

# Modélisation des pompes à chaleur air-air

# 1. Introduction

L'étude des possibilités de récupération de chaleur par voie thermodynamique nécessite, on l'a vu au chapitre précédent, de disposer d'un modèle global intégrant à la fois un modèle d'enveloppe et un modèle de PAC qui interagissent l'un avec l'autre. L'utilisation de l'air des zones tempérées du bâtiment comme source froide de la pompe à chaleur tend à réduire leur température et à augmenter les déperditions de chaleur avec l'espace chauffé. Cependant la PAC fonctionne dans des conditions plus favorables, délivre plus de chaleur, et consomme moins d'énergie.

La modélisation classique du couple système/enveloppe, essentielle dans l'évaluation des consommations futures d'énergie des bâtiments, suit généralement la structure présentée figure 24, inspirée de [ASHR2005] [GARD2001]. Cette structure dans le cas de la récupération de chaleur fait apparaître de nouvelles interactions spécifiques à cette problématique qu'il est essentiel de prendre en compte.

La première étape repose sur le calcul des besoins de chauffage, qui correspondent à la quantité d'énergie qui doit être apportée aux locaux à chauffer pour satisfaire le confort thermique. Dans notre cas, elle est réalisée par l'outil de simulation dynamique de thermique du bâtiment Pléiades+Comfie [PEUP1990].

La seconde étape consiste à traduire les besoins de chauffage en une charge thermique nécessaire à l'entrée du réseau de distribution et d'émission de la chaleur (appelé système secondaire) prenant en compte les pertes ou gains de chaleur le long de celui-ci. On verra qu'avec un jeu d'hypothèses adapté, cette étape pourra être simplifiée. Un lien direct pourra être fait entre les besoins de chauffage et le système primaire de production de chaleur, notamment lorsque le vecteur d'énergie se trouve être de l'air.

La troisième étape a pour objet d'étudier le comportement du système primaire de production de chaleur, c'est-à-dire la PAC, sur l'ensemble du spectre de son fonctionnement en vue d'estimer ses consommations d'énergie sur une période de simulation données.

Le présent chapitre se focalise sur cette troisième étape et le développement d'un modèle de PAC air-air comme système de production de chaleur. Les nouvelles interactions système/enveloppe à prendre en compte dans le cadre de l'étude de la récupération de chaleur, nécessitent une adaptation des modèles déjà existants, habituellement utilisés dans des configurations de mise en œuvre standard.

Ce chapitre présente la démarche suivie dans le choix et l'amélioration de modèles pertinents de PAC pour leur intégration dans le logiciel de thermique du bâtiment *COMFIE*.

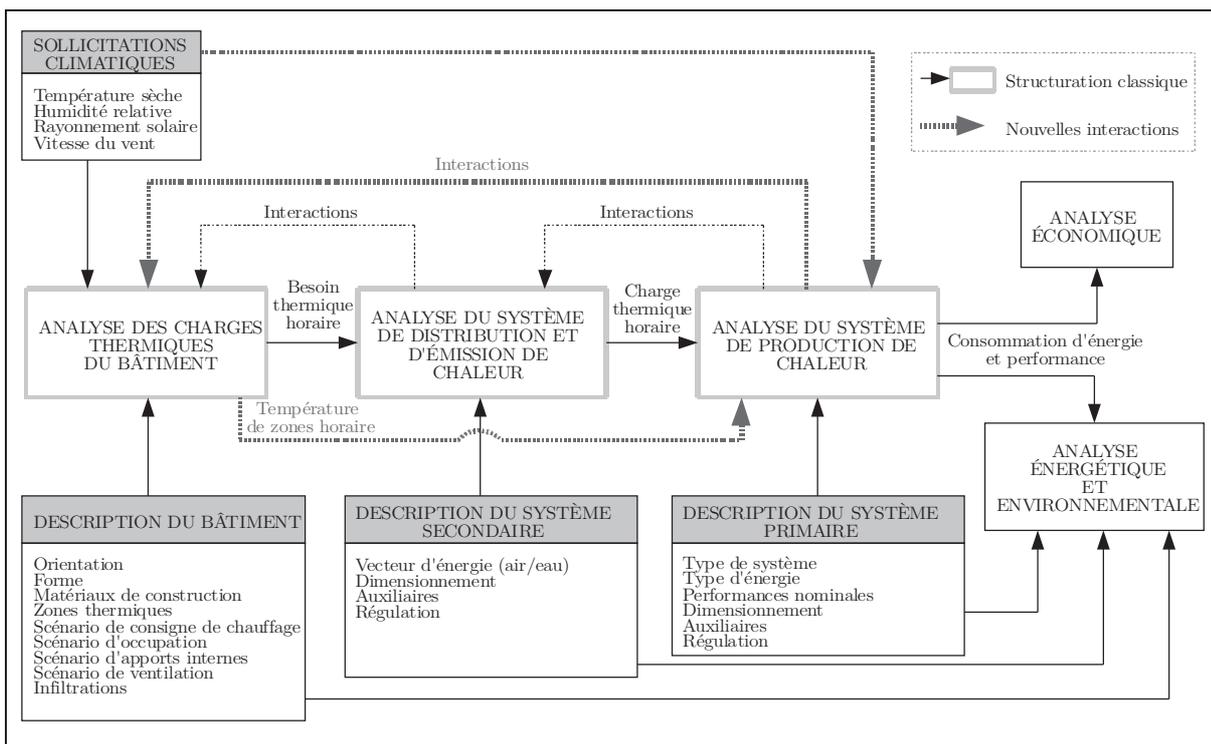


Figure 24: Structuration de la modélisation système/enveloppe

Une analyse bibliographique fait apparaître les différents modèles d'ores et déjà disponibles dans la littérature. Leur niveau de détail, les données techniques nécessaires à leur paramétrage, ainsi que leur concordance avec le cahier des charges préalablement établi (§ 7, chapitre 1), orientent la sélection vers plusieurs modèles qu'il convient d'analyser, de comparer et d'améliorer le cas échéant. Ces modèles sont empiriques ou semi-empiriques et prévoient le comportement de la PAC sur l'ensemble de ses modes de fonctionnement: pleine charge, charge partielle, givrage/dégivrage.

Ces modèles nécessitent pour leur paramétrage une série de points de fonctionnement représentative des différents régimes de fonctionnement. Ces points peuvent provenir de catalogues constructeurs, de tables de puissances et de performances issues de modèles détaillés, ou de résultats de travaux de la littérature. L'analyse de ces différentes sources d'informations, souvent imprécises quant à leur réel contenu (on le verra notamment en ce qui concerne les données catalogues de constructeurs), orientent le choix de points de fonctionnement vers des résultats issus d'un modèle détaillé pour le régime de fonctionnement à pleine charge, et de résultats de travaux de la littérature pour le régime de fonctionnement à charge partielle, et concernant la dégradation des performances des cycles de givrage/dégivrage.

Ce chapitre présente la méthode ayant mené au choix d'un modèle adapté de PAC, sur la base d'une compilation de modèles existants et d'amélioration concernant les aspects de fonctionnement à charge partielle et de dégradation des performances des

cycles de dégivrage.

## 2. Cadre et restrictions

Seule la modélisation des systèmes de PAC air/air équipée ou non d'inverter est étudiée.

Ce postulat permet de simplifier l'approche de modélisation exposée figure 24, se plaçant dans le cas d'un système de pompe à chaleur de type split avec l'unité intérieure placée en plénum, permettant de simplifier la modélisation du système de distribution et d'émission. Le vecteur air étant à faible inertie, un réseau minimal permet de considérer le système de distribution et d'émission comme parfait, et de supposer que l'intégralité de la puissance calorifique délivrée par l'unité intérieure contribue au chauffage des locaux.

Les performances d'une PAC dépendent d'un grand nombre de paramètres : les sollicitations climatiques, ses caractéristiques internes, les technologies de composants qui le constituent et de leur dimensionnement, les moyens de régulation en place pour la contrôler, son dimensionnement par rapport aux locaux à chauffer, le comportement thermique de ces locaux à chauffer, la mise en œuvre, la distribution de la chaleur.

On s'attachera à l'étude des performances de systèmes conçus a priori, dont les paramètres internes ont été fixés par le concepteur et pour lesquels on dispose des données usuellement communiqués par les constructeurs.

## 3. Analyse des données constructeurs

### 3.1. Définitions préalables

Auparavant il semble nécessaire de présenter et d'éclaircir une série de termes et définitions utilisés dans la suite du rapport, caractérisant les conditions et le régime de fonctionnement d'une PAC dans le cadre d'essais normalisés ou non.

Ce sera l'occasion de mener une réflexion de fond sur l'interprétation des données disponibles auprès des fabricants, et des liens qui peuvent être établis entre ces données et leur utilisation pour le développement de modèles numérique de PAC.

#### 3.1.1. Conditions de fonctionnement

Les *conditions de fonctionnement* sont relatives à l'état des sources chaudes et froides de la PAC. Elles sont indépendantes de son régime de fonctionnement et peuvent être *nominales* ou *non-nominales*. Le *régime de fonctionnement*, quant à lui, est relatif à la vitesse de rotation et donc au régime de fonctionnement du compresseur.

Il peut être à *charge partielle*, à *pleine charge*, et dans certains cas *au delà de la pleine charge* (voir paragraphe 4.2.2.).

### 3.1.1.1. Conditions nominales

On définit la performance nominale comme la « *performance mesurée dans les conditions d'essais appropriées* » définies par la norme NF EN 14511. Ce sont les « *conditions obligatoires utilisées pour le marquage à des fins de comparaison ou de certification* ». La puissance nominale est alors définie comme la « *puissance mesurée dans les conditions de performance nominale* » pour un régime de fonctionnement du compresseur donné.

Pour les pompes à chaleur air-air en mode chauffage, les conditions d'essais nominales sont rappelées dans le tableau 5. On notera par la suite les conditions d'essais sous la forme : *température sèche coté extérieur / température sèche coté intérieur*.

Échangeur thermique extérieur		Échangeur thermique intérieur	
Température sèche à l'entrée [°C]	Température humide à l'entrée [°C]	Température sèche à l'entrée [°C]	Température humide à l'entrée [°C]
7	6	20	15 max

Tableau 5: Conditions de performance nominale [NF14511]

### 3.1.1.2. Conditions non-nominales

On définit la performance non-nominale comme la performance mesurée dans les conditions autres que celles précisées dans les conditions de performance nominale.

« *Les fournisseurs peuvent en outre indiquer (...)* [d'autres points de fonctionnement que celui dans les conditions de performance nominales] *s'ils ont effectué des essais dans d'autres conditions, déterminées conformément aux procédures d'essais des normes harmonisées* ».

La norme NF EN 14511 définit également les conditions de « *performance d'application* » comme les « *conditions de performance qui sont obligatoires si elles se trouvent dans les limites du domaine de fonctionnement de l'appareil. Des résultats basés sur les conditions de performance d'application sont publiés par le fabricant ou le fournisseur* » toujours pour un régime de fonctionnement du compresseur précisé par le fabricant.

Les conditions d'essais de performance d'application sont des points particuliers des conditions de fonctionnement non-nominales et sont rappelés dans le tableau 6.

Échangeur thermique extérieur		Échangeur thermique intérieur	
Température sèche à l'entrée [°C]	Température humide à l'entrée [°C]	Température sèche à l'entrée [°C]	Température humide à l'entrée [°C]
2	1	20	15 max
-7	-8	20	15 max
-15	-	20	15 max

Tableau 6: Conditions de performance d'application [NF14511]

### 3.1.2. Régime de fonctionnement

Le *régime de fonctionnement* est relatif à la vitesse de rotation et donc au régime de fonctionnement du compresseur. Il peut être à *pleine charge*, à *charge partielle*, et dans certains cas *au delà de la pleine charge*

#### 3.1.2.1. Pleine charge et au delà de la pleine charge

Pour les systèmes à vitesse constante, le régime de fonctionnement du compresseur est bivalent. Il est soit en mode « marche » soit en mode « arrêt ». Le mode marche correspond au régime de fonctionnement du compresseur à la puissance maximale, c'est-à-dire à pleine charge.

