de réduction des courbes de charge

La qualité de la réduction est premièrement d'assurer le maintien du classement des GPEG. Ensuite, si possible, elle doit rester fidèle à l'efficacité saisonnière calculée au pas de temps horaire.

Pour les 5 GPEG à condensation à air dont les performances par étage ont été déterminées expérimentalement Partie 2, les coefficients de performances saisonnières calculés au pas de temps horaire (HSEER, H pour calculé au pas de temps « horaire »), ou en utilisant la formule simplifiée de l'équation (4.12), pour les deux courbes de charge retenues, et, pour les hypothèses suivantes :

<sup>1</sup> Rapportées ci-après, Figures 4.14 et 4.15.

- sans prise en compte du cyclage (défini Partie 3), ni du cyclage du ventilateur (défini Partie 2),
- avec prise en compte du cyclage uniquement,
- avec prise en compte du cyclage du ventilateur uniquement,
- avec prise en compte du cyclage, et du cyclage du ventilateur.

Les résultats sont présentés Tableau 4.4. L'efficacité nominale à pleine charge et 35°C de température d'entrée d'air au condenseur (EER) est rapportée pour chaque GPEG. L'ordre de classement de l'index horaire et de l'index simplifié sont également présentés.

	Conditions	Séville DAC-FC					Londres-DAC				
		GPEG	N° 5	N° 7	N° 8	N° 9	N° 2	N° 5	N° 7	N° 8	N° 9
<b>Pas de cyclage, pas de cyclage du ventilateur</b>	EER	2.13	2.59	2.51	2.47	2.93	2.13	2.59	2.51	2.47	2.93
	HSEER	2.71	3.34	2.82	3.05	3.13	3.48	4.52	3.49	3.61	3.18
	SEER	2.73	3.40	2.84	3.06	3.15	3.48	4.56	3.50	3.61	3.31
	Ecart relatif	1%	2%	1%	0%	1%	0%	1%	0%	0%	4%
Cyclage seul	HSEER	2.63	3.30	2.74	3.01	3.11	3.15	4.37	3.15	3.46	3.13
	SEER	2.69	3.40	2.80	3.06	3.15	3.31	4.54	3.33	3.59	3.31
	Ecart relatif	2%	3%	2%	1%	1%	5%	4%	6%	4%	6%
Cyclage du ventilateur seul	HSEER	2.69	3.31	2.80	3.02	3.08	3.24	4.20	3.24	3.35	2.97
	SEER	2.72	3.36	2.83	3.03	3.14	3.19	4.28	3.20	3.40	3.10
	Ecart relatif	1%	2%	1%	0%	2%	-2%	2%	-1%	1%	4%
Cyclage et cyclage du ventilateur	HSEER	2.61	3.27	2.72	2.98	3.06	2.94	4.07	2.94	3.22	2.93
	SEER	2.68	3.35	2.79	3.03	3.14	3.05	4.27	3.05	3.39	3.10
	Ecart relatif	2.6%	<b>2.4%</b>	2.5%	1.4%	2.4%	3.7%	5.0%	3.7%	5.2%	6.0%
Incertitude SEER, [CEN 1998]		<b>3.5%</b>	3.7%	3.4%	3.5%	3.3%	6.4%	6.7%	6.3%	6.1%	5.8%
HSEER sequence		4	1	5	3	2	4	1	3	2	5
ESEER sequence		4	1	5	3	2	4	1	<b>3</b>	2	5
EER sequence		<b>5</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>1</b>	<b>5</b>	<b>2</b>	3	<b>4</b>	<b>1</b>

Tableau 4.4 : Précision de la méthode de réduction pour les GPEG à condensation à air

Les résultats sont les suivants :

- la méthode de réduction proposée permet de classer les GPEG d'après leur performances saisonnières,
- de plus, l'erreur de performance commise par application de la méthode réduite, en rapport aux performances calculées au pas de temps horaire, reste inférieure à l'incertitude expérimentale de mesure,
- l'EER nominal ne permet pas de classer les GPEG à condensation à air pour aucune des deux courbes de charge retenues ; il conduirait notamment pour Londres-DAC à choisir le moins efficace des 5 GPEG d'un point de vue saisonnier,
- la méthode permet de traduire correctement les performances saisonnières des GPEG, cependant, l'erreur réalisée augmente pour la courbe de charge du système DAC à Londres pour laquelle les taux de charge faibles sont énergétiquement importants, et le cyclage mal traduit en dessous de 25 %,
- l'impact du cyclage avec la formule proposée reste négligeable pour Séville-DAC-FC, entre 0.3 % et 2.5 % (respectivement GPEG n°2 et 5); il est compris entre 1 % et 10 % (respectivement GPEG n°2 et 5) pour Londres-DAC suivant la puissance du plus petit étage disponible,
- le potentiel de dégradation de l'efficacité lié au cyclage du ventilateur, nous avons pris comme hypothèse 10 % de perte d'efficacité lors du fonctionnement à débit d'air réduit, ainsi qu'une limite d'amélioration de l'efficacité à 15 °C est réalisé à niveau de 6 % à Londres, et de 1 % à Séville conformément aux conditions de température et de charge observées. Son impact n'est donc pas négligeable pour Londres même avec les hypothèses minimalistes réalisées.

## Prise en compte du cyclage

En appliquant la même méthode pour le calcul des 4 points représentatifs que pour le calcul horaire, les faibles charges sont mal représentées, puisque le GPEG n'est supposé cycler qu'entre 25% et le plus petit étage de puissance. Ceci signifie que l'application d'une règle à 4 points pour un GPEG mono-compresseur surestimerait le coefficient de performances saisonnières si les pondérations à faible charge sont importantes, comme pour Londres ; dans ce cas, il semble préférable de réaliser le calcul saisonnier en ajoutant des points à faible charge ou en augmentant le nombre de points de calcul de manière à garder un point de taux de charge inférieur ou égal à 15 %.

### Incertitudes expérimentales de mesure

Il est possible de majorer l'incertitude expérimentale liée au calcul du SEER à partir de l'équation 4.12 suivant l'équation (4.16) :

$$\frac{\Delta \text{SEER}}{\text{SEER}} \leq \sqrt{\left(A \cdot \frac{\Delta \text{EER}_A}{\text{SEER}}\right)^2 + \left(B \cdot \frac{\Delta \text{EER}_B}{\text{SEER}}\right)^2 + \left(C \cdot \frac{\Delta \text{EER}_C}{\text{SEER}}\right)^2 + \left(D \cdot \frac{\Delta \text{EER}_D}{\text{SEER}}\right)^2} \quad (4.16)$$

Les incertitudes sur l'efficacité pour chacun des 4 points A, B, C et D sont calculées pour les conditions normatives [CEN, 1998] spécifiées Partie 2.

L'incertitude composée du calcul de pondération des efficacités engendre des incertitudes maximales de 6 % pour les conditions de Londres et de 4 %, pour les conditions de Séville.

#### 1.1.3.4 Application aux GPEG à condensation à eau

L'application de la méthode de réduction pour les GPEG est réalisée sur la température d'entrée d'eau au condenseur. Jusqu'à présent, nous avons considéré que le dimensionnement de la tour de refroidissement était dépendant du GPEG. La puissance nominale à évacuer était utilisée afin de dimensionner le débit d'air de la tour de refroidissement. Cependant, l'impact du choix du GPEG sur la température d'entrée d'eau de la tour est relativement faible. En effet, la puissance à évacuer est la somme de la puissance frigorifique nominale et de la puissance électrique. Ainsi, les différences d'efficacité entre deux groupes affectent 1/6 seulement de la puissance à évacuer, pour une efficacité de 5.

Comparons les sorties de la méthode de réduction appliquée à la courbe de charge horaire Londres-DAC, pour les 4 GPEG à condensation à eau (Tableau 4.6).

Taux de charge	Température d'entrée d'eau au condenseur (°C)				Coefficients de pondération			
	100%	75%	50%	25%	100%	75%	50%	25%
N°6	28.44	24.88	21.93	18.79	0.38%	11.16%	40.93%	47.52%
N°4	28.34	24.74	21.78	18.67	0.38%	11.00%	41.27%	47.35%
N°3	28.45	24.88	21.90	18.77	0.38%	11.34%	40.59%	47.69%
N°1	28.48	24.92	21.94	18.80	0.38%	11.22%	40.81%	47.59%
Virtuel	28.42	24.83	21.86	18.71	0.38%	11.29%	40.65%	47.68%

**Tableau 4.6 : Application de la méthode de réduction à la température d'entrée d'eau au condenseur pour les 4 GPEG à condensation à eau et un groupe virtuel « moyen », courbe de charge Londres-DAC**

L'impact du dimensionnement adaptatif du débit d'air de la tour de refroidissement au GPEG sur les conditions réduites et donc sur les performances finales est négligeable. Pour la suite, nous définissons donc un GPEG moyen qui permettra de réaliser la réduction pour l'ensemble des GPEG.

Ses performances sont définies par les caractéristiques moyennes des GPEG à condensation à eau testés :

- EER nominal : 4.6.
- EER indépendant du taux de charge.
- La puissance frigorifique augmente de 10 % lorsque la température d'entrée d'eau au condenseur passe de 30 °C à 20 °C.
- L'efficacité croît de 30 % lorsque la température d'entrée d'eau au condenseur passe de 30 °C à 20 °C.

Les résultats de la réduction avec le GPEG virtuel pour la courbe de charge sont semblables à ceux des autres GPEG, Tableau 4.6. Nous conservons donc ses caractéristiques afin de réaliser l'ensemble des réductions.

#### **1.1.4 Conclusion sur la méthode de réduction des courbes de charge**

Nous avons établi une méthode permettant de réduire à peu de points des courbes de charge horaire tout en gardant une précision inférieure à l'incertitude expérimentale saisonnière.

Les principales différences par rapport à la méthode décrite dans la norme [ARI, 1998] sont les suivantes :

- répartition des poids de fonctionnement simulant le comportement d'un GPEG à N étages,
- température de dimensionnement adaptée à la courbe et non prédéfinie,
- adaptation de la température d'eau au condenseur pour les GPEG à condensation à eau par simulation d'une tour de refroidissement humide.

La précision<sup>1</sup> obtenue découle des faits suivants :

- l'existence d'une forte corrélation qui relie quasi-linéairement l'évolution du taux de charge et de la température extérieure,
- la réduction est réalisée en utilisant la même répartition de fonctionnement entre étages de puissance qu'un GPEG réel à puissance étagée.

Malgré le cadre précis dans lequel elle a été établie, en vue de son application ci-après, afin de déterminer les conditions moyennes d'un index de performances saisonnières, cette réduction permet de représenter sans biais la courbe de charge d'un GPEG à partir de N températures et N coefficients de pondération. Ceci en fait donc une méthode intéressante, comme nous l'avons montré, pour l'analyse des courbes de charge et la comparaison simplifiée de GPEG pour une courbe de charge donnée. Il reste cependant à la valider pour d'autres bâtiments et systèmes.

De plus, dans le cadre d'une application à 4 points, afin de représenter avec plus de précision les performances à faibles taux de charge partielle quand leur poids est élevé (comme pour le climat de Londres), il faudrait diminuer le plus petit taux de charge en-dessous de 15 %.

---

<sup>1</sup> Notons que les intervalles de discrétisation initiaux de binT et binL, n'ont pas d'influence sur la détermination des températures et coefficients A, B, C et D dans le cas de la condensation à air, mais peuvent faire varier la précision dans le cas de la condensation à eau, comparaison des Tableaux 4.6 (précision 2°C et 5 %) et 4.8 (précision 1 °C et 1 %), Milan DAC.

## 1.2 Facteurs d'influence des performances saisonnières

Toutes les conditions nécessaires sont maintenant réunies pour étudier l'évolution des performances saisonnières des GPEG.