Pour les systèmes à vitesse variable « *le fabricant donne des instructions pour le réglage de la fréquence pour chaque condition de performance* » [NF14511]. Pour ces systèmes, on désignera le régime de fonctionnement à pleine charge comme celui précisé par le fabricant au moment des essais dans les conditions de performance nominale. Ce régime n'étant pas forcément celui à puissance maximale, on laissera la possibilité dans le cas des systèmes variables de désigner par *fonctionnement au delà de la puissance à pleine charge*, le fonctionnement à un régime de fonctionnement du compresseur supérieur à celui précisé par le fabricant au moment des essais dans les conditions nominales. Selon certains constructeurs, un fonctionnement au delà des conditions nominales est possible jusqu'à 120% de la puissance nominale.

#### 3.1.2.2. Charge partielle

Le fonctionnement à charge partielle correspond au régime de fonctionnement inférieur au régime de fonctionnement nominal. Ce régime de fonctionnement bien que prépondérant sur la durée de vie d'une PAC n'est soumis à aucun test normalisé. Une norme expérimentale [XP14825] venant compléter les essais à pleine charge dans les conditions nominales est cependant disponible pour les constructeurs souhaitant d'ores et déjà effectuer les tests de leur machine à charge partielle.

### 3.1.3. Communication des données constructeurs

« Lorsqu'un appareil est mis en vente, en location ou en location-vente par le biais d'une communication écrite ou par un autre moyen impliquant que le client éventuel ne peut pas voir sous ses yeux l'appareil dont il est question (annonce, catalogue de vente par correspondance, annonces publicitaires sur l'Internet ou sur un autre média électroniques), la communication doit comprendre toutes les informations » définies dans l'annexe de la directive 2002/31/CE relative à l' « indication de la consommation d'énergie des climatiseurs à usage domestiques » [DIRE2002]. Outre les indications sur la marque, les références, la classe énergétique, les données doivent faire apparaître « pour les appareils dotés d'une fonction de chauffage, l'indication de la puissance calorifique définie en tant que capacité thermique en kW, en mode de chauffage à pleine charge, déterminée conformément aux procédures d'essai des normes harmonisées (...) (conditions  $T1 +7^{\circ}C$ ) ». La directive évoque ici les conditions d'essai de la norme NF EN 14511 précédemment présentées dans le tableau 5.

Les valeurs déclarées par les constructeurs sont soumises à une certaine tolérance. Ainsi « les données de performance publiées doivent être acceptées comme valables, lorsqu'un échantillon d'un modèle, testé conformément à la présente norme, satisfait aux critères suivants pour les modes réfrigération et chauffage si applicable: (a) Puissances frigorifiques et calorifique testées  $\geq 0,88 \times$  puissance déclarée; (b) EER testée  $\geq 0,85 \times$  EER déclaré; (c) COP testé  $\geq 0,85 \times$  COP déclaré ». Autrement dit, les performances et les puissances déclarées peuvent être annoncées respectivement avec une hausse de 13,6% et 17,6% par rapport aux performances et puissances mesurées. Cette tolérance trahit en partie la déclaration des performances réelles des systèmes, poussant les constructeurs à les déclarer à la hausse.

Il s'agit ici de bien être conscient de la nature des données communiquées par les constructeurs.

### 3.1.4. Exemple de données constructeurs

Le tableau 7 présente les données minimales (relatives à la directive 2002/31/CE) communiquées par deux fabricant de PAC air-air à vitesse variable d'une puissance nominale de 8 kW disponibles sur le marché.

	Fabricant no.1	Fabricant no.2
Modèle unité intérieure	FBQ71B7V3B	ARYA24LTN
Modèle unité extérieure	RZQ71B7V3B	AOYA24LACL
Puissance calorifique nominales [kW] (min ~ nom ~ max)	3,52 ~ 8,0 ~ 9,04	0,9 ~ 8,0 ~ 9,1
Puissance absorbée nominale (comp. +vent.) [kW] (min ~ nom ~ max)	nc ~ 2,31 ~ nc	0,09 ~ 2,21 ~ 2,77
COP nominal	3,46	3,61
Débit d'air unité intérieure [m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> ] (bas ~ moy ~ haut)	840 ~ nc ~ 1140	800 ~ 950 ~ 1100
Débit d'air unité extérieure [m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> ]	2886	2470

Tableau 7: Données constructeurs minimales

En outre, des données supplémentaires provenant d'essais complémentaires peuvent être communiquées dans les catalogues constructeurs de données techniques à l'usage des professionnels. Les tableaux 8 et 9 retranscrivent les tables de puissances calorifiques communiquées par les services techniques des deux fabricants. Des tableaux similaires présentant la puissance absorbée respective sont également disponibles (en annexe D). Le fabricant no.1 précise que les puissances présentés sont basées sur des conditions d'air extérieure à 85% d'humidité relative. Le fabricant no.2 quant à lui précise pour chaque point de fonctionnement la température d'air de bulbe humide et de bulbe sec (permettant d'en déduire l'humidité relative).

	Température extérieure (bulbe humide) [°CBH]						
	-15	-10	-5	0	6	10	
16	5,14	5,68	6,22	6,75	8,02	8,64	
18	5,14	5,67	6,21	6,74	8,01	8,62	
Température intérieure (bulbe sec) [°CBS]	20	5,13	5,67	6,2	6,74	8	8,61
21	5,13	5,66	6,2	6,73	8	8,61	
22	5,12	5,66	6,19	6,73	7,99	8,6	
24	5,12	5,65	6,19	6,72	7,98	8,59	

Tableau 8: Puissances calorifiques communiquées par la fabricant no. 1

		Température extérieure (bulbe humide) [°CBH] <sup>38</sup>									
		-16 (-15)	-11 (-10)	-7 (-5)	-2 (0)	3 (5)	6 (7)	8 (10)	10 (15)	15 (20)	18 (24)
Température intérieure (bulbe sec) [°CBS]	16	6,27	7,1	7,94	8,8	9,72	9,56	9,85	9,03	8,29	8,58
	18	6,12	6,93	7,75	8,59	9,49	9,33	9,62	8,82	8,09	8,38
	20	5,97	6,76	7,56	8,38	9,26	9,1	9,38	8,6	7,9	8,17
	22	5,82	6,6	7,37	8,17	9,03	8,87	9,15	8,39	7,7	7,97
	24	5,67	6,43	7,18	7,96	8,8	8,65	8,91	8,17	7,5	7,77

Tableau 9: Puissances calorifiques communiquées par le fabricant no. 2

Quelques constats peuvent émerger des tableaux 7, 8, et 9:

- Les conditions d'humidité relative coté air extérieur ne semblent pas être les mêmes d'un constructeur à l'autre (figure 25).
- Dans le cas du fabricant no.2, la puissance calorifique nominale selon les termes de la directive 2002/31/CE et la norme NF EN 145111 qui apparaît au tableau 7 ne correspond pas à la puissance calorifique de la table de puissances présentée au tableau 9. Cela laisse supposer que le point de fonctionnement issu du tableau 9, communiqué dans les données techniques, correspond à un régime de fonctionnement du compresseur autre que celui précisé lors des essais normalisés.

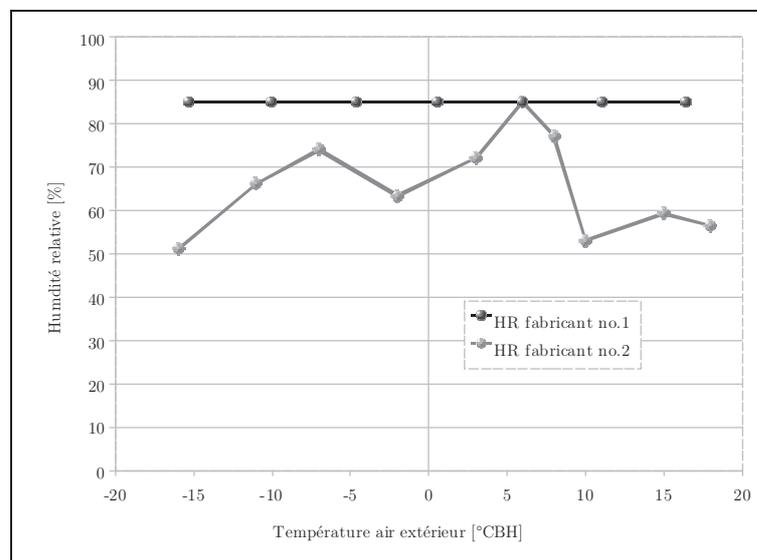


Figure 25: Conditions d'humidité relative de l'air extérieur des points de fonctionnement pour chacun des fabricants

Cela illustre bien la difficulté d'interprétation des données transmises par les fabricants. Elles sont communiquées sans aucune note sur les conditions d'essais et le

38 Les températures entre parenthèses indiquent les températures de bulbe sec [°CBS] associées.

régime de fonctionnement et peuvent amener quelques difficultés quant à leur utilisation pour le paramétrage de modèle numérique de PAC. Seuls trois points de fonctionnement (tableau 6) sont normalement soumis aux essais normalisés.

Les tendances d'évolution de la puissance calorifique adimensionnée<sup>39</sup> des deux fabricants, en fonction de la température extérieure humide et pour des conditions de température intérieure de 20°C sont présentées à la figure 26. On observe que pour les deux PAC étudiées, les puissances calorifiques nominales ne coïncident pas (voir les points N1 et N2 de la figure 26). Cela confirme visuellement le deuxième point des remarques de la page 66.

L'observation de ces évolutions semble indiquer que les données du fabricant no.2 intègre très probablement un fonctionnement à charge partielle pour les températures au dessus de 7°C, et un fonctionnement au delà du régime de fonctionnement de la performance nominale pour les températures en deçà.

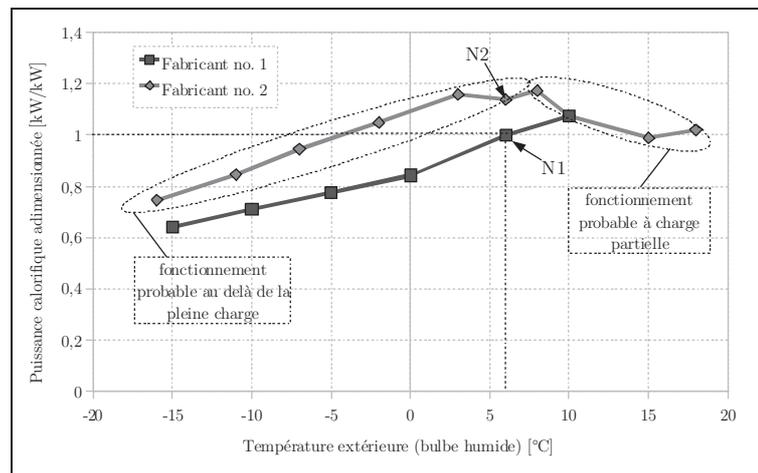


Figure 26: Évolution de la puissance calorifique provenant de données constructeurs

Pour s'en persuader, il semble judicieux de comparer les tendances d'évolution des puissances adimensionnées communiqués par les fabricants et celles issues des résultats d'un modèle de PAC air-air détaillé, dont on connaît les conditions de température et d'humidité aux sources et le régime de fonctionnement. Pour cela, le modèle physique détaillé « Heat Pump Design Model » (HPDM) développé par le laboratoire d'Oak Ridge<sup>40</sup> est utilisé. La PAC qui sert de référence est une PAC air-air par défaut proposée par les auteurs du modèle. Il s'agit d'une PAC air-air d'une puissance nominale de 8,7 kW, équipée d'un compresseur scroll, dont les tendances d'évolution de

39 Il est possible de diviser la puissance en chacun des points de fonctionnement par la valeur de la puissance nominale (définie par le norme EN NF 14511), afin d'obtenir des valeurs adimensionnées de la puissance calorifique. Cela permet de s'affranchir des dimensions de la PAC, et de pouvoir comparer les tendances d'évolution sur une même base.