Les résultats des réductions opérées comme décrit au paragraphe 1, pour les 12 courbes de charge à disposition, sont présentés Tableau 4.7, pour la condensation à air, et Tableau 4.8 pour la condensation à eau. Ils permettent d'interpréter les résultats des évolutions des performances saisonnières.

Cependant, les résultats de performances saisonnières affichés dans cette partie correspondent au calcul au pas de temps horaire. Le cyclage et le cyclage du ventilateur sont pris en compte.

Climat	Système	Température d'entrée d'air au condenseur (°C)				Coefficients de pondération (4.16)			
		100%	75%	50%	25%	100%	75%	50%	25%
Londres	DAC	27.6	24.8	20.9	17.1	0.7%	9.7%	42.5%	47.1%
	DAC-FC	27.6	26.1	24.3	22.4	4.2%	26.7%	37.6%	31.5%
	VC	27.6	24.6	20.1	16.1	0.5%	8.7%	48.5%	42.3%
	DAV	27.6	25.6	22.4	17.6	1.1%	7.7%	29.1%	62.1%
Milan	DAC	31.2	28.0	23.1	18.1	3.6%	33.9%	41.7%	20.8%
	DAC-FC	31.2	28.0	24.8	22.0	5.7%	54.4%	31.1%	8.8%
	VC	31.4	28.1	23.1	17.7	3.1%	32.0%	40.5%	24.3%
	DAV	31.6	28.9	24.5	19.1	2.6%	30.7%	39.5%	27.2%
Séville	DAC	36.7	32.1	26.3	19.8	3.5%	38.2%	39.1%	19.2%
	DAC-FC	36.7	32.1	27.4	22.8	4.4%	47.5%	37.3%	10.7%
	VC	36.9	32.3	26.5	19.2	2.8%	35.3%	40.2%	21.7%
	DAV	37.2	33.4	28.0	21.1	1.6%	30.7%	43.9%	23.8%

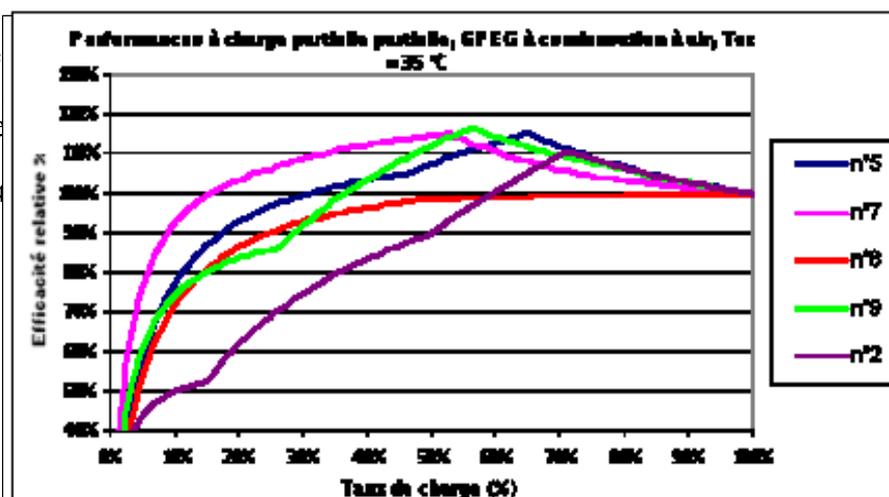
Tableau 4.7 : Application de la méthode de réduction aux courbes de charge horaire disponibles, condensation à air

Climat	Système	Température d'entrée d'eau au condenseur (°C)				Coefficients de pondération (4.16)			
		100%	75%	50%	25%	100%	75%	50%	25%
Londres	DAC	28.3	24.8	21.7	18.5	0.38%	10.96%	41.53%	47.13%
	DAC-FC	27.2	26.1	22.3	20.3	2.23%	22.34%	44.54%	30.89%
	VC	28.3	24.5	21.5	18.3	0.32%	10.38%	46.35%	42.96%
	DAV	26.8	26.2	22.4	18.3	0.07%	9.42%	27.23%	63.28%
Milan	DAC	28.8	25.9	21.9	18.4	2.96%	35.53%	39.66%	21.85%
	DAC-FC	30.4	26.5	23.2	19.8	0.04%	43.26%	42.65%	14.05%
	VC	27.5	25.3	21.6	18.0	1.87%	32.39%	43.29%	22.45%
	DAV	28.7	26.1	22.5	18.5	2.90%	32.51%	34.75%	29.84%
Séville	DAC	29.0	26.2	22.6	18.6	3.31%	38.69%	38.16%	19.85%
	DAC-FC	29.0	26.2	22.8	19.5	4.15%	45.90%	40.06%	9.89%
	VC	28.9	26.2	22.8	18.6	2.30%	36.20%	38.97%	22.54%
	DAV	28.9	26.5	23.2	18.8	2.03%	30.28%	42.67%	25.02%

Tableau 4.8 : Application de la méthode de réduction aux courbes de charge horaire disponibles, condensation à eau

Les courbes (Figure 4.1) l'analyse de

Figure 4



ation à eau pour faciliter

denseur de

Figure 4.16 : Efficacité relative à charge partielle, à température d'entrée d'air au condenseur de 35°C, pour les GPEG à condensation à air définis Partie 2

## 1.2.1 Impact du climat et du système

### 1.2.1.1 Condensation à air

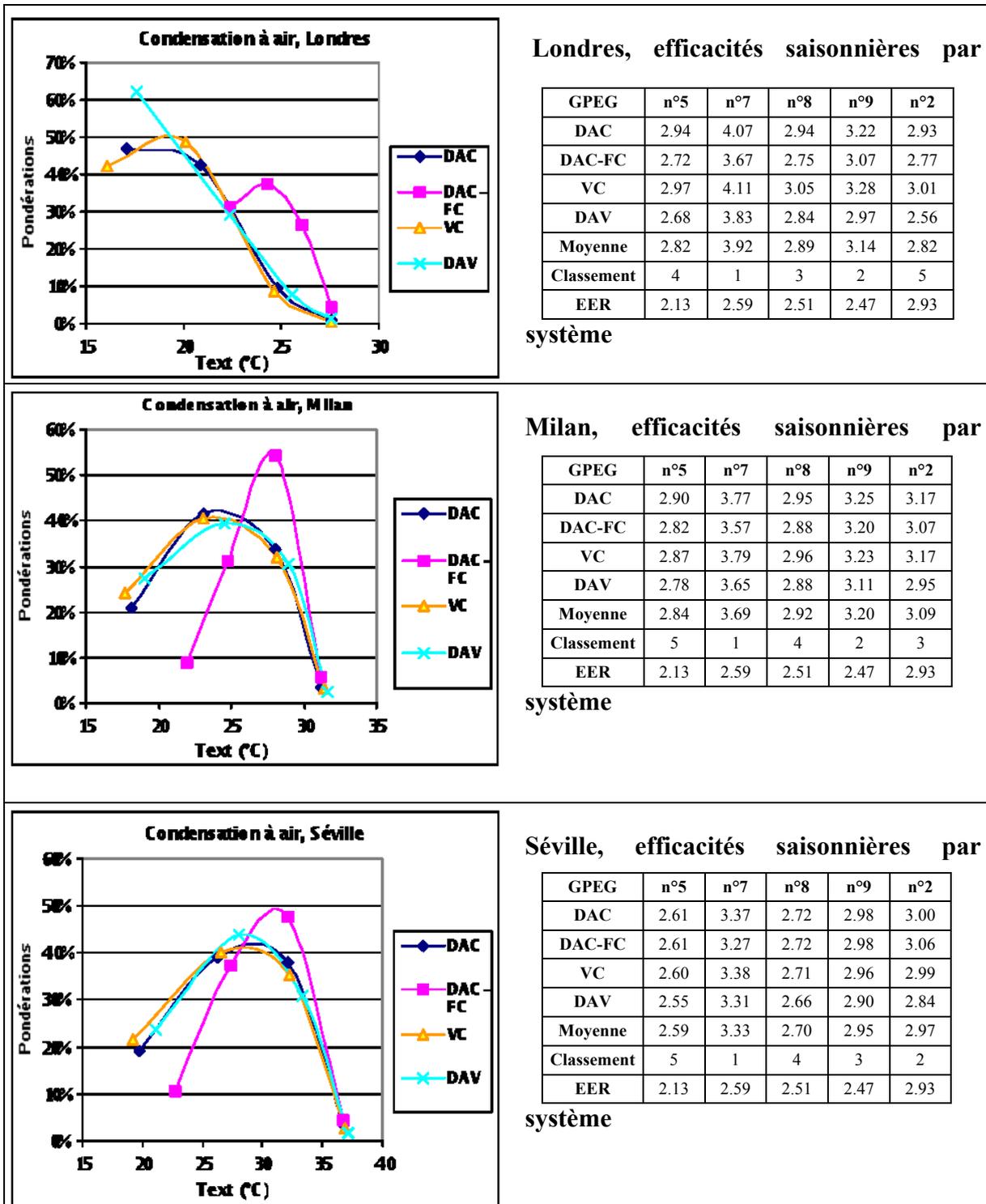


Tableau 4.9 : Courbes [pondération – température] par climat pour les différents systèmes et performances saisonnières calculées au pas de temps horaire pour les GPEG à condensation à air

### Courbes de charge par système

Les conditions de température et de pondération (Tableau 4.9) sont relativement proches pour les systèmes DAC, VC et DAV pour les trois climats.

Le système DAV montre cependant un poids augmenté à 25 % de taux de charge pour Londres ; ce décalage est accompagné d'une translation des températures vers les températures plus importantes. Ce fait traduit le fait que le VAV crée notablement moins de charges que le système DAC, par réduction de la puissance de ventilation et donc de la puissance de ventilation rejetée à l'intérieur du bâtiment.

Le système DAC-FC permet d'éviter de fournir une partie de la puissance frigorifique à basse température d'air extérieur. Son poids total de fourniture de la puissance frigorifique est déplacé vers des températures plus élevées ; les poids des forts taux de charge augmente ; les faibles taux de charge sont décalés vers la droite.

Le système DAV et le système DAC-FC permettent un gain sur la charge frigorifique à fournir, d'autant plus que la charge est faible, qui se traduit par une augmentation des températures réduites moyennes.

Entre Milan et Séville, les courbes de pondération pour les systèmes DAC, DAV et VC sont quasiment inchangées. Le gain moyen observé est essentiellement lié au gain de température, ce qui se vérifie en observant l'évolution de l'efficacité d'un GPEG dont l'efficacité se dégrade à charge partielle, n°2, et celle d'un groupe dont l'efficacité s'améliore à charge partielle, GPEG n°7.

L'impact du système sur les différences de consommations des GPEG est inférieur à 10 %. Les différences proviennent essentiellement des systèmes DAC-FC et DAV. Pour les systèmes à ventilo-convecteur et à débit d'air constant, on ne note pas de différence des performances saisonnières.