40 Le modèle HPDM est un modèle physique détaillé, développé par le laboratoire d'Oak Ridge pour la conception des PAC air-air. Les grandes étapes de modélisation sont présentées à la partie 4.État de l'art des modèles de pompe à chaleur

la puissance calorifique à pleine charge en régime permanent, sans influence de l'humidité relative de l'air<sup>41</sup>, sont présentées aux figures suivantes.

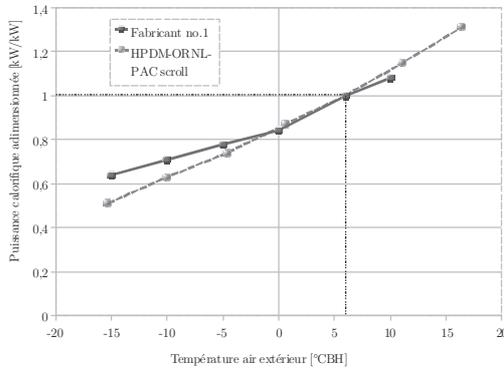


Figure 27: Comparaison des tendances de la puissance calorifiques - Fabricant no.1/ HPDM PAC scroll

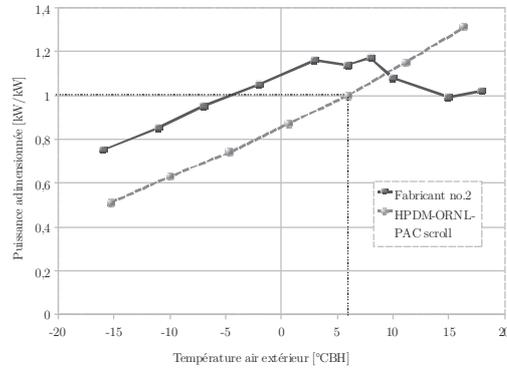


Figure 28: Comparaison des tendances de la puissance calorifiques - Fabricant no.2/ HPDM PAC scroll

Les tendances observées aux figure 27 et 28 montrent clairement que les puissances communiqués par le fabricant no.2 disposent de régime de fonctionnement au delà de la pleine charge et à charge partielle. Les données du constructeurs no.1 semblent être proches d'un régime de fonctionnement à pleine charge en régime stabilisé.

Les performances annoncées n'entrent pas dans le cadre des conditions d'essais de performance d'application (tableau 6), et ne sont a priori soumises à aucune norme et à aucune restriction. Ainsi, dans le cas de système à vitesse variable rien n'empêche un constructeur de faire apparaître des résultats de test pour différents régimes de fonctionnement du compresseur. Ce qui doit être le cas des données du fabricant no. 2. On peut interpréter ces données comme un désir du fabricant no. 2 de montrer que leur système tend à fournir une puissance calorifique constante quelle que soit la température extérieure. Ils tentent d'aplatir au plus la courbe des puissances.

Dans quelle mesure est-t-il possible d'utiliser ces données constructeurs pour le paramétrage de modèle numérique de PAC dédié au calcul des performances saisonnières ? Les points de fonctionnement nominaux sont les seuls dont on connaît les conditions d'essais. Ils caractérisent le fonctionnement à pleine charge, sans givrage et cycle de dégivrage. Les constructeurs, on l'a vu, peuvent diffuser des points de fonctionnement totalement indépendants des tests normalisés, dont on ne connaît pas les conditions d'essais. Il semble alors délicat d'utiliser les données des catalogues constructeurs pour le paramétrage de modèles empiriques ou semi-empiriques.

Pour la suite, le modèle sélectionné sera paramétré à partir de points de

41 L'utilisation du modèle HPDM permet de préciser les conditions de température et d'humidité de l'air aux entrées et sorties des échangeurs. Des conditions d'humidité de 50% ont été fixées pour l'air extérieur, afin de limiter son influence sur les performances à pleine charge en régime permanent.

fonctionnement à pleine charge en régime permanent issu du modèle détaillé HPDM afin d'être sûr du régime de fonctionnement modélisé.

## 4. État de l'art des modèles de pompe à chaleur

Le cycle de fonctionnement complet d'une PAC se caractérise par une suite successive de deux régimes de fonctionnement : (a) un régime stabilisé, permanent, statique ; (b) un régime instable, dynamique, transitoire. Dans le premier cas, les entrées/sorties du système sont indépendantes du temps, dans le second elles évoluent plus ou moins rapidement induisant une réaction de celui-ci. Le passage de l'un à l'autre de ces régimes se fait par un changement souvent brutal des conditions aux sources. Le système de régulation vient alors perturber le système et adapter le fonctionnement aux nouvelles conditions engendrant le passage d'un régime à l'autre, transition d'un état d'équilibre à un autre.

En pratique on distingue un troisième régime de fonctionnement qui se situe entre les deux régimes précédents, appelé régime quasi-statique ou quasi-permanent. Il correspond à un fonctionnement où la dynamique de réponse du système est plus rapide que la dynamique des perturbations. Autrement dit le système passe d'un régime permanent à un autre de façon très rapide. On considère ce fonctionnement comme une suite de régimes permanents où la réponse dynamique du système aux perturbations est considérée comme négligeable.

Une des étapes dans le choix d'un modèle est l'identification du régime de fonctionnement que l'on souhaite modéliser (permanent, dynamique, quasi-permanent). Pour cela, on doit savoir quelle dynamique on souhaite modéliser. Comme pour la structure du système, et ses composants, il existe différents niveaux de détail de modélisation des effets dynamiques. Deux niveaux de détails se distinguent sur la base des constantes de temps des perturbations et de la réaction du système. Une échelle de modélisation « *large* » se focalise sur les effets dynamiques causés par le changement des sollicitations climatiques, des démarrages, des arrêts, de la régulation, où la réponse temporelle du système est du même ordre de grandeur que le temps total d'un cycle de fonctionnement de celui-ci. Une échelle de modélisation « *fine* » se concentre sur les effets dynamiques beaucoup plus rapide mais influençant le comportement interne des composants comme par exemple la dynamique des clapets d'admission et de refoulement du compresseur. A cette échelle, les temps de réponses sont considérablement réduits, et ne reflètent pas la même dynamique qu'une modélisation plus large.

Dans le cas de la modélisation de PAC intégrée au modèle de bâtiment, le choix de la dynamique du système que l'on souhaite modéliser est controversé. Bien qu'une majorité de modèle développé considère que le régime de fonctionnement d'une PAC au sein d'un bâtiment peut être considérée comme quasi-permanent, il n'en reste pas moins qu'un certain nombre de travaux accuse l'omission des effets dynamiques de « large » échelle, dans l'évaluation des performances et de la consommation de ces systèmes.

Plusieurs auteurs ont fait état des modèles de climatisation et de pompes à chaleur disponibles dans la littérature depuis une quarantaine d'année [WELS1988] [BROW1998] [BEND2002]. Ils répertorient les modèles en régime permanent, et en régime dynamique. La majorité des modèles ont été développés pour la conception et l'amélioration de la conception des composants (compresseur, échangeurs, détendeur) des systèmes thermodynamiques. Les premiers travaux datent du milieu des années 1970, et concernent le développement de modèles complexes dédiés à la conception des composants internes des PAC. On retiendra notamment le modèle du laboratoire national d'Oak Ridge, (ORNL – Oak Ridge National Laboratory) développé à partir du milieu des années 1970, utilisé dans la partie précédente.

Quelques modèles ont cependant été développés dans le but d'être couplés à un modèle de bâtiment, ou une méthode de calcul des besoins de chaleur du bâtiment, en vue d'évaluer les performances saisonnières de ces systèmes. On constate que les modèles de PAC détaillés sont en général couplés à des méthodes de calcul de besoins de chauffage simplifiés (type méthode BIN), et les modèles de PAC simplifiés sont le plus souvent couplés à des modèles de bâtiment beaucoup plus détaillés. Ce sont ces modèles qu'on s'attachera à décrire par la suite

D'un côté [DOE1980], [ALLE1983], [KNEB1983], [STOE1982], [GORD2000], [STAB2000], [ROUJ2003] utilisent des modèles empiriques ou semi-empiriques qui modélisent les performances à pleine charge en régime permanent auxquelles sont appliquées des fonctions de correction permettant d'intégrer dans les performances les effets du fonctionnement dynamique à charge partielle et des cycles de givrage/dégivrage. Ils justifient leur choix de modélisation en régime permanent ou semi-permanent par la différence de réponse temporelle des systèmes bâtiment et PAC. Les modèles d'enveloppe du bâtiment sont le plus souvent des modèles dynamiques qui effectuent leurs calculs sur l'année avec un pas de temps horaire. La constante de temps de la PAC, considérée de l'ordre de quelques minutes, devient alors négligeable devant celle du bâtiment étant de l'ordre de quelques heures ou quelques journées. Le fonctionnement de la PAC sur des pas de temps d'une heure est considéré comme une succession de régime établis.

De l'autre côté, [GOLD1980], [BONN1980], [RETT1980], [HART1980],

[MCMU1981], [ROSE1982], [HEND1992], [ONEA1993], [GARD2001] modélisent la puissance délivrée à pleine charge par un modèle empirique par régression de données constructeurs et la complètent par une fonction exponentielle de constante de temps  $\tau$  du système afin de représenter le comportement dynamique des cycles marche-arrêt de la PAC.

Dans un premier temps, sont présentés les modèles décrivant le comportement des PAC en régime permanent. Dans un second temps, les modèles représentant les effets du fonctionnement dynamique de ces systèmes sont décrits.

## 4.1. Modèle en régime permanent

De nombreux modèles ont été développés pour modéliser le fonctionnement en régime permanent des PAC. Après un rappel théorique sur les méthodes existantes de modélisation de système thermodynamique, les modèles les plus répandus de cette catégories sont présentés.

### 4.1.1. Théorie de modélisation

« *Établir le modèle d'une technologie énergétique donnée consiste à en construire une représentation aussi fidèle que possible en assemblant entre eux différents éléments essentiels contribuant à l'objectif du système global pour lequel il a été conçu* ». [GICQ2001].

Un modèle mathématique est composé de trois types d'élément : (a) les variables d'entrée qui influent sur le comportement du système (incontrôlables ou contrôlables par l'utilisateur) ; (b) la structure du système et des paramètres qui fournissent la description physique ou empirique du système ; (c) les variables de sortie qui décrivent la réaction du système sous les sollicitations des variables d'entrée.

La modélisation mathématique appliquée aux systèmes physiques consiste à déterminer les variables de sortie connaissant les variables d'entrées et la structure du système. Il y a deux grands principes de modélisation [ASHR2005] :

L'approche « *amont* » dite « *classique* », où les objectifs sont de prédire les variables de sorties d'un modèle en connaissant exactement la structure et les paramètres du système soumis à des sollicitations d'entrée. Cette approche présuppose une connaissance très détaillée de la structure du système, des phénomènes physiques qui s'y déroulent, mais également des interactions entre ces phénomènes. L'avantage d'une telle approche est la construction d'un modèle physique, aussi appelé déterministe, de la structure du système pour prédire son comportement. Cette approche est idéale pour la conception des systèmes. (modèle de connaissance)

L'approche « *inverse* » consiste, disposant de mesures ou de valeurs des variables

d'entrée et de sortie qui décrivent le comportement du système, à déterminer la description mathématique du système et d'estimer les paramètres définissant sa structure. Contrairement à l'approche « classique », celle-ci est intéressante lorsque le système étudié existe, et qu'on dispose d'un certain nombre de données représentatives de ses performances pour permettre l'identification de paramètre du modèle. (modèle de comportement)

La seconde approche est retenue dans la cadre de ces travaux. On souhaite à partir de données communiquées par les constructeurs de PAC, estimer les paramètres d'une structure ayant plus ou moins de sens physique, en vue de prédire son comportement, ses performances et sa consommation.