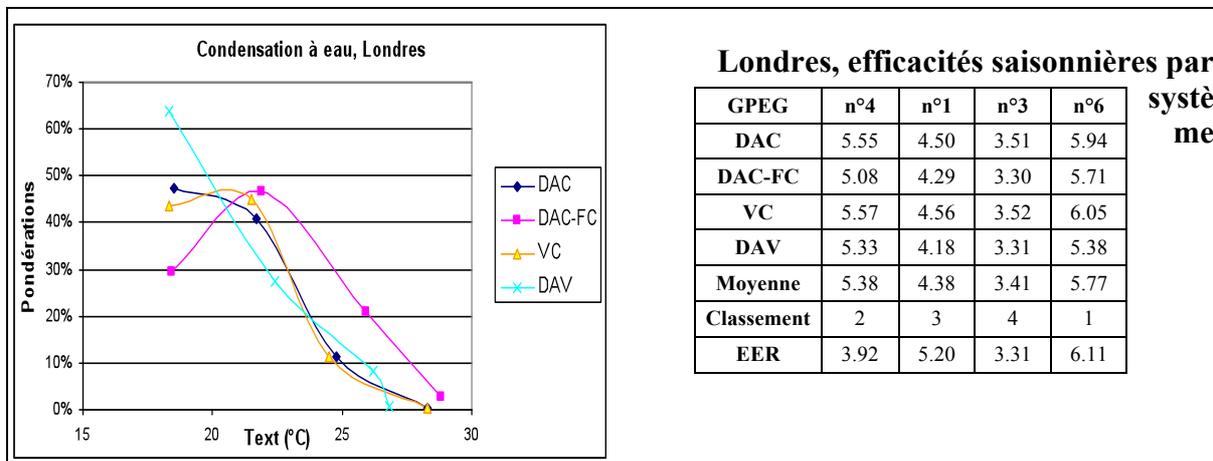
### Performance moyenne des GPEG

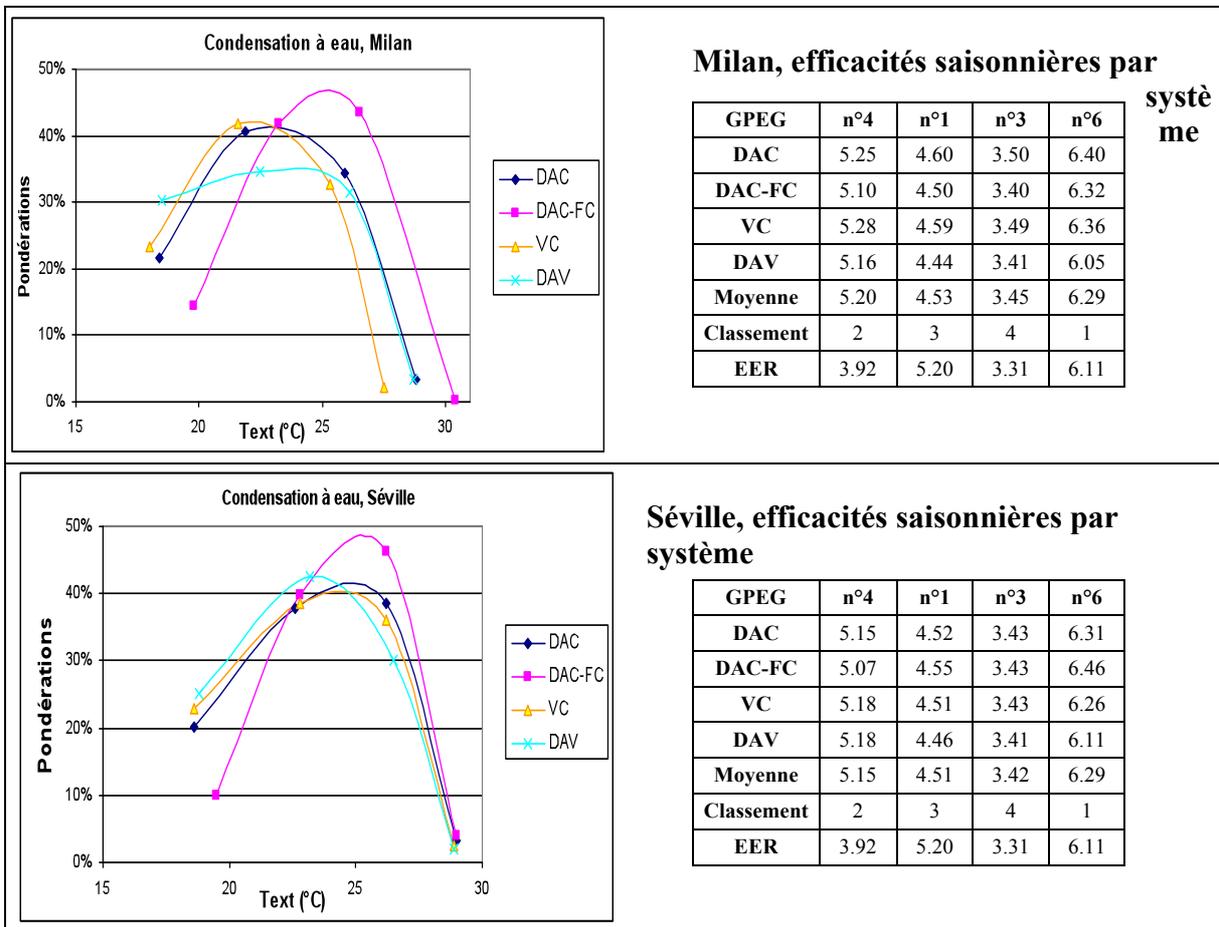
Le classement des performances saisonnières (moyenne de l'efficacité pour les 4 systèmes, DAC, DAC-FC, VC, FC) pour les 3 climats est relativement stable et n'est jamais conforme au classement des efficacités nominales.

D'autre part, la dispersion des efficacités nominales des 5 GPEG couvre quasiment l'ensemble des efficacités nominales proposées sur le marché (typiquement entre 2 et 3). Ainsi, pour les GPEG à condensation à air testés et le jeu de courbes de charge système bâtiment envisagé, le facteur ayant le plus d'impact sur les performances saisonnières, quel que soit le climat, est la performance du groupe à charge partielle.

En conséquence, et malgré les défauts de conceptions mis en évidence pour les GPEG n° 7 et n° 9 (4 compresseurs scroll, 2 circuits, 1 tandem par circuit), ils sont classés premiers pour tous les climats. A Londres le GPEG n°5, d'EER nominal 2.13, est aussi performant d'un point de vue saisonnier que le GPEG n° 2, d'EER nominal 2.93. Le gain d'efficacité saisonnière en rapport à l'efficacité nominale pour les GPEG n°5 et n°7 est de l'ordre de 60 %. En même temps, la performance saisonnière du GPEG n°2 diminue de 3 %.

#### 1.2.1.2 Condensation à eau





**Tableau 4.10 : Courbes pondération – température par climat pour les différents systèmes et performances saisonnières calculées au pas de temps horaire pour les GPEG à condensation à eau**

### Courbes de charge par système

Pour les GPEG à condensation à eau, les températures de l'air extérieur sont « filtrées » par la tour de refroidissement<sup>1</sup>. Ainsi, les conditions de dimensionnement étant identiques, les températures d'opération (Température d'entrée d'eau au condenseur,  $T_{ec}$ , Tableau 4.10) pour les 4 différents taux de charge sont proches pour tous les systèmes. Les modifications des pondérations énergétiques suivent les mêmes tendances déjà observées lors de l'étude des GPEG à condensation à air, ci-dessus.

### Performance moyenne des GPEG

Les pondérations des deux climats Séville et Milan étant très proches, les performances saisonnières restent voisines. Entre Milan et Londres par contre, l'évolution des performances dépend fortement du comportement à charge partielle. Pour tous les climats et systèmes, les performances saisonnières du GPEG n°4 sont de 0.5 à plus de 1 point supérieures (entre 10 et 20 %) à celles du GPEG n°1, alors que l'efficacité nominale du GPEG n°1 est 20 % supérieure à celle du GPEG n°4.

#### 1.2.1.3 Conclusion

L'efficacité nominale à pleine charge est un très mauvais indicateur de la performance saisonnière moyenne des GPEG à condensation à air. Son utilisation peut amener à choisir le GPEG le moins efficace en moyenne. Les deux raisons de ce phénomène sont :

- les efficacités nominales des GPEG à condensation à air sont relativement proches,
- les comportements à charge partielle sont très différenciés.

Pour les GPEG à condensation à eau, la plage de variation des efficacités nominales étant plus importante, l'efficacité nominale à pleine charge redevient un critère important

<sup>1</sup> Nous rappelons que les débits d'air de dimensionnement relatifs à la puissance nominale de chaque GPEG sont différents pour les trois climats.

d'efficacité. Cependant, les variations de performances à charge partielle restent très importantes (inversion des GPEG n°4 et n°1).

De plus, il apparaît que pour les GPEG à condensation à air et à condensation à eau, le classement des performances moyennes saisonnières reste relativement stable pour tous les climats, l'impact du système de climatisation centralisé installé étant secondaire en rapport à l'impact du climat.

### 1.2.2 Impact énergétique du surdimensionnement

Le dimensionnement des GPEG devrait être réalisé à partir de la connaissance de la courbe de charge dynamique horaire et des température d'air extérieur (air humide pour les tours de refroidissement) correspondantes. Les outils de simulation restant en pratique relativement peu utilisés ; des méthodes simplifiées, basées sur un jour type de dimensionnement, sont en général utilisées, menant à des surdimensionnements importants des puissances frigorifiques installées. Pour les systèmes utilisés ici, une telle méthode, appliquée initialement, avait amené à des surdimensionnements des GPEG de l'ordre de 30% en comparaison à la méthode décrite précédemment (Partie 4, § 1.2.1).

Les causes de l'inadéquation [Brasselet, 1992] des dimensionnements simplifiés sont au nombre de deux :

- le cumul de toutes les charges thermiques pour le jour de dimensionnement retenu,
- la non-prise en compte de l'inertie qui déphase les apports directs et indirects.

De plus, des coefficients de « sécurité » sont fréquemment appliqués.

#### 1.2.2.1 Cas des GPEG à condensation à air

Afin d'illustrer l'impact du surdimensionnement sur les performances saisonnières des GPEG, nous utilisons le schéma suivant :

- le dimensionnement idéal est réalisé, il correspond donc au cas de surdimensionnement nul,
- la puissance de dimensionnement est ensuite augmentée de 30 puis de 60 %.

Les courbes de charge extrêmes à disposition sont retenues. Dans les tableaux 4.11 et 4.12 (les courbes de charges utilisées respectives sont Londres-DAC et Séville DAC-FC), figurent les coefficients de performances saisonnières calculés au pas de temps horaire, pour l'ensemble des GPEG et des coefficients de surdimensionnement retenus.

Londres-DAC	n°5	n°7	n°8	n°9	n°2
<b>Surdimensionnement 0 %</b>	2.94	4.07	2.94	3.22	2.93
<b>Surdimensionnement 30 %</b>	2.77	3.96	2.79	3.00	2.62
<b>Ecart 30 % / 0 %</b>	-6%	-3%	-5%	-7%	-10%
<b>Surdimensionnement 60 %</b>	2.63	3.83	2.66	2.82	2.40
<b>Ecart 60 % / 0 %</b>	-11%	-6%	-10%	-12%	-18%

Tableau 4.11 : Impact du surdimensionnement sur les performances saisonnières, courbe de charge du système DAC à Londres

Séville-DAC-FC	n°5	n°7	n°8	n°9	n°2
<b>Surdimensionnement 0 %</b>	2.61	3.27	2.72	2.98	3.06
<b>Surdimensionnement 30 %</b>	2.53	3.30	2.65	2.90	2.77
<b>Ecart 30 % / 0 %</b>	-3%	1%	-3%	-3%	-9%
<b>Surdimensionnement 60 %</b>	2.43	3.26	2.58	2.74	2.53
<b>Ecart 60 % / 0 %</b>	-7%	0%	-5%	-8%	-17%

Tableau 4.12 : Impact du surdimensionnement sur les performances saisonnières, courbe de charge du système DAC-FC à Séville

Pour les deux courbes de charge utilisées, les 4 coefficients de pondération de l'énergie frigorifique en fonction du taux de charge ont été rapportés Tableau 4.7.

Dans les deux cas, le surdimensionnement correspond à une dégradation des performances saisonnières pour tous les GPEG sauf pour le GPEG n°7, dont la performance saisonnière

reste stable à Séville, de par le poids énergétique plus important des taux de charge plus élevés.

La décroissance des performances saisonnières est plus importante pour Londres-DAC du fait du poids plus important des faibles taux de charge et des performances dégradées des groupes à ce point par cyclage ou étagement inefficace. Pour le GPEG n°2 qui possède le comportement à charge partielle le moins efficace, la perte de performance correspond à 17 % à Séville et à Londres pour 60 % de surdimensionnement.

En conclusion, le surdimensionnement est à éviter pour la majorité des GPEG à condensation à air d'un point de vue énergétique. De plus, pour les GPEG à technologie scroll dont l'efficacité peut s'améliorer à capacité partielle, il n'y a pas de gain d'efficacité notable suite au comportement en cyclage sur le plus petit étage de puissance. En conséquence, pour ces GPEG, le surdimensionnement correspond à un investissement inutile.

### **1.2.2.2 Cas des GPEG à condensation à eau**

Pour le dimensionnement de centrales de production d'eau glacée basées sur un GPEG à condensation à eau, les sources de consommation électrique sont les suivantes :

- la pompe de circulation d'eau glacée,
- le GPEG,
- la pompe de circulation de la boucle d'eau de condensation,
- la puissance des ventilateurs de la tour de refroidissement.

A débit d'eau glacée constant, les conclusions obtenues pour les GPEG à condensation à air s'appliquent. Le surdimensionnement apporte une double pénalité puisqu'il oblige à augmenter légèrement la puissance de la tour de refroidissement (suite à la décroissance de l'efficacité du GPEG) et donc à augmenter la puissance électrique de ventilation afin d'assurer des conditions de condensation égales. Si ce surdimensionnement n'est pas effectué, il y aura une pénalité supplémentaire sur l'efficacité saisonnière du groupe par effet de température.

La connaissance des performances à capacité partielle du groupe permet de plus d'optimiser le dimensionnement de la tour de refroidissement d'un point de vue saisonnier, permettant de réaliser des gains de quelques pourcents hors prise en compte de la pompe de circulation de la boucle de condensation, comme démontré par [Summers, 2000].

### **1.2.3 Conclusion**

Il est crucial de connaître les performances des GPEG à charge partielle, sans quoi, l'incertitude qui pèse sur les consommations électriques des systèmes de climatisation centralisés à production d'eau glacée est très importante ; nous avons mis en évidence que les différences de performances saisonnières pouvaient amener à des surconsommations de 30 % (dimensionnement excessifs, mauvais comportement à charge partielle) en rapport à ce que donnerait un calcul basé simplement sur l'EER ou au contraire à un gain d'efficacité jusqu'à 60 %. Ainsi, l'absence d'informations sur le comportement des GPEG à charge partielle, peut, dans le pire des cas, conduire à sous ou surestimer la consommation annuelle du GPEG d'un facteur deux.

### 1.3 Index de performances saisonnières

Nous définissons maintenant les conditions moyennes pour lesquelles les GPEG doivent être qualifiés. La méthode de réduction des courbes de charge permet, pour un bâtiment et un système donné, de calculer les taux de charge moyens et températures d'opération coïncidentes. Les coefficients de pondération A, B, C et D traduisent la répartition de l'énergie frigorifique nécessaire pour chacune des conditions d'essais définies.

La définition d'un index de performances saisonnières pour l'Europe revient à se poser la question suivante : quelles sont les conditions moyennes d'opération d'un GPEG en Europe ?

Le problème est donc similaire au problème traité ci-dessus, le bâtiment de bureaux considéré ci-dessus étant maintenant l'ensemble de toutes les installations existantes en Europe. Il faut donc définir « une courbe de charge moyenne européenne » puis la réduire suivant la méthode présentée ci-dessus.

#### 1.3.1 Calcul des conditions réduites pour l'Europe

##### 1.3.1.1 Prise en compte du stock européen des systèmes centralisés

L'étude de marché des systèmes de climatisation centralisée [EECCAC, 2002] a permis de montrer que les principaux systèmes utilisés étaient du type ventilo-convecteurs avec alimentation en eau glacée et systèmes à débit d'air constant. Les installations basées sur des centrales de traitement d'air à débit d'air variable sont relativement peu fréquentes en Europe. Il en va de même pour l'utilisation de systèmes avec économiseur. Ainsi, leur impact sur le stock des systèmes centralisés est supposé faible. En conséquence, ces deux systèmes aux performances énergétiques largement supérieures aux deux précédents, ont été envisagés comme des options d'efficacité énergétique ; ils sont ici traités séparément. Si l'ensemble des secteurs des bâtiments tertiaires a été reconstitué, nous nous limitons uniquement aux systèmes installés dans les bureaux, principal marché et stock de la climatisation centralisée à base de GPEG en Europe.

Le modèle de stock utilise deux sources principales que sont :

- les informations recueillies auprès d'experts nationaux,
- les chiffres de vente des fabricants de matériel de climatisation fournis par Eurovent.

La réconciliation des chiffres obtenus par les deux sources a conduit à définir des  $m^2$  apparents par pays, secteurs et type de système ; ils correspondent aux  $m^2$  réels via l'hypothèse d'un dimensionnement constant de  $120 \text{ W/m}^2$ . D'autre part, les besoins de refroidissement sont connus en  $\text{kWh/m}^2$  réels pour les trois climats simulés.

Il faut donc traduire les  $m^2$  « apparents » en  $m^2$  réels en déterminant les conditions de dimensionnement pour chaque pays. De plus, les calculs horaires n'ont été menés que pour 3 climats distincts. Comment les rendre compatibles avec les données de stock, en  $m^2$  par pays ?

Pour résoudre les deux problématiques de dimensionnement, la même méthode est utilisée. Afin de « reconstituer » les climats des différents pays européens à partir des trois climats simulés, nous utilisons la clé de répartition suivante, fournie par [EECCAC, 2002], Tableau 4.13. Les climats des pays sont réduits au climat de leur capitale dans le cas de pays aux climats homogènes, par exemple, de superficie réduite (Autriche, Belgique ...). Les pays d'étendue plus importante et / ou de climats plus variés, sont supposés être la pondération de deux climats de capitales ou des trois villes pour lesquelles les simulations ont été réalisées.

Pays	Pondération climatique
Austria	100% Munich
Belgium	100% Brussels
Denmark	50% Stockholm 50% Amsterdam
Finland	100% Stockholm
France	50% London 50% Milan
Germany	50% Berlin 50% Munich
Greece	20% Seville 80% Milan
Ireland	100% London
Italy	20% Seville 80% Milan
Luxembourg	100% Brussels
Netherlands	100% Amsterdam
Portugal	20% Seville 80% Milan
Spain	100% Seville
Sweden	100% Stockholm
UK	100% London

Tableau 4.13 : Hypothèses réalisées pour représenter les divers climats de l'Europe des 15

A partir de cette hypothèse, les degré-jour de refroidissement (référence 15 °C) sont calculés pour les villes restantes. Afin de déterminer les dimensionnements pour chacun des pays ainsi que les consommations unitaires moyennes par m<sup>2</sup>, nous procédons comme suit :

- pour Londres, Milan et Séville, ces valeurs sont connues,
- Nous traçons une droite reliant les besoins ou les dimensionnements obtenus par simulation en fonction du nombre de degré-jour entre Milan et Londres,
- la valeur recherchée est calculée pour la ville inconnue (Bruxelles, Stockholm, Amsterdam, Munich, Berlin) est interpolée à partir du nombre de degré-jours,
- la valeur pour le pays en question peut donc être recalculée sur la base des pondérations climatiques présentées Tableau 4.13.

Nous disposons maintenant du dimensionnement réel en W/m<sup>2</sup>. Ceci permet de calculer les surfaces réelles pour chaque pays, et le besoin de climatisation moyen annuel par m<sup>2</sup>, en multipliant par les consommations unitaires.

Puis, le produit des besoins énergétiques par m<sup>2</sup> multiplié par les m<sup>2</sup> donne les coefficients de pondération des types de systèmes centralisés retenus, système tout air à débit d'air constant et système à ventilo-convecteurs. Les résultats des pondérations énergétiques des différents pays sont rapportés dans le Tableau 4.14.

Pays	Aus	Bel	Den	Fin	Fra	Ger	Gre	Ire	Ita	Lux	Neth	Por	Spa	Swe	UK	
Coefficients de pondération	DAC	0.8%	0.3%	0.1%	0.2%	9.9%	3.2%	5.4%	0.1%	38.0%	0.0%	0.7%	1.1%	37.3%	0.4%	2.5%
	VC	0.8%	0.4%	0.1%	0.3%	9.0%	3.2%	4.9%	0.1%	34.6%	0.0%	0.8%	1.0%	41.4%	0.6%	2.8%

Tableau 4.14 : Coefficients de répartition des besoins de climatisation pour les deux systèmes centralisés communs

Les pays de l'Europe méridionale (Espagne, Grèce, Italie, Portugal) représentent à eux seuls près de 85 % des besoins énergétiques de refroidissement en Europe, et près de 95 % en ajoutant la France.

Pour les pays du nord de l'Europe, les simulations au pas de temps horaire ne sont pas disponibles pour les climats de référence. Ils représentent environ 6% des besoins de climatisation en Europe. Pour ne pas négliger complètement ces pays, leurs coefficients de pondération sont ajoutés à celui du Royaume-Uni. Les simulations pour Londres traduiront donc environ 13 % des besoins énergétiques de l'Europe.

Climat	Londres	Milan	Séville	
Coefficients de pondération	DAC	5.3%	16.1%	18.4%
	VC	8.2%	22.2%	29.8%
	DAC-	6.5%	41.6%	51.9%
	DAV	10.6%	40.3%	49.1%

Tableau 4.15 : Clef de répartition des besoins de climatisation européens rapportés à 3 climats, Londres, Milan et Séville

Les clefs de répartition du Tableau 4.15 doivent être interprétées comme suit :

- Le stock de système centralisé est réparti entre les systèmes tout air et les systèmes de type ventilo-convecteurs, à hauteurs respectives d'environ 40 et 60%,
- Les systèmes à débit d'air variable et à économiseur ont la même clef de répartition en termes de surface climatisée que les systèmes tout air à débit d'air constant ; cependant, les coefficients diffèrent, de par les différences de dimensionnement et de besoin frigorifique unitaire pour les simulations de référence (Cf. Tableaux 4.7 et 4.8).

### 1.3.1.2 Condensation à air

Deux approches sont possibles ici. Nous avons expliqué que le problème est équivalent à la détermination d'une courbe de charge moyenne européenne.

La méthodologie peut être adaptée pour sommer des courbes de charge pondérées. La seule contrainte particulière provient des conditions de dimensionnement qui diffèrent pour les trois climats. Une solution consiste à rapporter les taux de charge à une température de dimensionnement commune, les coefficients de dimensionnement venant alors modifier les coefficients de pondération des courbes de charge.

Cependant, nous avons vérifié que moyenniser les conditions réduites est équivalent à réaliser une courbe de charge moyenne, pondération des courbes de charge initiale, dans la limite des courbes de charge disponibles. De ce fait, les pondérations directes des conditions sont réalisées. Les coefficients horaires moyens affichés (Tableau 4.19 et 4.20) sont la pondération des températures et coefficients de performances saisonnières calculés à partir de chaque courbe de charge.

Les résultats sont présentés Tableau 4.16. Conformément au déséquilibre des besoins entre les pays du sud et du nord de l'Europe, les températures et pondérations sont proches de celles observées pour Milan et Séville.

Taux de charge	Chiffres moyens		Application DAC-FC		Application DAV	
	Températures	Pondérations	Températures	Pondérations	Températures	Pondérations
100	34.0	3%	33.9	4%	34.6	2%
75	30.1	33%	30.1	45%	31.2	30%
50	24.7	41%	25.5	35%	26.3	41%
25	18.6	23%	21.0	15%	20.1	28%

**Tableau 4.16 : Application de la méthode de réduction pour dériver un jeu de coefficients moyens de conditions d'essais et de pondérations pour l'Europe des 15, pour les systèmes centralisés**

A partir de l'équation 4.12 et des résultats du Tableau 4.16, il devient donc possible de calculer un coefficient des performances moyennes pour les GPEG à condensation à air pour l'Europe des 15.