L'approche inverse mène en général à l'élaboration deux types de modèle (voir figure 29) :

- Les modèles de type « *boîte noire* » ou « *empirique* » regroupent les modèles basés sur une approche empirique et statistique, qui consiste à corrélérer les entrées et sorties du système à l'aide de fonctions mathématiques relativement simples. Le plus souvent aucune hypothèse n'est faite sur le contenu physique du système. Les entrées/sorties proviennent généralement de données expérimentales ou de données techniques constructeurs et servent à identifier les paramètres relevant de l'identité du système. Ces paramètres sont déterminés le plus souvent à l'aide de méthodes de régression.
- Les modèles de type « *boîte grise* » ou « *semi-empirique* » regroupent les modèles fondés sur une approche plus physique, et généralement basés sur les lois fondamentales de la physique et la connaissance technique du fonctionnement du système. L'analyse de sa structure générale permet de faire ressortir les principaux éléments fonctionnels. Chaque composant est ensuite modélisé plus ou moins finement selon le degré de précision souhaité et les données dont on dispose. Il peut se caractériser par des relations physiques décrivant son fonctionnement interne, par un modèle empirique de type « *boîte noire* », ou alors il peut de nouveau être décomposé en sous-composant et aboutir à un modèle très détaillé.

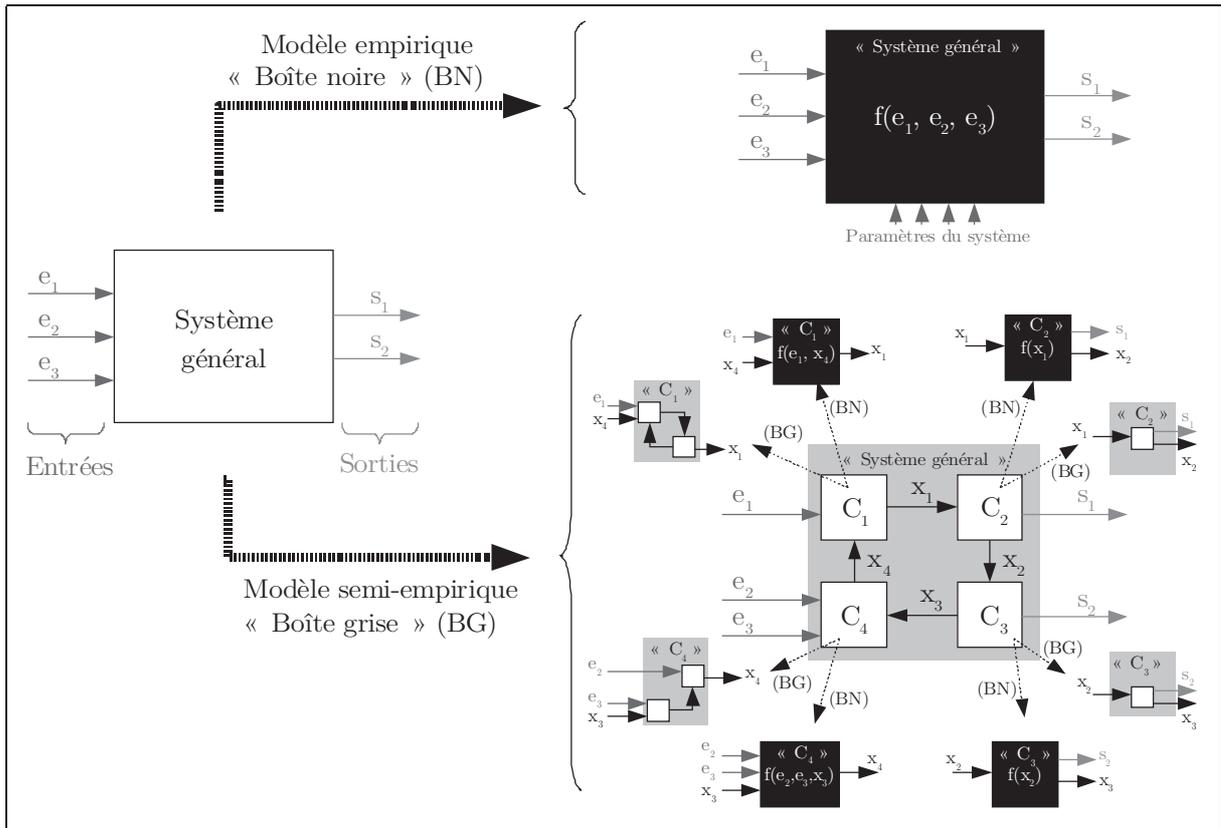


Figure 29: Possibilités de modélisation par « approche inverse »

Le choix du régime de fonctionnement (permanent ou dynamique) vient ensuite compléter le choix de l'approche et du type de modèle en fonction du comportement dynamique du système, des effets d'inertie et de la façon dont il est régulé.

L'application de ces approches à la modélisation des systèmes thermodynamiques a fait l'objet de nombreux travaux : méthode inverse, en régime permanent ou dynamique ont été étudiées. L'état de l'art suivant présente les résultats d'une analyse bibliographique sur le sujet.

#### 4.1.2. Les modèles empiriques ou « boîtes noires »

##### 4.1.2.1. Méthode générale

Le comportement d'une PAC a traditionnellement été modélisé en utilisant de simples équations obtenues à partir de régression de données de performances publiées par les constructeurs de ces machines [SWID2003]. Comme les données fournies par les constructeurs ne représentent le comportement du système qu'à pleine charge et pour des conditions d'essais définies par la norme, c'est-à-dire en régime permanent, des corrections doivent être utilisées pour passer du comportement du système à pleine charge en régime permanent au comportement à charge partielle dans des conditions quelconques, prenant en compte les effets dynamiques de la PAC. Les équations

provenant de régression sont principalement des équations polynomiales de deuxième ou troisième ordre. La sélection de la forme d'équation dépend du comportement de l'équipement. Parfois, les consommations d'énergie sont directement calculées à partir de tableaux de données fournis par les constructeurs, et seront d'autant plus précises que le nombre de points de fonctionnement disponibles est grand.

Une approche simplifiée typique [ASHR2005] pour modéliser le comportement d'une PAC comporte au minimum quatre équations qui modélisent : (a) la puissance calorifique délivrée à pleine charge ; (b) le COP à pleine charge ; (c) la dégradation des performances à charge partielle en fonction du taux de charge ; (d) la dégradation des performances due au givrage et au cycle de dégivrage de l'échangeur extérieur.

$$W = \frac{B_{ch}}{COP} \quad (13)$$

$$\frac{1}{COP} = \frac{1}{COP_{nom}} \cdot f_1(T_{ai}, T_{ae}, \dots) \cdot f_2(PLR) \cdot f_4(T_{ae}, HR_{ae}) \quad (14)$$

$$P_{calo,pc} = P_{calo,nom} \cdot f_3(T_{ai}, T_{ae}, \dots) \cdot f_4(T_{ae}, HR_{ae}) \quad (15)$$

$$PLR = \frac{B_{ch}}{P_{calo,pc}} \quad (16)$$

Avec :

$W$	<i>Puissance absorbée par la PAC (compresseur + auxiliaire)</i>	<i>[kW]</i>
$COP$	<i>Coefficient de performance</i>	<i>[-]</i>
$COP_{nom}$	<i>Coefficient de performance dans les conditions nominales à pleine charge</i>	<i>[-]</i>
$B_{ch}$	<i>Besoins de chauffage</i>	<i>[kW]</i>
$P_{calo,nom}$	<i>Puissance calorifique délivrée dans les conditions nominales</i>	<i>[kW]</i>
$P_{calo,pc}$	<i>Puissance calorifique à pleine charge pour des conditions non nominales aux sources</i>	<i>[kW]</i>
$PLR$	<i>Coefficient de charge partielle (Part Load Factor)</i>	<i>[-]</i>
$f_1$	<i>Fonction qui modélise le COP à pleine charge dans les conditions non-nominales</i>	<i>[-]</i>
$f_2$	<i>Fonction qui modélise l'influence du comportement à charge partielle sur les performances</i>	<i>[-]</i>
$f_3$	<i>Fonction qui modélise le puissance calorifique à pleine charge</i>	

	<i>dans les conditions non-nominales</i>	[-]
$f_4$	<i>Fonction qui modélise la dégradation globale des performances due au givrage de l'évaporateur et au cycle de dégivrage associé</i>	[-]
$T_{ai}$	<i>Conditions de température coté intérieur</i>	[°C]
$T_{ae}$	<i>Condition de température coté extérieur</i>	[°C]
$HR_{ae}$	<i>Humidité relative de l'air extérieur</i>	[%]

Les fonctions reliant les performances et la puissance calorifique non-nominales et nominales, respectivement  $f_1$  et  $f_3$ , dépendent principalement des températures d'air aux sources et sont principalement modélisées comme telles dans les travaux de la littérature. La forme et le degré de ces équations sont déterminés en fonction du foisonnement des données constructeurs ou expérimentales dont on dispose. Le plus souvent, la méthode des moindres carrés est utilisée pour paramétrer ces fonction.

La fonction  $f_2$  modélise la dégradation des performances à charge partielle, et dépend de la technologie de régulation du système (compresseur à vitesse variable ou compresseur à vitesse constante régulé par des cycles de marche-arrêt). Ce type d'équation est généralement paramétré en fonction de données expérimentales, puisque les données constructeurs à ce sujet sont inexistantes.

La fonction  $f_4$  caractérise la dégradation des performances et de la puissance calorifique en fonction de la température de l'air extérieur et de son humidité relative. Plus l'air extérieur est chargé en humidité, plus l'impact du givrage et du cycle de dégivrage associé sera grand. Là aussi, la fonction est paramétrée à partir de données expérimentales.

L'approche empirique est relativement facile à implémenter puisque aucune connaissance détaillée du fonctionnement du système n'est nécessaire, mais nécessite tout de même un nombre suffisant de données constructeur et/ou expérimentales afin de caractériser le comportement du système.

La première limite concerne l'exploitation des données dont on dispose pour le paramétrage. On doit être capable de définir les conditions de fonctionnement pour lesquelles le modèle est valable. Cela nécessite une connaissance exacte des conditions d'essais dans lesquelles ont été effectuées les expérimentations.

La seconde limite de ce type de méthode concerne l'extrapolation de l'utilisation du modèle en dehors des conditions pour lesquelles il a été paramétré. Le modèle n'est assurément valable que dans le domaine fixé par les points de fonctionnement disponibles.

#### 4.1.2.2. Revue bibliographique

Gluck et Pollak [GLUC1973] proposent la modélisation d'un compresseur intégré dans un groupe frigorifique à pleine charge. Le type de compresseur modélisé est à piston et à vitesse constante. Le calcul est basé sur une régression à partir des données constructeurs. La puissance appelée au compresseur est calculée par une équation polynomiale de deuxième degré à 9 paramètres, fonction de la température de condensation et d'évaporation du fluide frigorigène. Le modèle caractérise le fonctionnement du compresseur à pleine charge, en régime permanent et à vitesse constante. Les paramètres du modèle sont calculés par la méthode de régression des moindres carrés.

Allen et Hamilton [ALLE1983] proposent un modèle de groupe frigorifique d'eau glacée équipée d'un compresseur à piston pouvant être utilisé pour l'évaluation des performances à pleine charge et à charge partielle. Il s'agit typiquement un modèle empirique recalant les équations de puissance absorbée par le compresseur et la puissance frigorifique délivrée à pleine charge sur des données expérimentales. Ce sont des équations polynomiales de second degré fonction des températures de sorties des sources chaudes et froides, disposant de 6 paramètres chacune. Le fonctionnement à charge partielle est approximé à l'aide de deux coefficients multiplicatifs corrigeant respectivement la puissance absorbée et la puissance frigorifique à pleine charge. Le modèle est comparé aux modèles simplifiés des logiciels de thermiques du bâtiment DOE-2 et BLAST. Le modèle de DOE-2 est un modèle très simplifié caractérisé par une unique équation polynomiale du second ordre à 3 paramètres, fonction du taux de charge partielle et modélisant la puissance appelée au compresseur. Le modèle de BLAST est composé au total de trois équations : (a) une équation polynomiale du second ordre à 3 paramètres, fonction de la température des sources chaudes et froides, caractérisant la puissance frigorifique à pleine charge ; (b) une équation polynomiale du second ordre à 3 paramètres, fonction de la puissance frigorifique à pleine charge préalablement calculée à l'aide la première équation, caractérisant le COP à pleine charge, (c) un modèle de puissance appelée au compresseur identique à celui de DOE-2.