### 1.3.1.3 Condensation à eau

La méthode mise en place pour les GPEG à condensation à air peut être directement appliquée pour les GPEG à condensation à eau. En effet, il a été supposé, pour l'établissement des parts de marché pour les deux types de condensation, une répartition uniforme pour l'Europe des 15. Les résultats sont présentés Tableau 4.17.

Etant donné que les températures et coefficients de pondération obtenus pour les courbes de charge horaires dévient des conditions pour les GPEG à condensation à air (Tableaux 4.7 et 4.8), les résultats obtenus diffèrent.

Les températures étant proches pour les trois climats, car comme nous l'avons vu, elles dépendent en premier lieu du dimensionnement effectué pour la tour de refroidissement, il n'y a pas de différence notable quant aux températures opératives pour l'index suivant les différents climats. Les poids de fonctionnement sont encore une fois proches des poids énergétiques observés pour Milan et Séville.

Taux de charge	Chiffres moyens		Application DAC-FC		Application DAV	
	Températures (°C)	Pondérations	Températures (°C)	Pondérations	Températures (°C)	Pondérations
100	28.6	2%	29.4	2%	28.7	2%
75	25.8	34%	26.2	44%	26.2	30%
50	22.3	40%	22.9	41%	22.8	39%
25	18.5	24%	19.6	12%	18.6	29%

**Tableau 4.17 : Application de la méthode de réduction pour dériver un jeu de coefficients moyens de conditions d'essais et de pondérations pour l'Europe des 15, pour les systèmes centralisés**

### 1.3.1.4 Simplification des coefficients et conditions d'essais

Afin de simplifier l'application de l'index, certains arrondis peuvent être réalisés sans modifier significativement la valeur obtenue. En bloquant la température à la température de dimensionnement, nous nous exposons à modifier les coefficients de pondération sensiblement. Au contraire, une fois les coefficients connus, une différence de 1 °C de la température correspondant à un taux de charge de 100 % ne modifiera la performance saisonnière que de quelques pour mille (nous avons établi Partie 2 que l'ordre de grandeur de variation de l'efficacité avec la température était de 2.5 % par °C). Les résultats des Tableaux 4.16 et 4.17 sont rapportés Tableau 4.18 en vue d'être simplifiés.

Taux de charge	Résultats bruts, AIR		Résultats bruts, EAU		Résultats pratiques		
	Températures (°C)	Pondérations	Températures (°C)	Pondérations	Température d'entrée d'air (°C)	Température d'entrée d'eau (°C)	Pondérations
100	34.0	2.8 %	28.4	2.6 %	35	30	3 %
75	30.1	33.1 %	25.8	33.5 %	30	26	33 %
50	24.7	41.0 %	22.2	40.4 %	25	22	41 %
25	18.6	23.2 %	18.5	23.6 %	19	18	23 %

**Tableau 4.18 : Températures et coefficients de pondération de l'index de performances saisonnières européen, pour application pratique**

### 1.3.2 Index final

Afin d'étendre les résultats expérimentaux obtenus, nous appliquons la chaîne de calcul à des GPEG supplémentaires, dont les performances à capacité partielle sont issues de données fournies par des membres d'Eurovent.

Afin de qualifier la précision de la méthode de réduction, nous comparons les valeurs simplifiées obtenues aux résultats des pondération des performances moyennes calculées au pas de temps horaire. Le majorant de l'incertitude expérimentale formulé équation 4 est également calculé à partir des coefficients réduits. L'augmentation de la température d'entrée d'air ou d'eau au condenseur ainsi que la répartition des coefficients de pondération amène à des valeurs assez faibles d'incertitudes pour le coefficient final de performances saisonnières (Tableau 4.19 et 4.20, « Inc. Exp. »).

La comparaison avec les valeurs de référence indique que les performances saisonnières sont calculées dans la limite de la fourchette de l'intervalle d'incertitude à l'exception de 5 GPEG pour la condensation à air (Tableau 4.19). Nous avons mis en évidence qu'un biais était introduit par la prise en compte du cyclage par la formule simplifiée pour les GPEG à condensation à air. Ce fait est confirmé sur la base de données étendues pour la condensation à air ; les GPEG pour lesquels le biais est supérieur à l'incertitude expérimentale correspond aux GPEG mono-compresseurs ou ne comprenant que deux étages sur un circuit.

		Circuit	Compresseurs	Etages	HSEER	ESEER	Erreur	Inc. Exp.
<b>Scroll/1</b>	Scroll	1	1	1	2.71	2.88	6.5 %	4.1 %
n° 5	Scroll	1	2	3	2.74	2.87	4.6 %	4.2 %
n° 8	Hermétique	2	2	2	2.83	2.94	3.9 %	4.1 %
<b>Scroll/6</b>	Scroll	1	1	1	2.87	3.06	6.6 %	4.1 %
n° 2	Screw	2	2	Part. Cont	<b>3.06</b>	3.11	1.8 %	3.8 %
n° 9	Scroll	2	4	4		3.10	3.19	3.1 %
<b>Piston/3</b>	Semi-herm.	2	8	7	3.19	3.26	2.1 %	4.4 %
<b>Scroll/5</b>	Scroll	2	6	6	3.29	3.36	2.2 %	4.3 %
<b>Screw/2</b>	Bivis	2	3	7	3.35	3.42	1.8 %	4.2 %
<b>Piston/2</b>	Semi-herm.	2	6	6	3.37	3.45	2.4 %	4.5 %
<b>Scroll/4</b>	Scroll	2	2	4	3.39	3.52	4.0 %	4.6 %
<b>Vis/3</b>	Bivis	2	6	7	3.48	3.55	2.1 %	4.3 %
<b>Scroll/9</b>	Scroll	2	2	4	3.51	3.62	3.2 %	4.7 %
<b>Scroll/2</b>	Scroll	1	2	3	3.51	3.69	4.9 %	4.4 %
<b>Scroll/7</b>	Scroll	1	2	3	3.53	3.77	6.7 %	4.5 %
n° 7	Scroll	2	4	4	3.59	3.73	3.9 %	4.5 %
<b>Scroll/3</b>	Scroll	1	3	3	3.59	3.67	2.2 %	4.5 %
<b>Scroll/8</b>	Scroll	1	3	3	3.60	3.67	2.0 %	4.5 %
<b>Piston/1</b>	Semi-herm.	2	3	7	3.64	3.72	2.3 %	4.5 %
<b>Vis/1</b>	Bivis	2	2	6	3.71	3.78	1.9 %	4.2 %

Tableau 4.19 : Comparaison des performances saisonnières d'après calcul horaire et calcul simplifié, classement par performances croissantes, GPEG à condensation à air, d'après résultats expérimentaux et données constructeur

	Type	Circuit	Compresseurs	Etages	HSEER	ESEER	Erreur	Inc. Exp.
Ref 3	Scroll	2	2	4	3.46	3.65	5.3%	5.7%
Ref 4	Screw	2	2	4	4.56	4.66	2.1%	5.5%
Ref 1	Screw	2	3	8	5.22	5.46	4.6%	6.2%
M/screw/2	Screw	2	4	10	5.89	6.19	5.1%	5.9%
Ref 6	Screw	1	1	Cont.	5.96	6.33	6.2%	6.0%
M/screw/1	Screw	2	2	6	6.32	6.60	4.5%	5.5%

Tableau 4.20 : Comparaison des performances saisonnières d'après calcul horaire et calcul simplifié, classement par performances croissantes, GPEG à condensation à eau, d'après résultats expérimentaux et données constructeur

### 1.3.2.1 GPEG à condensation à air

Les coefficients de pondération et conditions des différents index de performances saisonnières proposés sont décrits Tableau 4.22.

Taux de charge	SEER		IPLV		EMPE	
	Températures	Pondérations	Températures	Pondérations	Températures	Pondérations
100	35	3 %	35	0.01	35	0.1
75	30	33 %	26.7	0.42	31.3	0.3
50	25	41 %	18.3	0.45	27.5	0.4
25	19	23 %	12.8	0.12	23.8	0.2

Tableau 4.22 : Comparaison des conditions de calcul des index de performances saisonnières simplifiés

Les températures proposées pour chaque taux de charge sont comprises dans l'intervalle des températures de l'EMPE, au-dessus, et des températures de l'IPLV, au-dessous. Les coefficients de pondération du SEER proposé donnent plus de poids au point à 25 % de taux de charge que les deux index existants. Pour 50 et 75 %, les coefficients sont plus proches de l'index EMPE. Cette similitude vient du fait que nous avons retenu le climat de Milan pour calculer les conditions réduites, qui fait également partie des conditions d'établissement de l'EMPE. Le coefficient pondérant le taux de charge de 100 % est 3 %, plus proche de celui de l'IPLV.

La comparaison des valeurs d'efficacité nominale et d'EER confirment que les performances à charge partielle sont un facteur déterminant des performances saisonnières. Pour une même technologie de compresseur, les GPEG peuvent être classés au plus bas ou au plus haut d'un point de vue saisonnier suivant l'efficacité des étages de puissance. Les meilleurs unités sont celles combinant une efficacité nominale élevée et un bon comportement à charge partielle.

Les valeurs des performances saisonnières calculées à partir de la méthode développée, pour les conditions proposées (SEER) et pour les conditions de l'IPLV et de l'EMPE (Tableau 4.23) montrent l'impact énergétique de ces différences : les performances moyennes sont de 1 point supérieures pour l'IPLV et de 0.3 point pour l'EMPE.

Les rapports des performances saisonnières sur l'efficacité nominale sont calculés. Ils donnent des résultats comparables à ceux publiés par [AICARR, 2001]. Cependant, la modification de la prise en compte du cyclage et de la réduction de débit d'air amène à une différence 7 à 8 % (comparaison entre les rapports calculés et publiés du ratio EMPE/EER). Les différences de comportement à charge partielle peuvent être lues sur cet index : les différences de comportement à charge partielle induisent des différences de 106 à 158 %.

L'échelle des performances saisonnières s'étend sur 0.9 point d'efficacité, comme pour l'EER. Ceci vient du fait que, les GPEG les plus efficaces d'un point de vue saisonnier sont les GPEG à compresseurs scroll judicieusement agencés, dont l'efficacité nominale est plus faible que les compresseurs à vis.

Les performances saisonnières sont plus élevées que l'EER. L'évolution du rapport des valeurs de SEER à l'EER est proche de celui rapporté par [AICARR, 2001] pour les données constructeur, quand disponible. Cependant, les GPEG testés donnent des résultats d'amélioration moins élevés.