Hamilton et Miller [HAMI1990] proposent un modèle caractérisant chaque composant d'un système de climatisation à l'aide de modèle de type « boîte noire ». Chaque modèle de composant est paramétré à partir de données expérimentales détaillées dont les températures et débits aux sources, la température et la pression du fluide en différents points du circuit, et la mesure du débit de réfrigérant. L'ensemble forme un système d'équation de 75 équations et 66 inconnues qui caractérise les performances à pleine charge, la puissance appelée au compresseur et les puissances échangées à chaque échangeur.

Garde [GARD2001] propose un modèle empirique prenant en compte les effets

dynamiques liés aux cycles marche-arrêt. Il dissocie le modèle entre le fonctionnement en régime permanent et le fonctionnement régime dynamique. Dans son article il modélise une pompe à chaleur air-air fonctionnant en mode froid uniquement.

Swider [SWID2003] propose une comparaison de trois modèles empiriques de système de climatisation de complexité différente. Un premier modèle utilisant une simple régression linéaire permettant de mettre en lumière la non-linéarité du comportement du système. C'est un modèle linéaire à trois paramètres, utilisant la méthode des moindres carrés. Un second modèle polynomial multivariable utilisé dans le modèle de thermique du bâtiment DOE-2, modèle linéaire à 10 paramètres, utilisant également la méthode des moindres carrés. Le troisième modèle proposé est développé par Yik et Lam.

Yik et Lam [YIK1998] proposent un modèle utilisant la régression bi-quadratique pour prédire le comportement du compresseur d'un groupe frigorifique. C'est un modèle linéaire à neuf paramètres utilisant la méthode des moindres carrés.

Le logiciel TRNSYS-16 [TRNS2004] propose parmi ses composants deux types de modèles de pompe à chaleur. Un modèle permettant la modélisation d'une pompe à chaleur à deux sources froides et un autre à une source froide. La modélisation consiste à effectuer des interpolations linéaires de données d'entrée fournies par l'utilisateur provenant de sources expérimentales ou de catalogues constructeur.

Branesco [BRAN1996] passe en revue un grand nombre de ces modèles dans cadre du développement d'équipement thermodynamique pour le logiciel CONSOCLIM. Ce sont essentiellement des modèles permettant la modélisation de compresseur intégré dans un groupe frigorifique. L'ensemble des modèles proposé permet de simuler le comportement du système à pleine charge, en régime permanent et à vitesse constante.

Roujol [ROUJ2003] propose un modèle permettant de simuler le comportement d'un groupe frigorifique à pleine charge et à charge partielle. Il intègre deux équations polynomiales, l'une permettant de modéliser la puissance frigorifique à pleine charge, l'autre modélisant le COP à pleine charge. Un modèle simplifié caractérise le fonctionnement à charge partielle.

La forme des équations des modèles de puissance calorifique à pleine charge et de COP à pleine charge sont rappelées dans la tableau suivant.

Modèle	Équations
[ALLE1983] [KNEB1983]	-Modèle de puissance calorifique à pleine charge : $\frac{Q_{calo}}{Q_{calo,nom}} = C_1 + C_2 \cdot \Delta T + C_3 \cdot \Delta T^2$ -Modèle de COP à pleine charge : $\frac{COP_{nom}}{COP} = D_1 + D_2 \cdot \frac{Q_{calo}}{Q_{calo,nom}} + D_3 \cdot \left( \frac{Q_{calo}}{Q_{calo,nom}} \right)^2$
[DOE1980] [KNEB1983][A SHR2005]	-Modèle de puissance calorifique à pleine charge $\frac{Q_{calo}}{Q_{calo,nom}} = E_0 + E_1 \cdot T_{ae} + E_2 \cdot T_{ae}^2 + E_3 \cdot T_{ai} + E_4 \cdot T_{ai}^2 + E_5 \cdot T_{ae} \cdot T_{ai}$ -Modèle de COP à pleine charge $\frac{COP_{nom}}{COP} = F_0 + F_1 \cdot T_{ae} + F_2 \cdot T_{ae}^2 + F_3 \cdot T_{ai} + F_4 \cdot T_{ai}^2 + F_5 \cdot T_{ae} \cdot T_{ai}$
[GLUC1973] [STOE1982]	-Puissance calorifique à pleine charge $Q_{calo} = G_0 + G_1 \cdot T_{ae} + G_2 \cdot T_{ae}^2 + G_3 \cdot T_{ai} + G_4 \cdot T_{ai}^2 + G_5 \cdot T_{ae} \cdot T_{ai} + G_6 \cdot T_{ae}^2 \cdot T_{ai} + G_7 \cdot T_{ae} \cdot T_{ai}^2 + G_8 \cdot T_{ae}^2 \cdot T_{ai}^2$ -Puissance absorbée à pleine charge $W = H_0 + H_1 \cdot T_{ae} + H_2 \cdot T_{ae}^2 + H_3 \cdot T_{ai} + H_4 \cdot T_{ai}^2 + H_5 \cdot T_{ae} \cdot T_{ai} + H_6 \cdot T_{ae}^2 \cdot T_{ai} + H_7 \cdot T_{ae} \cdot T_{ai}^2 + H_8 \cdot T_{ae}^2 \cdot T_{ai}^2$
[ROUJ2003]	-Modèle de puissance calorifique à pleine charge : $\frac{Q_{calo}}{Q_{calo,nom}} = 1 + A_1 \cdot (T_{ai} - T_{ai,nom}) + A_2 \cdot (T_{ae} - T_{ae,nom})$ -Modèle de COP à pleine charge : $\frac{COP_{nom}}{COP} = 1 + B_1 \cdot \Delta T + B_2 \cdot \Delta T^2 \text{ avec } \Delta T = \left( \frac{T_{ae}}{T_{ai}} \right) - \left( \frac{T_{ae,nom}}{T_{ai,nom}} \right)$

Tableau 10: Modèles empiriques de puissance calorifique et de COP à pleine charge

$Q_{calo}$ , $Q_{calo,nom}$	Puissance calorifique à pleine charge non nominale et nominale	[W]
$W$	Puissance absorbée	[W]
$COP$ , $COP_{nom}$	Coefficient de performance à pleine charge non nominale et nominale	
$T_{ai}$ , $T_{ai,nom}$	Température de l'air coté intérieur	[°C]
$T_{ae}$ , $T_{ae,nom}$	Température de l'air coté extérieur	[°C]
$A_i$ , $B_i$ , $C_i$ , $D_i$ , $E_i$ , $F_i$ , $H_i$	Coefficients de régression	

#### 4.1.2.3. Conclusions

Ces modèles n'ont aucun sens physiques, et nécessitent de simples méthodes de régression pour les paramétrer. Ils sont simples et relativement faciles à mettre en place

au sein d'un modèle de bâtiment. Cependant ils disposent d'un défaut non négligeable : ils ne sont valables que dans les plages de températures pour lesquelles on dispose des points de fonctionnement. Dans l'exemple du fabricant no.1 (première partie de ce chapitre), les points de fonctionnement sont disponibles pour des températures comprises entre  $-15^{\circ}\text{C}$  et  $10^{\circ}\text{C}$ . Au delà de ces températures les modèles présentés précédemment ne sont plus valables.

La suite du chapitre présente une série de modèles semi-empiriques.

#### 4.1.3. Les modèles semi-empirique ou « boîtes grises »

##### 4.1.3.1. Méthode générale

Dans ces modèles, chaque élément de la pompe à chaleur est modélisé plus ou moins finement : compresseur, évaporateur, condenseur, et éventuellement le détendeur. La modélisation de ces composants peut être plus ou moins détaillée selon la finalité du modèle. Pour un modèle dédié au dimensionnement d'éléments internes de la pompe à chaleur, la description interne de chacun des éléments sera essentielle. En général, la modélisation du compresseur est assez simplifiée et utilise les rendements isentropiques ou volumétriques mais peut également se limiter à une approche empirique par régression à partir de points de fonctionnement fournis par les constructeurs. La complexité du modèle provient surtout de la description et de la modélisation employée pour les échangeurs (condenseur et évaporateur).

Parmi les modélisations d'échangeur il existe trois grandes familles :

- Les modèles globaux qui considèrent que les caractéristiques thermophysiques des fluides primaires et secondaires varient très peu. Dans le cadre de la modélisation d'un condenseur ou d'un évaporateur, ces modèles considèrent que la température au sein de l'échangeur est constante et égale à la température de changement de phase. Ce qui signifie que les parties de l'échangeur où le fluide est sous forme condensé ou vapeur ne sont pas prises en compte.
- Les modèles zonaux discrétisent l'échangeur en un nombre fini de zones. Ces zones sont fonction de l'état (vapeur, liquide+vapeur, liquide) du fluide qui y circule. On distingue en général trois zones correspondant pour le cas du condenseur à la désurchauffe (lieu de l'échangeur où le frigorigène se trouve sous forme vapeur), la condensation (lieu de l'échangeur où le frigorigène se trouve sous liquide+vapeur), et le sous-refroidissement (lieu de l'échangeur où le frigorigène se trouve sous forme liquide).
- Les modèles CFD (Computational Fluid Dynamics) servent pour la conception de nouveaux types d'échangeurs. Ils consistent à découper en mailles de petite taille l'échangeur, ce qui permet de réduire l'erreur sur les constantes

thermophysiques et le calcul des coefficients de transfert local. Dans le cas des évaporateurs et des condenseurs, ils permettent le suivi de l'évolution du titre vapeur qui intervient dans l'évaluation du coefficient de transfert local.

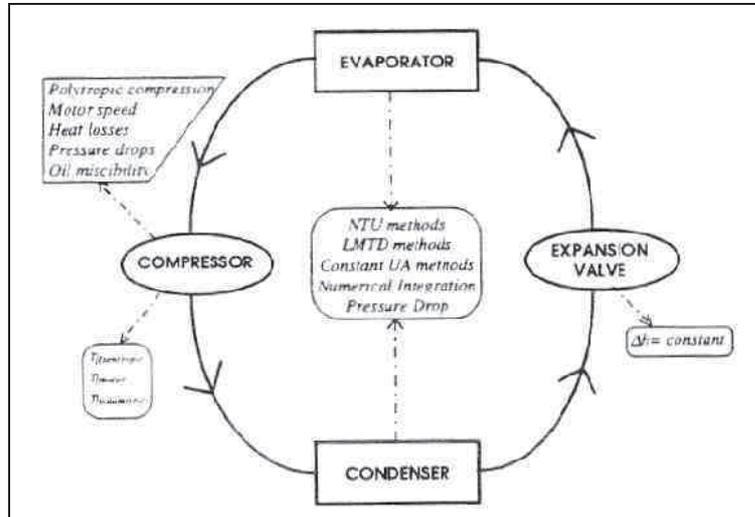


Figure 30: Schéma des méthodes de modélisation les plus communes des modèles physiques de PAC [BROW1998]

Le compresseur est la partie, mécaniquement parlant, la plus complexe d'un système thermodynamique, mais dont l'approche de modélisation reste assez simple dans l'ensemble des modèles physiques proposés dans la littérature. Les méthodes que l'on retrouve dans la littérature pour la modélisation des compresseurs sont souvent très proches. La plupart du temps le procédé de compression est modélisé en régime permanent même si la simulation elle-même se fait en régime dynamique. Ceci est dû au fait que par rapport aux échangeurs (condenseur et évaporateur), la dynamique du compresseur est négligeable. On considère en effet que le compresseur atteint son régime de fonctionnement permanent quasi instantanément.