										Calculé		AICARR, 2001	
		Circuit	Comp	Stages	EER	SEER	IPLV	EMPE	SEER/EER	IPLV/EER	EMPE/EER	IPLV/EER	EMPE/EER
n °5	Scroll	1	2	3	2.18	2.87	3.32	2.66	131 %	152 %	122 %	None	None
Scroll/1	Scroll	1	1	1	2.73	2.88	3.49	2.69	106 %	128 %	99 %	131 %	107 %
n °8	Her. Rec.	2	2	2	2.51	2.94	3.35	2.79	117 %	133 %	111 %	147 %	113 %
Scroll/6	Scroll	1	1	1	2.69	3.06	3.72	2.84	114 %	138 %	106 %	131 %	107 %
n °2	Bivis	2	2	PC	2.93	3.11	3.84	3.02	106 %	131 %	103 %	None	None
n °9	Scroll	2	4	4	2.47	3.19	3.73	3.04	129 %	151 %	123 %	195 %	155 %
Piston/3	Semi-herm.	2	8	7	2.42	3.26	3.75	3.03	135 %	155 %	125 %	None	None
Scroll/5	Scroll	2	6	6	2.60	3.36	3.92	3.14	129 %	151 %	121 %	None	None
Screw/2	Bivis	2	3	7	2.83	3.42	3.97	3.23	121 %	140 %	114 %	None	None
Piston/2	Semi-herm.	2	6	6	2.53	3.45	3.99	3.21	136 %	158 %	127 %	None	None
Scroll/4	Scroll	2	4	4	2.45	3.52	4.07	3.28	144 %	166 %	134 %	195 %	155 %
Screw/3	Bivis	2	6	7	2.91	3.55	4.08	3.47	122 %	140 %	119 %	None	None
Scroll/9	Scroll	2	4	4	2.29	3.62	4.20	3.36	158 %	184 %	147 %	195 %	155 %
Scroll/3	Scroll	1	3	3	2.58	3.67	4.38	3.45	142 %	170 %	134 %	197 %	157 %
Scroll/8	Scroll	1	3	3	2.60	3.67	4.38	3.46	141 %	168 %	133 %	197 %	157 %
Scroll/2	Scroll	1	2	3	2.60	3.69	4.32	3.43	142 %	166 %	132 %	190 %	153 %
Piston/1	Semi-herm.	2	3	7	2.57	3.72	4.44	3.47	145 %	173 %	135 %	None	None
n °7	Scroll	2	4	4	2.59	3.73	4.32	3.47	144 %	167 %	134 %	195 %	155 %
Scroll/7	Scroll	1	2	3	2.56	3.77	4.56	3.44	147 %	178 %	134 %	190 %	153 %
Vis/1	Bivis	2	2	6	3.07	3.78	4.39	3.52	123 %	143 %	115 %	1.95	1.55
				Min	2.18	2.87	3.32	2.66	106 %	128 %	99 %	131 %	107 %
				Max	3.07	3.78	4.56	3.52	158 %	184 %	147 %	197 %	157 %
				Moy	2.61	3.41	4.01	3.20					

Tableau 4.23 : Comparaison des index de performances saisonnières simplifiés, condensation à air

### 1.3.2.2 GPEG à condensation à eau

Les coefficients de pondération et conditions des différents index de performances saisonnières proposés sont décrits Tableau 4.23. Les remarques effectuées pour les conditions des GPEG à condensation à air restent valables.

Taux de charge	Températures (°C)		Pondérations		Températures (°C)	
Taux de charge	Températures (°C)	Pondérations	Températures (°C)	Pondérations	Températures (°C)	Pondérations
100	30	3 %	29,4	1 %	29.4	10 %
75	26	33 %	23.9	42 %	26.9	30 %
50	22	41 %	18.3	45 %	23.5	40 %
25	18	23 %	18.3	12 %	21.9	20 %

Tableau 4.24 : Comparaison des conditions de calcul des index de performances saisonnières simplifiés, condensation à eau

	Type	Circuit	Comp	Stages	EER	ESEER	ARI	EMPE	ESEER/EER	Calculé		AICARR, 2001	
										IPLV/EER	EMPE/EER	IPLV/EER	EMPE/EER
n° 3	Bivis	2	2	Part. continu	3.31	3.55	3.69	3.42	107 %	111 %	103 %	123 %	110 %
n° 1	Bivis	2	3	8	4.5	4.65	4.99	4.47	103 %	111 %	99 %	None	None
n° 4	Scroll	2	4	4	3.92	5.18	5.30	4.81	132 %	135 %	123 %	145 %	126 %
Vis/1	Bivis	2	2	6	5.44	5.94	6.29	5.57	109 %	116 %	102 %	None	None
Vis/2	Bivis	2	4	10	5.61	6.02	6.25	5.67	107 %	111 %	101 %	None	None
n° 6	Bivis	1	1	Continu	6.11	6.69	7.36	6.30	110 %	121 %	103 %	126 %	105 %
				Min	3.31	3.55	3.69	3.42	103 %	111 %	99 %	123 %	105 %
				Max	6.11	6.69	7.36	6.30	132 %	135 %	123 %	145 %	126 %
				Moy	4.82	5.34	5.65	5.04					

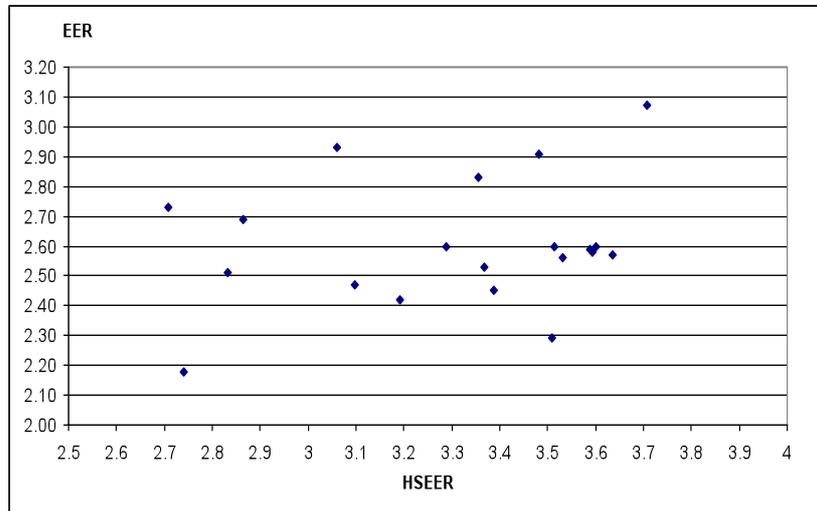
Tableau 4.25 : Comparaison des index de performances saisonnières simplifiés, condensation à air

Les performances saisonnières des unités à condensation à eau s'améliorent par rapport à l'EER (Tableau 4.26). Le gain le plus important est celui correspondant au cas de l'unité à compresseur scroll testée. La dispersion de l'évolution des performances à charge partielle en comparaison des performances nominales est moindre que pour les unités à condensation à air, et est comprise entre 103 et 132 %.

Cependant, il convient de noter que ce facteur ne conditionne pas directement l'ordre saisonnier des efficacités ; par exemple la meilleure unité est toujours une unité à compresseur à vis en raison de son efficacité nominale plus élevée.

## 1.4 Conclusion

L'efficacité nominale ne permet pas de qualifier les performances saisonnières des GPEG. Les variations d'efficacité nominale expliquent une part négligeable de la variation des performances saisonnières pour les GPEG à condensation à air (Figure 4.17). Le choix d'un GPEG à condensation à air de par son efficacité nominale peut amener à choisir le moins efficace de tous pour une application donnée. Pour des GPEG à condensation à eau, les écarts entre les efficacités nominales étant plus importants, l'influence du fonctionnement à



charge partielle est moindre mais non négligeable.

**Figure 4.17 : Efficacité nominale (EER) en fonction de la performance saisonnière (HSEER), GPEG à condensation à air**

Il est donc impératif d'établir un index de performances saisonnières afin de comparer les GPEG d'un point de vue énergétique. La méthode proposée présente l'avantage de pouvoir être étendue aux GPEG mono-étagés, nous avons en effet observé que malgré la représentation à quatre points, l'erreur engendrée par la réduction ne dépassait que de peu l'incertitude expérimentale.

La mise en place d'un tel index devrait permettre la disparition des anomalies observées sur les comportements des GPEG à capacité partielle Partie 2. Elle devrait également amener les constructeurs à optimiser les circuitages des modules de compression, puisque l'impact sur les performances saisonnières est important et que leurs GPEG seront donc jugés en partie dessus.

Afin que les performances affichées ne soient pas limitées aux seules performances du chiffre saisonnier, il a été proposé d'afficher les performances à capacité partielle pour différentes température d'entrée d'air ou d'eau au condenseur. Ce point de vue est également défendu par les représentants européens au comité ISO TC86 qui est chargé de l'élaboration d'une norme permettant de qualifier les performances à capacité partielle des GPEG à puissance étagée.

Dans un premier temps, cela signifie que divers index peuvent être dérivés par pays ou type d'application.

A terme, si ces données deviennent disponibles au format numérique, une telle mesure permettrait à un bureau d'étude de comparer tous les GPEG d'un catalogue sur leurs performances saisonnières pour l'usage spécifique qui en sera fait. La méthode de réduction permettrait dans ce cadre un gain précieux de temps de calcul.

## Conclusion générale

Devant l'absence de caractérisation des GPEG en Europe hors régime de fonctionnement nominal, EDF et Eurovent ont uni leurs efforts pour mettre en place une norme de performances saisonnières pour les groupes de production d'eau glacée. La revue des normes existantes a mis en évidence l'inadaptation des conditions d'essais proposées ainsi que certaines hypothèses qui ne semblaient pas justifiées. En conséquence, plusieurs campagnes d'expérimentation ont été réalisées.

La première campagne expérimentale a été menée pour des conditions d'essais stationnaires. Elle a permis de caractériser les performances de plusieurs GPEG à température d'entrée d'air ou d'eau au condenseur variables et à puissance réduite. Il a été mis en évidence que l'absence de caractérisation de ces régimes de fonctionnement impliquait que le fonctionnement des GPEG n'était pas optimisé et que des erreurs simples de conception venaient dégrader notablement les performances.

D'autres campagnes expérimentales ont été réalisées en régime dynamique ; les GPEG étaient laissés libres de réguler la charge thermique comme en fonctionnement in-situ. Il est apparu là encore que l'absence de caractérisation de ce genre de fonctionnement entraînait des comportements qui pouvaient dégrader les performances saisonnières des équipements.

La loi de comportement des GPEG en cyclage proposée par les normes américaines a été corrigée à partir des résultats expérimentaux obtenus sur un GPEG mono-compresseur. La courbe de réduction de puissance en cyclage tend vers 0 à taux de charge réduit : la cause de la dégradation de l'efficacité à faible taux de charge est l'impact de la puissance électrique de veille.

Les deux étapes de caractérisation (en conditions stabilisées et en régime dynamique) ont permis de modéliser l'évolution des performances des GPEG à taux de charge et à température d'entrée d'air ou d'eau variable au condenseur. Une méthode de calcul des performances saisonnières des GPEG a été établie sur la base des caractérisations expérimentales obtenues et de courbes de charge issues de la simulation dynamique d'un projet de bureaux réel couplé à différents systèmes. La méthode a été adaptée pour traduire l'évolution des performances des GPEG à condensation à eau dont la condensation est assurée par tour de refroidissement ouverte. L'analyse des performances des GPEG pour différents climats et systèmes a montré que :

- L'influence du climat est prépondérante sur les performances des GPEG en rapport à l'influence des systèmes de climatisation.
- L'efficacité nominale ne peut pas servir d'indicateur de la performance moyenne des GPEG et peut amener à réaliser des erreurs très importantes pour les GPEG à condensation à air.

A partir des courbes de charge issues des simulations dynamiques, une méthode de réduction des courbes de charge a été établie. Elle a permis de déterminer les coefficients et températures d'un index de calcul des performances saisonnières des GPEG.

Les résultats ont été présentés aux constructeurs. Afin de ne pas diminuer l'intérêt du calcul des performances saisonnières des GPEG, il a été proposé de réaliser ce calcul à partir de la connaissance complète des étages de puissance. Cet affichage permettrait bien plus que de calculer seulement un index des performances saisonnières (ce qui est déjà beaucoup par rapport à la situation actuelle).

Il ouvrirait des voies d'économies d'énergie potentielles, par :

- la caractérisation des performances saisonnières d'un GPEG pour une application quelconque,
- l'optimisation des dimensionnements des tours de refroidissements d'un point de vue saisonnier,
- l'optimisation de plusieurs GPEG dans une centrale de production d'eau glacée ; c'est en effet la base absolument nécessaire qui a permis à [Spethmann, 1985] ou [Yik, 1998] de mener à bien ce genre de travaux, avec des gains substantiels en termes de gain d'efficacité saisonniers,
- d'améliorer les décisions technico-économiques sur l'investissement dans l'efficacité énergétique pour les systèmes de climatisation [EECCAC, 2002], en permettant le calcul des consommations énergétiques au plus juste, et donc celui des gains à coût total nul.