#### 4.1.3.2. Revue bibliographique

Stoecker et Jones [STOE1982] proposent un modèle d'un système à compression de vapeur, qui permet de prédire les performances du système complet lorsque les caractéristiques de chacun des composants sont connues. Ils présentent des équations polynomiales permettant le calcul de la puissance absorbée par le compresseur en fonction des températures de condensation et d'évaporation. Ils proposent un modèle d'échangeurs se basant sur l'hypothèse d'un coefficient d'échange global constant le long du condenseur et de l'évaporateur mais variable selon les conditions aux échangeurs. L'ensemble est simulé simultanément selon une séquence de calcul appropriée. Un modèle similaire a été développé par Hamilton et Miller [HAMI1990] mais nécessitant des données plus détaillées.

Fisher et Rice [FISC1983] , [RICE1985] proposent un modèle détaillé permettant de prédire le comportement en régime permanent des PAC air-air équipées d'un compresseur à piston ou scroll. Il s'agit du modèle détaillé HPDM (Heat Pump Design Model) de l'ORNL utilisé précédemment dans ce rapport. Les motivations de l'élaboration d'un tel modèle étaient de fournir aux constructeurs de pompe à chaleur un outil numérique permettant l'aide à la conception. Le modèle du compresseur proposé est basé sur un modèle de régression à partir de données expérimentales fournies par les constructeurs. Il permet la détermination du débit massique de réfrigérant dans le circuit et calcule les puissances transférées au niveau des échangeurs et la puissance consommée par le compresseur. Les autres composants sont modélisés à l'aide d'équations fondamentales décrivant leur comportement. Ce type de modèle bien qu'utile dans l'élaboration et l'amélioration du nouveau composant, est difficile à utiliser par un bureau d'étude pouvant travailler avec des données provenant de catalogues constructeurs, mais peut servir à générer des tables de puissances comme cela est proposé dans ce rapport de thèse.

Stephanuk et al [STEF1992] proposent un modèle de simulation en régime permanent d'une pompe à chaleur à compression de vapeur qui est régulée par la surchauffe à la sortie de l'évaporateur. Il semble être un des modèles les plus détaillés disponibles à ce jour. Le modèle dérive entièrement des lois de base de conservation de l'énergie, de masse, de moment et les équations d'état utilisées pour la description des phénomènes ne font appel qu'à des corrélations fondamentales de transfert thermique. Les paramètres nécessaires pour décrire le comportement de chacun des composants du système sont supposés disponibles. Or, les paramètres du compresseur sont sélectionnés en recalant les équations avec les courbes de performance fournies par les constructeurs qui mettent en relation le débit massique de réfrigérant et la puissance électrique absorbée par le compresseur en fonction de la température d'évaporation et de la pression de refoulement. Mais ces données sont bien évidemment difficiles à obtenir auprès des constructeurs et là encore l'utilisation d'un tel modèle devient difficile.

Bourdouxhe et al [BOUR1994] développent un modèle de groupe frigorifique en régime quasi-permanent, valable pour des systèmes équipés de compresseur à piston, centrifuge et à vis, pour le fonctionnement à pleine charge ou à charge partielle. Ce modèle fait partie d'une série d'outils permettant de prédire le comportement de systèmes complexes à l'aide d'un minimum de paramètres. Leur modèle se situe entre les modèles empiriques par régression et les modèles traditionnels physiques détaillés mais nécessite tout de même un grand nombre de données catalogues ou expérimentales pour paramétrer les différents modèles de composants.

Gordon et Ng [GORD2000] proposent un modèle thermodynamique simple pour des groupes frigorifiques à compresseur à piston. Ils suggèrent que leur modèle est adapté

au diagnostic du système thermodynamique. Le modèle prédit le COP pour une large plage de fonctionnement à partir des températures d'entrées des fluides secondaires et de la puissance frigorifique à l'évaporateur, à l'aide de trois paramètres. Les résultats de COP sont remarquablement bons pour la typologie de systèmes considérée. Par contre il ne permet pas de prédire la puissance fournie au niveau de l'évaporateur puisque c'est une entrée du modèle.

Shelton et Weber [SHEL1994] proposent un modèle équivalent à celui de Gordon et Ng, avec les mêmes limitations. Il ne peut pas prédire la puissance frigorifique puisque c'est une donnée d'entrée du modèle.

Ceccini et Marchal [CECC1991] ont développé un modèle basé également sur une approche thermodynamique, utilisant des données provenant de travaux expérimentaux afin de recalibrer leur modèle. Le modèle caractérise les performances d'un groupe frigorifique en utilisant cinq paramètres (coefficient polytropique, volume balayé, cylindrée, surfaces de transfert aux niveaux de l'évaporateur et du condenseur), qui sont identifiés à partir de deux points de fonctionnement en régime permanent. Le cycle de réfrigération est décrit à l'aide d'un système à onze équations et onze inconnues et chaque composant de la pompe à chaleur est modélisé individuellement.

Le choix d'un modèle dans cette catégorie de modèles se tourne vers un modèle proposé par Jin et Spitler [JIN2002]. Le modèle qu'ils proposent est développé à partir des équations de base de la thermodynamique et des équations de transfert thermique. Le modèle dispose d'un certain nombre de paramètres qu'il est possible d'estimer à partir de points de fonctionnement provenant uniquement de données constructeur. Le modèle a d'ailleurs été développé dans ce sens, et son objectif était d'offrir un modèle physique paramétrable avec des données catalogues.

Le modèle proposé concerne les pompes à chaleur eau-eau équipés d'un compresseur à piston à vitesse constante. Il semble être adaptable pour d'autres systèmes de pompe à chaleur telles que les systèmes air-air. Il est présenté en détail plus tard dans ce chapitre.

## 4.2. Modélisation des effets dynamiques

### 4.2.1. Phénomènes de givrage et cycle de dégivrage

La formation de givre au niveau de l'évaporateur intervient lors des périodes les plus froides de la saison, là où les besoins de chauffage sont les plus importants, ce qui accentue son importance dans le bilan énergétique. La prise en compte de ce phénomène dans la modélisation du comportement d'une PAC air-air est donc essentielle. Selon plusieurs études le phénomène de givrage et les cycles de dégivrage

associés peuvent représenter jusqu'à 20% de la consommation saisonnière d'une PAC. Limiter le temps de fonctionnement de la PAC sur les plages de températures favorables à la formation de givre, en couplant la source froide de la PAC avec des sources d'air tempérées pourrait permettre une augmentation de ses performances globales et une diminution de sa consommation.

#### 4.2.1.1. Phénomènes

Dans le circuit thermodynamique d'une PAC à compression de vapeur, la température d'évaporation du fluide frigorigène au niveau de l'évaporateur se situe bien en dessous de zéro, quelles que soient les technologies. Ainsi sur les parties froides de l'évaporateur, la vapeur d'eau peut se condenser puis geler si la température extérieure descend trop bas. En effet, lorsque la température de surface de l'échangeur passe en dessous de la température de rosée de l'air extérieur (fonction de la température et de l'humidité de l'air), il y a condensation de la vapeur contenue dans l'air et givre sur les parois de l'évaporateur.

La couche de glace accroît la résistance thermique des parois de l'évaporateur, et si aucune action de dégivrage n'est entreprise, peut aboutir au colmatage de l'échangeur et empêcher le passage de l'air. La formation de givre sur l'échangeur extérieur entraîne la diminution de son coefficient global d'échange entre l'air et le fluide frigorigène. Lorsque l'échange au niveau de l'évaporateur diminue, le fluide frigorigène entre dans le compresseur moins surchauffé. Le détendeur se ferme limitant ainsi le débit massique de fluide. Le compresseur continue à aspirer le même débit volumique, la pression et la température d'évaporation diminue. Cette baisse de la température d'évaporation accentue encore plus le phénomène de givrage. Ce phénomène est la première raison de la baisse des performances et de la puissance délivrée par la PAC due au givrage.

La seconde raison est la nécessité d'un procédé de dégivrage pour éliminer le givre accumulé. Cette opération est consommatrice d'énergie, et nécessite parfois le recours à une énergie d'appoint pour assurer le confort dans la zone à chauffer, puisqu'au cours du cycle de dégivrage la PAC ne produit plus de chaleur.

Plusieurs techniques de dégivrage existent pour supprimer l'accumulation de glace :

- Arrêt de la PAC, mais le ventilateur continue à tourner afin de faire fondre la glace ;
- Apport d'énergie par exemple par résistance électrique ;
- Envoi d'une partie des gaz chauds provenant du compresseur directement dans l'évaporateur ;
- Inversion de cycle, où l'évaporateur devient condenseur.

Les problèmes de givrage interviennent quel que soit le type de pompe à chaleur fonctionnant sur l'air et sont souvent imputables au manque de sophistication. Les PAC étant en concurrence directe avec les appareils de chauffage traditionnels (chaudières, convecteurs électriques, etc.), les efforts des constructeurs pour limiter les prix se répercutent directement sur la qualité et le dimensionnement des composants des PAC, dont le système de dégivrage. Une part de ces systèmes est à destination des logements résidentiels où la limitation de surface d'installation impose que la taille des systèmes soit la plus réduite possible. Ceci, implique une forte compacité des unités, impliquant entre autre une minimisation du pas entre les ailettes, et une augmentation des risques de colmatage de l'échangeur lors du givrage. D'autre part, pour des questions de niveau sonore, les débits d'air sont limités ce qui pénalise l'optimisation de la performance de la batterie [ARGA2001].

De nombreux travaux se sont intéressés à l'évaluation de la dégradation du COP et de la puissance calorifique délivrée par les PAC due au givrage et au dégivrage de l'évaporateur, par exemple [MILL1982], [BAXT1984], [KAYG1994], [SCHI2000], [ARGA2001]. Selon ces études, l'apparition de la formation de givre s'observe en dessous du seuil de températures extérieures situé entre 4°C et 7°C, et s'accroît avec l'humidité relative de l'air.

#### 4.2.1.2. Principe de modélisation

Les travaux les plus fournis sur le sujet sont sans aucun doute les travaux de Miller datant des années 1980 [MILL1982], [MILL1984], [MILL1988]. A la suite de nombreuses séries d'expérimentations en chambre calorimétrique, l'auteur a été capable de définir deux facteurs distincts de pertes, l'un relatif à la formation de givre et l'autre au cycle de dégivrage. Ces facteurs pouvant être regroupés dans un facteur unique regroupant l'effet des deux types de dégradation.

Il définit alors un coefficient de pertes par givrage exprimant le pourcentage de pertes par rapport le cumul de la production de chaleur et à la moyenne du COP au cours d'une période de givrage donnée, en fonction de la température de l'air, de l'humidité relative, et du temps de fonctionnement de la PAC.

La quantité de chaleur produite par la PAC et le COP lors de conditions de givrage peuvent être calculés selon les formules 17 et 18, en fonction de coefficients de pertes par givrage distincts pour la puissance calorifique et pour le COP.

$$Q_{calo,g} = \sum_{i=1}^N \dot{Q}_{calo,g}^i \cdot t_i = \left( \dot{Q}_{calo,pc} \cdot t \right) \cdot \left( 1 - C_{pg,1} \right) \quad (17)$$

$$COP_g = \frac{\sum_{i=1}^N \dot{Q}_{calo,g}^i \cdot t_i}{\sum_{i=1}^N \dot{W}_g^i \cdot t_i} = COP_{pc} \cdot (1 - C_{pg,2}) \quad (18)$$

Avec :

$Q_{calo,g}$	Chaleur produite par la PAC sur une période $t$ donnée	[Wh]
$COP_g$	Coefficient de performance calculé sur une période $t$ donnée	[-]
$\dot{Q}_{calo,g}^i$	Puissance calorifique délivrée par la PAC durant la période $t_i$	[W]
$\dot{W}_g^i$	Puissance calorifique délivrée par la PAC durant la période $t_i$	[W]
$\dot{Q}_{calo,pc}$	Puissance calorifique à pleine charge en régime permanent sans dégivrage	[W]
$COP_{calo,pc}$	COP à pleine charge en régime permanent sans dégivrage	[-]
$t = \sum_{i=1}^N t_i$	Période d'essais	[heures]
$C_{pg,1}$	Coefficient de pertes par givrage exprimé comme le pourcentage de pertes des puissances calorifiques à pleine charge cumulées sur la période $t$ .	
$C_{pg,2}$	Coefficient de pertes par givrage exprimé comme le pourcentage de pertes du COP moyenné sur la période $t$ .	

De la même façon un coefficient de pertes par dégivrage est défini en exprimant le pourcentage de pertes par rapport au cumul de la production de chaleur et à la moyenne du COP au cours d'une période de dégivrage donnée.

La totalité des pertes par givrage et dégivrage peut être ensuite regroupée dans un seul et même coefficient de dégradation.

Un exemple de résultat issu des travaux de Miller est retranscrit à la figure 31. Il y présente les effets séparées et cumulées de la dégradation due au givrage et au dégivrage sur les performances et la puissance calorifique, en fonction de l'humidité relative de l'air, pour une température d'air extérieur donnée.

Relative humidity (%)	Test duration (min)	COP			$\Delta\text{COP}^c$		$\Delta\text{QH}^c$	
		quasi steady state	fr <sup>a</sup>	fr/def <sup>b</sup>	fr (%)	def <sup>d</sup> (%)	fr (%)	def (%)
70	163	2.54	2.35	2.24	7.50	4.33	6.33	2.00
80	54	2.75	2.43	2.00	11.73	15.41	15.52	8.06
90	54	2.63	2.32	1.87	11.88	17.20	16.76	9.15

<sup>a</sup>fr — Performance measured over duration of respective test, not including defrosting operation.  
<sup>b</sup>fr/def — Performance measured over duration of respective test, including defrosting operation.  
<sup>c</sup> $\Delta(\text{COP}, \text{QH})$  — Percentage breakdown of frosting and defrosting based on quasi-steady-state COP and QH as determined from each temperature and relative humidity test run.  
<sup>d</sup>def — Performance during defrosting period including chilling of indoor air, 5-kW auxiliary level.

Figure 31: Dégradation des performance due aux effets cumulés de la formation de givre et du procédé de dégivrage pour une température d'air de  $-1,1^\circ\text{C}$  [MILL1982]

Les résultats de ces travaux ont abouti au développement de modèles simplifiés de dégradation des performances et de la puissance calorifique due au phénomène de givrage et aux procédés de dégivrage, couramment appliqués dans les méthodes d'estimation des performances saisonnières des PAC.

#### 4.2.1.3. Modèles simplifiés

Les modèles les plus simplifiés utilisés par [MARC2003] considèrent un coefficient de dégradation constant dont l'application ne dépend que de la plage de température de l'air extérieur. L'influence de l'humidité relative de l'air n'est pas prise en compte. L'application de ce modèle à la puissance calorifique à pleine charge est illustrée figure 32.

$$\begin{aligned}
 Q_{calo,gd} &= Q_{calo,pc} \cdot (1 - C_{dg}) & \text{si } T_{ae} < 7^\circ\text{C} \\
 Q_{calo,gd} &= Q_{calo,pc} & \text{si } T_{ae} \geq 7^\circ\text{C}
 \end{aligned}
 \tag{19}$$

Où :

$\dot{Q}_{calo,gd}$	Puissance calorifique à pleine charge avec givrage/dégivrage	[W]
$\dot{Q}_{calo,pc}$	Puissance calorifique à pleine charge sans givrage/dégivrage	[W]
$C_{gd}$	Coefficient de dégradation de givrage/dégivrage (par défaut = 0,1)	
$T_{ae}$	Température sèche à l'entrée de l'évaporateur	[°C]

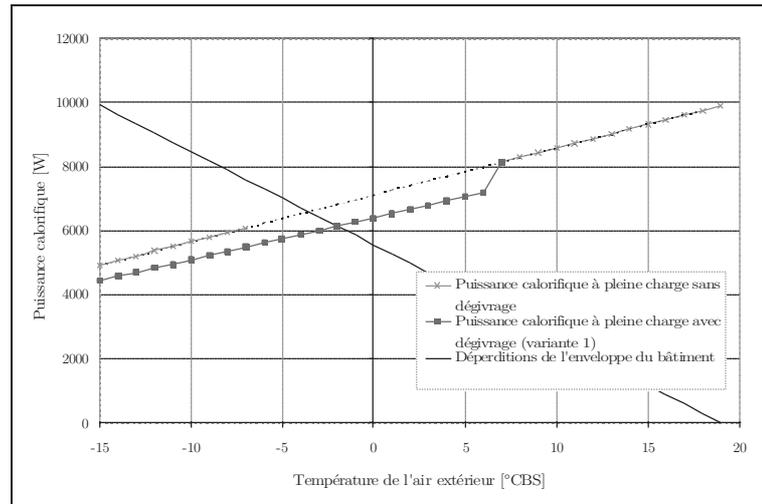


Figure 32: Modèle simplifié [MARC2000] de dégradation des performances due au givrage/dégivrage

Une variante de ce modèle est proposée par une norme japonaise [JRAIA2006] relative à l'évaluation des performances saisonnières de PAC. Il considère une diminution progressive du coefficient de dégradation en fonction de la température. Ce type de modèle considère que l'humidité relative de l'air diminue avec la température de l'air extérieur et que la dégradation du dégivrage en dessous d'une certaine température est alors négligeable.

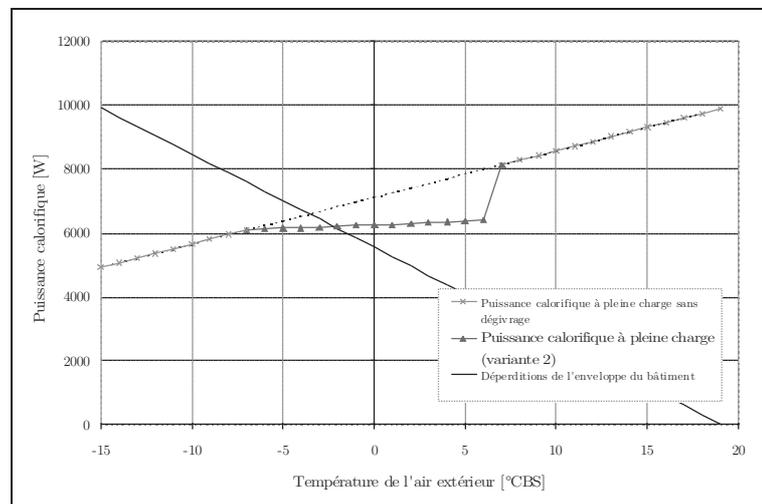


Figure 33: Modèle simplifié [JRAIA2006] de dégradation des performances due au givrage/dégivrage

#### 4.2.1.4. Proposition de modèle simplifié de givrage/dégivrage

Sur la base des résultats issus des travaux de [MILL1982], [SCHI2000], [KAYG1994], un modèle de dégradation des performances due au phénomène de dégivrage et du procédé de dégivrage est proposé. L'hypothèse est faite que le coefficient de dégradation

est une fonction linéaire de l'humidité relative de l'air au delà d'un certain taux d'humidité relative de l'air extérieur (figure34).

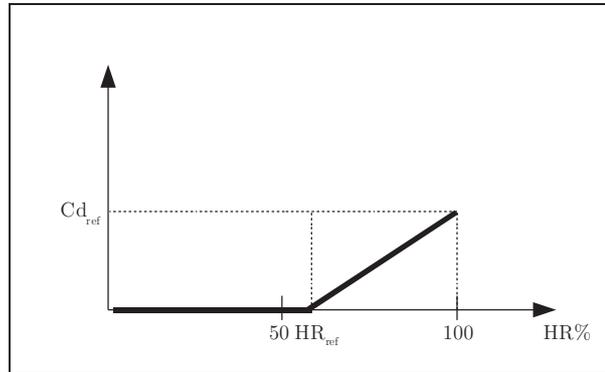


Figure 34: Évolution de coefficient de dégradation de givrage/dégivrage en fonction de l'humidité relative de l'air

L'expression du coefficient de dégradation s'exprime de la façon suivante :

$$Cd = a \cdot HR + b \quad \text{pour} \quad HR > HR_{ref} \quad (20)$$

$$\text{Avec} \quad a = \frac{Cd_{ref}}{100 - HR_{ref}} \quad \text{et} \quad b = \frac{Cd_{ref} \cdot HR_{ref}}{HR_{ref} - 100} \quad (21)$$

$HR_{ref}$  Humidité relative au delà de laquelle, il y a apparition de givre sur l'échangeur et une nécessité de cycle de dégivrage. [%]

$Cd_{ref}$  Dégradation maximale, lorsque l'air est saturé d'humidité. [%]

Selon les travaux précédemment cités la dégradation due au givrage/dégivrage ne s'observe que pour une humidité relative de l'air supérieure à 65% (figure 35)

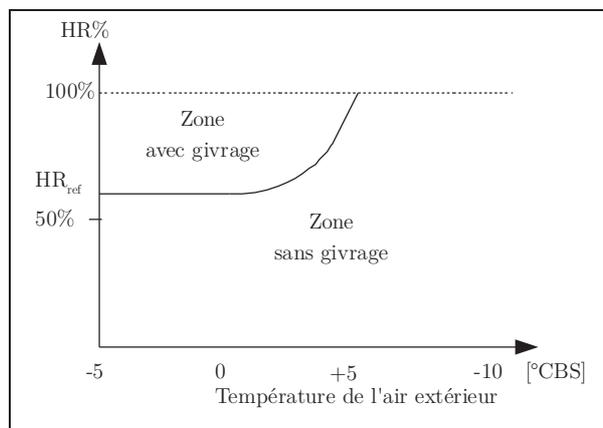


Figure 35: Zone de givrage en fonction de la température de l'air et de l'humidité relative [KAYG2000]

Un exemple de comportement de ce modèle de dégivrage en fonction de l'humidité relative est donné à la figure suivante.

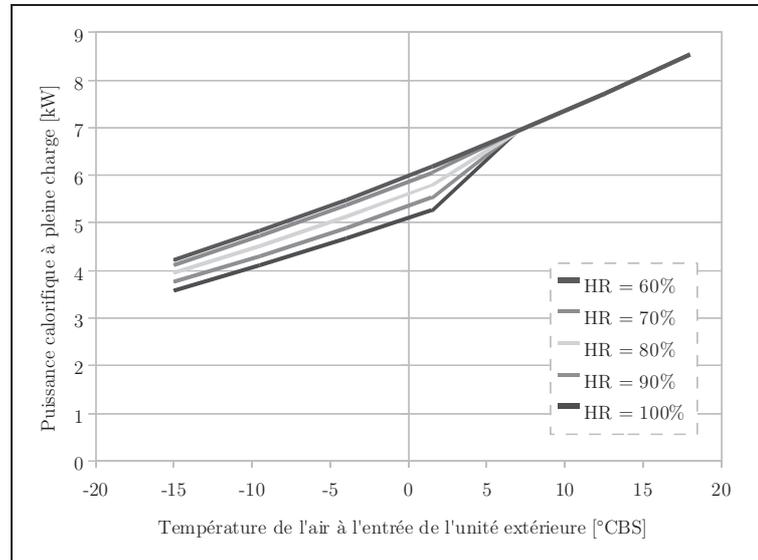


Figure 36: Modèle de dégivrage ( $HR_{ref} = 65\%$  et  $Cd_{ref} = 0,15$ )

#### 4.2.1.5. Proposition d'un modèle d'impact de humidité relative

Les travaux de [MILL1982], [BAXT1982], [KAYG1994] mettent en avant le fait qu'en dehors des plages de températures de givrage, c'est-à-dire au-dessus de 7°C, une amélioration du COP et de la puissance délivrée est observée sous certaines conditions d'humidité relative. L'accroissement de l'humidité relative de l'air pour ces températures implique des débits massiques de vapeur d'eau plus important et donc une contribution plus prononcée des échanges latents au niveau de l'évaporateur.

A l'aide du modèle détaillé (HPDM) du laboratoire d'Oak Ridge, il a été possible d'observer l'impact de l'humidité relative sur les performances à pleine charge et d'établir un modèle simplifié d'impact de l'humidité relative sur le COP et la puissance calorifique à pleine charge. La PAC air-air par défaut, proposée par les auteurs du modèle, d'une puissance nominale de 8,7 kW, équipée d'un compresseur scroll, a été utilisée pour ces observations.