## NOMENCLATURE

A	Surface d'échange (m <sup>2</sup> )
A35E7	Température d'entrée d'air au condenseur de 35°C et de sortie d'eau à l'évaporateur de 7°C
binL(j)	Vecteur de discrétisation du domaine de taux de charge, j varie entre 1 et J, le nombre de d'intervalles de taux de charge, les valeurs de binL correspondent aux valeurs médianes des intervalles.
binT(k)	Vecteur de discrétisation du domaine de température, k varie entre 1 et K, le nombre d'intervalles de température, les valeurs de binT correspondent aux valeurs médianes des intervalles (pour un découpage du domaine de température 0-5-10 °C, on retient 2.5 et 7.5 °C).
C <sub>D</sub>	Coefficient de dégradation de l'efficacité lié au cyclage
CLF	(Cooling Load Factor [ANSI, 1995]) ou taux de charge de l'unité pour un couple de températures aux sources donné,
C <sub>p</sub>	Capacité calorifique à pression constante J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
C <sub>ph</sub>	Le nombre de cycles marche/arrêt par heure (h <sup>-1</sup> )
C <sub>phmax</sub>	Le nombre de cycles maximal par heure conditionnant la survie du compresseur (h <sup>-1</sup> )
C <sub>phmoy</sub>	Le nombre de cycles par heure correspondant à F <sub>on</sub> =0.5 totalisés par le compresseur
CTH(i)	Charge thermique horaire dimensionnelle (kW) pour l'heure i
DAC	Système de climatisation centralisée à débit d'air constant
DAC-FC	Système de climatisation centralisée à débit d'air constant à système économiseur (Free-Cooling)
DAV	Système de climatisation centralisée à débit d'air variable
D <sub>m</sub>	Débit massique de réfrigérant (kg/s)
D <sub>v</sub>	Débit volumique de réfrigérant (m <sup>3</sup> /s)
δP <sub>e</sub>	Puissance électrique de veille, lorsque le GPEG est à l'arrêt
EER	Efficacité du cycle à compression de vapeur aussi nommé coefficient de performance
F <sub>on</sub>	Rapport t <sub>on</sub> /(t <sub>on</sub> +t <sub>off</sub> ) c'est-à-dire la fraction de temps où le groupe est allumé avec t <sub>on</sub> et t <sub>off</sub> en heures.
EMPE	Coefficient de performance saisonnière, adaptation de l'IPLV pour l'Italie, [Aicarr, 2001]
H	Enthalpie massique (kJ/kg)
H <sub>fg</sub>	Chaleur de vaporisation de l'eau à 0°C, J.kg <sup>-1</sup>
$\dot{m}$	Débit massique d'air ou d'eau (Partie 4) (kg/s)
IPLV	Integrated Part Load Value, coefficient de performance saisonnière défini par la norme [ARI, 1998]
N	Vitesse de rotation du moto-compresseur s-1
n <sub>i</sub>	Probabilité d'occurrence de la température extérieure dans la classe de température i
NUT	Nombre d'unité de transfert
P	Pression absolue (bar)
P <sub>c</sub>	Pression critique absolue (bar)
PC60	Part Capacity, l'étage de puissance en opération possède une cylindrée valant 60% de la cylindrée à pleine puissance
P <sub>e</sub>	Puissance électrique appelée totale (kW)
Pe_comp	Puissance électrique des compresseurs (kW)
Pe_vent	Puissance électrique des ventilateurs (kW)
P <sub>f</sub>	Puissance instantanée prélevée à la pièce à climatiser, ou à la boucle d'eau à conditionner (kW)
PLF	Dégradation relative de l'efficacité liée au cyclage [ANSI, 1995]
PLR(i)	Rapport de la charge thermique (pour l'heure (i) à la charge thermique de dimensionnement (Part Load Ratio))
q	Energie prélevée à la pièce à climatiser pendant un intervalle de temps donné (kJ)
R <sub>c</sub>	Rendement de compression, produit du rendement moteur et du rendement isentropique
R <sub>is</sub>	Rendement isentropique
R <sub>m</sub>	Rendement moteur
RP <sub>e</sub>	Ratio de la puissance électrique de veille sur la puissance électrique stationnaire (par défaut, normatives)
RPE(k,i)	Rapport de la puissance électrique d'un étage k, pour l'heure de l'année i, à la puissance électrique de dimensionnement

RPF(k,i)	Rapport de la puissance frigorifique d'un étage k, pour l'heure de l'année i, à la puissance frigorifique de dimensionnement
$R_v$	Rendement volumétrique
SC	Surchauffe (°C)
SEER	Seasonal Energy Efficiency Ratio (indice d'efficacité des performances saisonnières)
SR	Sous-refroidissement (°C)
T	Température (°C)
t	Durée (s ou h)
$T_{ext}$	Température de l'air extérieur
UA	Coefficient d'échange thermique $W K^{-1}$
V	Volume total de fluide caloporteur, de la boucle d'eau de production frigorifique ou calorifique (L)
$\dot{V}$	Débit volumique du fluide caloporteur (L/s)
$V_1$	Volume emprisonné entre les lobes à l'aspiration pour les compresseurs à vis, (m <sup>3</sup> )
$V_2$	Volume des gaz au refoulement pour les compresseurs à vis, (m <sup>3</sup> )
$V_c$	Volume de cylindrée (m <sup>3</sup> )
VC	Système de climatisation centralisée à ventilo-convecteur
$V_i$	Rapport de volume de compression pour les compresseurs à vis
W	Travail reçu par le fluide frigorigène au sein du compresseur (W)
w	Humidité spécifique de l'air humide en kg d'eau par kg d'air sec
x	Titre massique vapeur pour les écoulements diphasiques

## Lettre grecques

e	Efficacité de l'échangeur
$\tau$	Constante de temps de montée de $P_r$ du modèle exponentiel (s)
$\Pi$	Taux de compression
$\gamma$	Constante de temps de montée de $P_r$ du modèle exponentiel rapportée au temps de cycle q
$\theta$	Durée d'un cycle complet marche et arrêt ( $t_{on}+t_{off}$ ) (h)

## Indices

(i)	Heure de l'année, entre 1 et 8760
a	Air
asp	Aspiration des vapeurs à l'entrée du compresseur
c	Condenseur
comp	Compresseur
cond	Condenseur
cyc	Abréviation de cycle, indice du fonctionnement en cyclage
DIM	Dimensionnement
ee	Entrée d'eau de l'évaporateur en mode froid
evap	Evaporateur
ff	Fluide frigorigène
is	Isentropique
k	Désignation d'un étage de puissance
moy	Moyen
N	Nominal, température d'entrée d'air (35°C) ou d'eau (30°C) au condenseur

off	Période d'arrêt pour un régime de fonctionnement en cyclage
on	Période de fonctionnement pour un régime de fonctionnement en cyclage
ref	Refoulement des vapeurs à la sortie du compresseur
s	Sortie
sat	Etat de saturation de l'air humide
se	Sortie d'eau
ss	« Steady State », conditions du régime stabilisé aussi appelé stationnaire
vent	Ventilateur

## Bibliographie

- [@DGTREN] Direction Générale pour le TRansport et l'ENergie, Commission Européenne, Année 1998. [http://europa.eu.int/comm/energy\\_transport](http://europa.eu.int/comm/energy_transport)
- [@ENV] <http://www.environnement.gouv.fr>, Ministère de l'aménagement du territoire et de l'environnement, substance détruisant la couche d'ozone, récapitulatif des interdictions.
- [Adnot, 1998] Réflexion sur le rôle du stockage dans un système, CVC, Numéro spécial climatisation, Juin 1998.
- [AFCE, 2002] Adnot J., Becirspahic S., Marchio D., Colomines F., Rivière P., Seasonal efficiency of primary air conditioning systems, Proceedings of the AFCE conference, Ecole des Mines de Paris, Sept 2002.
- [Aicarr, 2001] E. Bacigalupo, C Vecchio, M. Vio, M. Vizzotto., 2001, Average weighed efficiency of compression chillers: a proposal to AICARR for a calculation method, Permanent Technical Committee for "Refrigeration" in AICARR's Technical Activity Commission.
- [AICVF, 1999] Guide de conception des installations de climatisation et de conditionnement de l'air - Tertiaire et Industrie, Guide n°10 de l'AICVF, 1999.
- [Allen, 1983] J.J.Allen, J.F.Hamilton. 1983. "Steady-state reciprocating water chillers models." *ASHRAE Transactions* , vol. 89, Part 2A. pp. 398-407.
- [Anglesio, 2001] 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.
- [ANSI, 1993] ASHRAE, Standard 23-1993 -- Methods of Testing for Rating Positive Displacement Refrigerant Compressors and Condensing Units, ASHRAE Inc. 1791 Tullie Circle NE, Atlanta, GA 30329, 1993.
- [ANSI, 1995] ASHRAE Standard 116, Methods for Rating Seasonal Efficiency of Unitary Air Conditioners and Heat Pumps, 1995.
- [ARI, 1994] ARI, Standard 210/240 – 94 – Unitary Air-Conditioning and Air-Source Heat Pump Equipment, 1994.
- [ARI, 1998] ARI, Standard 550/590, Water Chilling Packages using the vapor compression cycle, 1998.
- [ARI, 2003] ARI, Standard 210/240 – 94 – Unitary Air-Conditioning and Air-Source Heat Pump Equipment, 1994.
- [ASFH, 1996] ASHRAE, HVAC Systems and Equipment Fundamental Handbook, ASHRAE Inc. 1791 Tullie Circle NE, Atlanta, GA 30329, 1996.
- [Ayub, 2003] Ayub, Z.H. Plate heat exchanger literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators, *Heat Transfer Engineering*, 24(5), 3-16, 2003
- [BALTIMORE, 1999] Baltimore electronic catalogue, Release 3/1.0, 1999.
- [Baxter, 1985] Baxter V.D., Moyers J.C., Field-measured cycling, frosting, and defrosting losses for a high-efficiency air-source heat pump, *ASHRAE Transactions*, 1985.
- [Bernier, 2002] J. Bernier, Pompes à chaleur : impact du fonctionnement à charge partielle sur le rendement, CPF n°650, Octobre 2002.
- [Bourdouxhe, 1993] J.P. Bourdouxhe, M. Grodent, J.J. Lebrun, C. Saavedra, K. Silva.1993. A toolkit for primary HVAC system, energy calculations - part 2: reciprocating chillers models. Draft prepared for ASHRAE TC 4.7. University of Liège. Belgium.
- [Bourdouxhe, 1994] J-P. Bourdouxhe, M. Grodent, J. Lebrun, « Cooling Tower Model Developed in a Toolkit for Primary HVAC System Energy Calculation-Part 1 : Model Description and Validation using Catalog Data » ., Proceedings of the fourth International Conference on System Simulation in Buildings, Liège, December 1994

- [Bourdouxhe, 1997] J-P. Bourdouxhe, Simulation used for the selection and sizing of a centralized cooling plant : methodology and limitation, Clima 2000 proceedings, Brussels, 1997.
- [Bouteloup, 1999] J.Bouteloup, M.Le Guay, J.Liguen, Systèmes de climatisation, 1999, Les Editions Parisiennes, France.
- [Brasselet, 1992] J.P Brasselet, J.P Domblides, D.Marchio. Banc d'essai comparatif des progiciels de calcul des charges hygro-thermiques. CVC Mars 1992.
- [BRE, 1994] Energy efficient selection and operation of refrigeration compressors, Energy Efficiency Office, Building Research Establishment, Watford, 1994.
- [Calm, 2002] Calm J.M., Options and outlook for chiller refrigerants, International of Refrigeration 25, 2002, pp 705-715.
- [CARRIER, 2000] Buffer Tank Suppression in Hydronics Kits of chillers, CARRIER conference, 2000, Venice.
- [CEN, 1997] « Air conditioners and heat pumps with electrically driven compressors – Heating mode », norme Cenelec EN 255, 1997.
- [CEN, 1998] « Air conditioners and heat pumps with electrically driven compressors – Cooling mode », norme Cenelec EN 12055, 1998.
- [CEN, 1999] **NF EN 12900, Novembre 1999, Compresseurs pour fluides frigorigènes - Conditions de détermination des caractéristiques, tolérances et présentation des performances du fabricant**
- [CEN, 2002] prEN 14511 – 1 à 5, projet de norme à l'enquête, Révision des normes européennes EN255 et EN12055, 2002.
- [Colasson, 2000] S. Colasson, 2000, Etude expérimentale du comportement dynamique de l'évaporateur de deux groupes de production d'eau glacée, Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble.
- [Colomines, 2001] Colomines F., Lebeau F., Rapport d'essai d'une pompe à chaleur air/eau réversible, Note DER/EDF, HE-15/01/04, 2001.
- [Conan, 1988] J-G. Conan, Réfrigération industrielle, Ed. Eyrolles, 1988.
- [Consoclim, 2002] [www.cenerg.ensmp.fr/CONSOCLIM/REFLIQ](http://www.cenerg.ensmp.fr/CONSOCLIM/REFLIQ)
- [Dehausse, 1974] R. Dehausse, Cours de machines thermodynamiques, Ecole des Mines de paris, 1974.
- [Directive-31/CE, 2002] « Directive 2002/31/CE de la commission du 22 mars 2002 portant modalités d'application de la directive 92/75/CEE du conseil en ce qui concerne l'indication de la consommation d'énergie des climatiseurs à usage domestique », *Journal officiel des Communautés européennes*, 2002
- [Directive-91/CE, 2002] « Directive 2002/91/CE du Parlement européen et du Conseil du 16 décembre 2002 sur la performance énergétique des bâtiments *Journal officiel n° L 001 du 04/01/2003 p. 0065 – 0071*
- [Duminil, 1996] Théorie des machines frigorifiques. Machines à compression mécanique. Techniques de l'Ingénieur, Traité Génie Energétique, BE 9730, février 1996.
- [EECCAC, 2002] EECCAC, "Energy Efficiency and Certification of Central Air Conditioners", study for the D.G. Transportation-Energy (DGTREN) of the Commission of the E.U., Co-ordinator: J. ADNOT, septembre 2002.
- [EERAC, 1999] " Energy Efficiency of Room Air-Conditioners ", EERAC, study for the Directorate General for Energy (DGXVII) of the Commission of the European Communities, Co-ordinator : J. ADNOT, mai 1999.
- [Ehrbar, 2003] M. Ehrbar, Dynamischer Wärmepumpentest, Phase 2 : Prüftechnische Charakterisierung der Minderwärmeproduktion, im Auftrag des Bundesamtes für Energie.
- [Gicquel, 2001] R. Gicquel, Systèmes énergétiques, Tome 2 : Applications, Les Presses, Ecole des Mines de Paris, 2001.
- [Goldschmidt, 1980] Goldschmidt V.W., Hart G.H., Reiner R.C., A note on the transient performance and degradation coefficient of a field tested heat pump -cooling and heating mode, ASHRAE Transactions, 1980, Vol. 86, Pt 2.

- [Gordon, 1994] J.M. Gordon, K.C. Ng, 1994, Thermodynamic modelling of reciprocating chillers, *Journal of Applied physics*, 75(6), pp 2769-2774.
- [Gordon, 1999] J.M. Gordon, K.C. Ng, H.T. Chua, C.K. Lim, How varying condenser flow rate affects chiller performance : thermodynamic modelling and experimental confirmation, *Applied Thermal Engineering*, 20, pp 1149-1159, 2000.
- [Gungor, 1987] E.K. Gungor, R.H.S. Winterton, "Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data", *Chem. Eng. Res. & Des.*, Vol. 65, n°3, p 148-156, 1987
- [Hariman, 1997] Hariman III L.G., Plager D., Kosar D., Dehumidification and cooling loads from ventilation air, *Ashrae Journal*, 1997, November.
- [Henderson, 2000] Henderson H.I., Parker D., Huang Yu J., Improving DOE-2' RESYS routine: User Defined Functions to Provide More Accurate Part Load Energy Use and Humidity and Humidity Predictions, <http://gundog.lbl.gov/>, 2000.
- [Hiller, 1976] Hiller, C.C. and L.R. Glicksman, 1976, Purdue compressor technology conference, pp. 12-17.
- [Hugonnot, 1989] P. Hugonnot, Etude locale et performances thermohydrauliques à faible nombre de Reynolds d'un canal plan corrugué : Applications aux échangeurs à plaques. Thèse de l'Université de nancy, 1989.
- [Janssen, 1992] Janssen M.J.P, De Wit J.A, Kuijpers L.J., Cycling losses in domestic appliances: an experimental and theoretical analysis, *International Journal of Refrigeration*, 1992, Vol 15, n°3.
- [Knebel, 1983] Knebel D.E., Simplified Energy Analysis Using the Modified Bin Method, ASHRAE, 1983.
- [Kyoto Protocol, 1997] Kyoto Protocol to the United Nations framework convention on climate change, United Nations (UN), New York, USA, 1997.
- [Lallemand, 2003] A. Lallemand, Compression et détente des gaz et des vapeurs. Techniques de l'ingénieur, traité Génie Energétique, BE 8013, avril 2003.
- [Léger, 2004] A.Léger, D. Lacaze, M. Laroque, D. Noury, «La prise en charge sociale et médico-sociale des personnes âgées face à la canicule de l'été 2003 », rapport 2004-009, Inspection générale des affaires sociales, France.
- [Little, 1999] Arthur D. Little, Inc. Opportunities for Energy Savings in the Residential and Commercial Sectors with High-Efficiency Electric Motors, U.S. Department of Energy, Contract No. DE-AC01- 90CE23821, December 1, 1999.
- [Lowe, 1961] H. J. Lowe, D.G. Christie, « Heat Transfer and Pressure Drop Data on Cooling Tower Packings, and Model Studies of Resistance of Natural-Draught Towers to airflow », Paper 113, International developments in Heat Transfer Proc. of the International Heat Transfer Conference, Boulder, CO, ASME, New York, 1961.
- [Maillet, 1996] J.P. Maillet, Refroidisseur de liquide, L'intérêt du fonctionnement à charge partielle, RPF, 1996, n°833 bis.
- [Manske, 1999] Manske K.A. 1999 Performance optimization of industrial refrigeration systems. M.S. thesis, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison.
- [Montreal Protocol, 1987] Montreal Protocol on substances that deplete the ozone layer, United Nations (UN), New York, (USA), 1987.
- [Mulroy, 1985] Mulroy W.J, Didion D.A, 1985, Refrigerant Migration in Split-Unit Air Conditioner, ASHRAE Transactions, Vol. 91, Pt 1A.
- [O'Neal, 1991] O'Neal D.L, Katipamula S., Development of Non-dimensional cycling Model for Estimating the Seasonal Performance of Air Conditioners, *The ASME Journal of Solar Engineering*, 1991.
- [O'Neal, 1993] O'Neal D.L, Katipamula S., Performance Degradation During On-Off Cycling of Single-Speed Air Conditioners and Heat Pumps : Model Development and Analysis, ASHRAE Transactions, 1993.
- [Orphelin, 1999] M. Orphelin, 1999, Méthodes pour la reconstruction de courbes de charges agrégées des usages thermiques de l'électricité, Thèse de Doctorat, Ecole des Mines de Paris.
- [Parken, 1977] W.H. Parken, R.W. Beausoleil, G.E. Kelly, Factors affecting the performance of a residential air-to-air heat pump, ASHRAE Transactions, Vol.83, Pt 1, 1977.

- [Payne, 1998] Payne W., Domanski P.A., Muller J., Conférence de l'IIF Gustav Lorenzen, Commission B2, Oslo, Norvège, 2-5, juin 1998.
- [Perez-Lombard, 2004] L. Pérez-Lombard, J. Adnot, J.A. Ortiz, P. Rivière, HVAC systems energy comparison for an office building, Proceedings of the CLIMAMED conference, April 2004, Lisbon.
- [Phelan, 1997] J. Phelan, M.J. Brandemuehl, M. krarti, 1997, In-situ Performance Testing of Chillers for Energy Analysis, ASHRAE Transactions, Vol.103, Pt 1.
- [Pillis, 1985] J.W Pillis, Design and Application of Variable Volume Ratio Screw Compressor, ASHRAE Transactions, Part 1A, pp289-296, 1985.
- [Popovic, 1995] P. Popovic, H.N. Shapiro, A semi-empirical method for modelling a reciprocating compressor in refrigeration systems, *ASHRAE Transactions*, Vol.101, Part 2, 367-382, 1995.
- [Reboux, 1991] P. Reboux, Principales corrélations utilisées en convection forcée, Ecole des Mines de Paris, Juin 1991.
- [Reymond, 1988] P. Reymond, Vi variable, Les qualités des vis, Revue pratique du froid et du conditionnement d'air, pp46-56, Juin 1988.
- [Roujol, 2003] S. Roujol, Méthodes de calcul prévisionnel des consommations d'énergie des bâtiments climatisés – incertitude et validation, Thèse de doctorat, Ecole des Mines de Paris, 2003.
- [Saba, 2000] J. Saba, Efficacité énergétique des systèmes de conditionnement d'air centralisés, Mémoire d'ingénieur, Ecole des Mines de Paris et Université du Liban, Septembre 2000.
- [Shafai, 2000] E. Shafai, M. Ehrbar, L. Wirth, 2000, Dynamischer Wärmepumpentest, Phase 1 Etappe 3 : Modellansatz für die prüftechnische Charakterisierung der Minderwärmeproduktion, im Auftrag des Bundesamtes für Energie.
- [Shah, 1979] M.M. Shah, "A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes", *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 22, p 547-556, 1979
- [Spethmann, 1985] D.H. Spethmann, Optimized control of multiple chillers, *Ashrae Transactions*, 1985, Part 2.
- [Stabat, 2003] P. Stabat, Modélisation de composants de systèmes de climatisation mettant en œuvre l'adsorption et l'évaporation d'eau, ENSMP, Paris, Avril, 2003.
- [Summers, 2000] C. Summers, R. Howell, Chilled Water Plant Optimization Based on Part-Load Cooling Tower Performance, *Clima 2000 proceedings*, Brussels, 1997.
- [Taldir, 1996] J.M. Taldir, Le fonctionnement des climatiseurs individuels split et windows dans les conditions des DOM, Août 1996, DER-EDF.
- [Tassou, 1984] S.A Tassou, CJ Marquand, D.R Wilson, *Journal of the Institute of Energy*, 1984, September, n° 364.
- [Threlkeld, 1970] « Thermal Environmental Engineering », J.L. Threlkeld, 2<sup>nd</sup> ed., Englewood Cliffs : Prentice-Hall, Inc., 1970
- [Tribu, 1994] "Etude Comparative des Réglementations Thermiques Européennes des Bâtiments non résidentiels", TRIBU, 1994
- [UNI, 2003] UNI /CTI – ITALY, Project CTI 5/567 : Air conditioners , chillers and heat pumps- part load tests. (Projet de norme à l'enquête en Italie pour la détermination des performances à charge partielle).
- [Vrinat, 1992] Vrinat G., Les groupes frigorifiques en variation de charge, *Revue Générale du Froid*, N°32, avril 1992.
- [Vrinat, 2001] Vrinat G., Les fluides frigorigènes et l'effet de serre, *Supplément Energie Plus* n°268, Juin 2001.
- [Westphalen, 1999] "Energy Consumption Characteristics of Commercial Building HVAC Systems Volume II: Thermal Distribution, Auxiliary Equipment, and Ventilation" Prepared by Detlef Westphalen and Scott Koszalinski, Arthur D. Little, Inc. For U.S. Department of Energy, October 1999
- [Winandy, 2002] E. Winandy, C. Saavedra O., J. Lebrun, Simplified modelling of an open type reciprocating compressor, *International Journal of Thermal Sciences*, pp 183-192, 2002.

[Yik, 1998]

F.W.H Yik, Chiller models for plant design studies, Proc. CIBSE A : Building Service Engineering Technologic. 19(4), pp 233-241, 1998.