La figure 37 présente l'évolution du COP à pleine charge pour différentes humidités relatives de l'air à l'entrée de l'évaporateur. Une évolution similaire est constatée pour la puissance calorifique à pleine charge (figure 39).

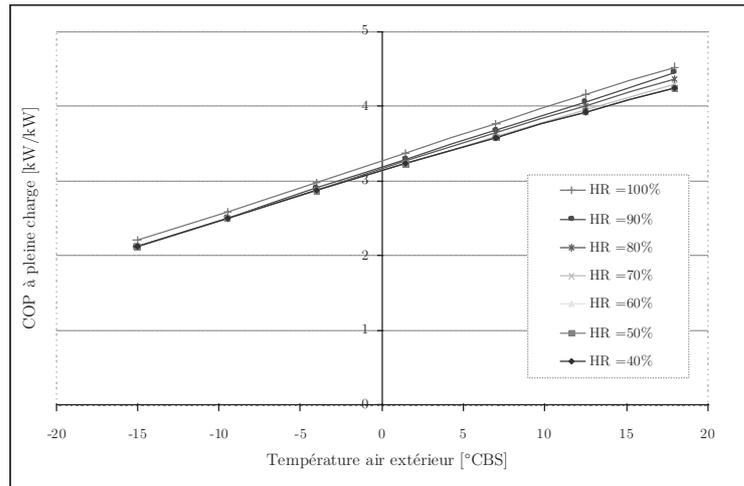


Figure 37: Évolution du COP à pleine charge en fonction de l'humidité relative

Le COP à pleine charge augmente en fonction de l'humidité relative de l'air. Plus l'air est humide, plus la contribution des échanges de chaleur latente au niveau de l'évaporateur augmente. Ceci est vrai pour des températures extérieures supérieures au seuil de formation de givre, qui se situe aux alentours de 7°C.

Il est alors possible d'observer figure 38 les gains sur le COP par rapport au COP à pleine charge sans humidité relative, en fonction de l'humidité relative pour différentes température d'air à l'entrée de l'évaporateur.

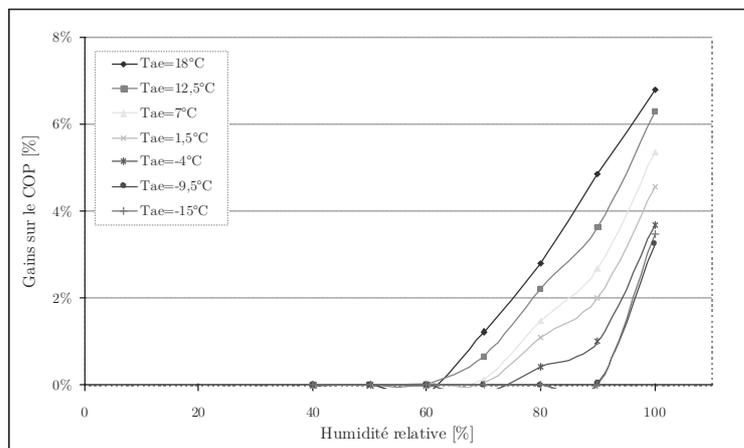


Figure 38: Gains sur le COP par rapport au COP à pleine charge en fonction de l'humidité relative et de la température de bulbe sec de l'air [°CBS]

On constate que plus l'air est humide et chaud, meilleur est le COP de la PAC. Ainsi pour une température d'air à l'entrée de l'évaporateur de 7°CBS, et une humidité relative de 90%, le COP à pleine charge est augmenté d'environ 3%. En dessous d'une humidité relative de 60%, aucun gain n'est observé.

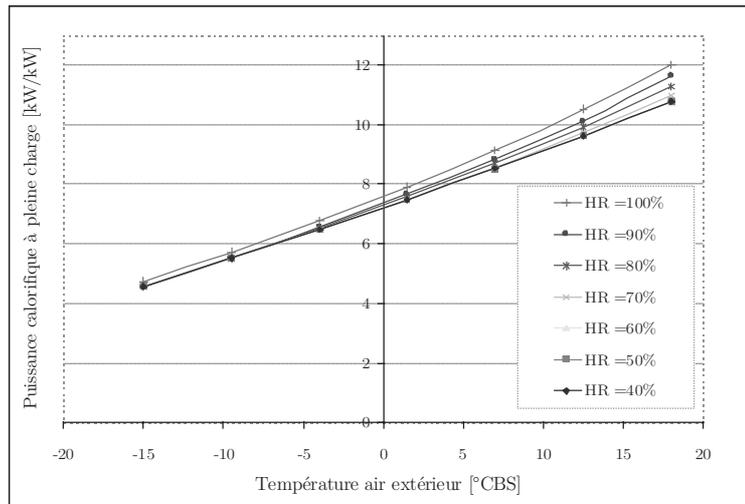


Figure 39: Puissance calorifique à pleine charge en fonction de l'humidité relative et de la température de l'air extérieur

Il en va de même pour la puissance calorifique à pleine charge. La figure 39 présente l'évolution de la puissance calorifique en fonction de l'humidité relative et de la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur.

La figure 40 présente les gains sur la puissance calorifique à pleine charge en fonction de l'humidité relative de l'air à l'entrée de l'évaporateur.

Pour une température d'air à l'entrée de l'évaporateur de 7°C, et une humidité relative de 90%, on constate que la puissance calorifique à pleine charge est également améliorée d'environ 3%.

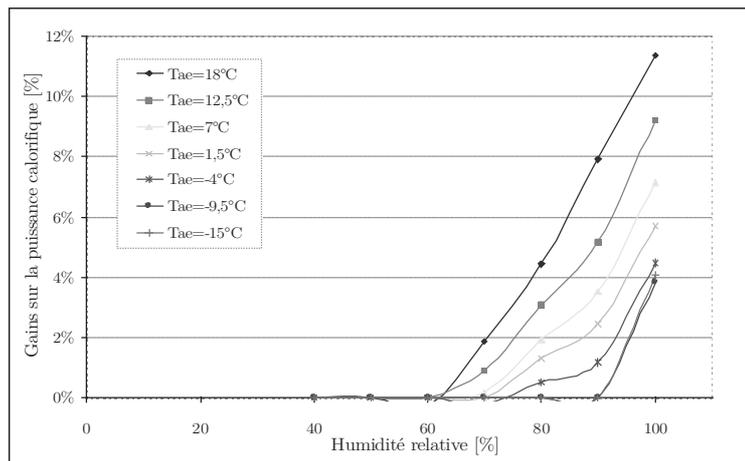


Figure 40: Gains sur la puissance calorifique à pleine charge en fonction de l'humidité relative et de la température de l'air

D'après ces observations il est alors possible de proposer un modèle simplifié permettant de prendre en compte ces améliorations du COP et de la puissance calorifique à pleine charge en fonction de l'humidité relative de l'air et de la

température de l'air à l'entrée de l'évaporateur.

On suppose que le gain sur la puissance calorifique évolue de façon linéaire en fonction de l'humidité relative :

$$G(T, HR) = a \cdot HR + b - E(T) \quad (22)$$

Avec :

$$E(T) = c \cdot T + d \quad (23)$$

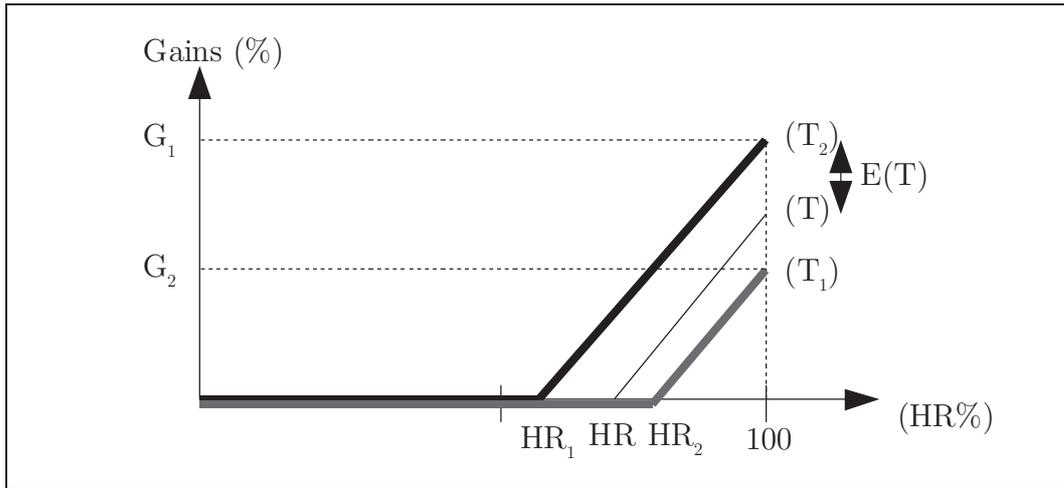


Figure 41: Illustration du modèle simplifié d'impact de l'humidité relative de l'air sur les performances et la puissance calorifique en dehors des plages de givrage

Les coefficients a, b, c et d des équations précédentes s'expriment de la façon suivante, d'après l'observation des gains pour deux températures d'air extérieur  $T_1$  et  $T_2$ .

$$a = \frac{G_2}{100 - HR_2} \quad (24)$$

$$b = \frac{G_2 \cdot HR_2}{HR_2 - 100} \quad (25)$$

$$c = \frac{G_1 - G_2}{T_2 - T_1} \quad (26)$$

$$d = \frac{T_2 \cdot (G_2 - G_1)}{T_2 - T_1} \quad (27)$$

$G_1$  Gain sur la puissance calorifique à pleine charge à la température  $T_1$  [%]

$G_2$  Gain sur la puissance calorifique à pleine charge à la température  $T_2$  [%]

$HR_1$	Humidité relative au-dessus de laquelle un gain est observé à la température $T_1$	[%]
$HR_2$	Humidité relative au-dessus de laquelle un gain est observé à la température $T_2$	[%]
$T_1$	Température de l'air extérieur	[°C]
$T_2$	Température de l'air extérieur	[°C]

D'après les résultats du modèle détaillé de l'ORNL, les valeurs par défaut suivantes sont utilisées.

$$\begin{aligned} T_2 &= 18 \text{ }^\circ\text{C}, G_2 = 7 \text{ } \%, HR_2 = 60 \text{ } \%, \\ T_1 &= 7 \text{ }^\circ\text{C}, G_1 = 3 \text{ } \%, HR_1 = 80 \text{ } \% \end{aligned} \quad (28)$$

Un modèle d'amélioration identique est appliqué au COP à pleine charge.

#### 4.2.2. Fonctionnement à charge partielle

Le fonctionnement à charge partielle correspond au régime de fonctionnement où la puissance calorifique à pleine charge de la PAC est supérieure aux besoins de chauffage. Le système de régulation de la PAC adapte la puissance calorifique délivrée en vue de maintenir une température de consigne dans les locaux à chauffer.

Le mode de fonctionnement en charge partielle représente 80 à 90% du temps de fonctionnement d'une PAC, selon le dimensionnement par rapport aux besoins de chauffage. La prise en compte de ce phénomène dans le cadre de simulation est alors essentielle pour l'évaluation des performances saisonnières des PAC [FLAS2004] [RIVI2004].

L'impact de ce type de fonctionnement sur les performances globales du système dépend de la technologie de régulation de la PAC (marche-arrêt ou inverter).

Le fonctionnement à charge partielle des PAC air-air régulées par marche-arrêt a fait l'objet de nombreux travaux [PARK1977], [GOLD1980], [HEND1992] dont les principales conclusions sont résumées par la suite. Des modèles plus ou moins complexes adaptés au calcul des performances saisonnières sont disponibles dans la littérature afin de prédire ce fonctionnement.

Le fonctionnement à charge partielle des PAC air-air régulées par variation de fréquence (inverter) dispose également de modèles simplifiés adaptés au calcul des performances saisonnières.

Il est en généralement pratique d'exprimer les effets du fonctionnement à charge partielle à l'aide d'un rendement de dégradation à charge partielle. Les premiers travaux de [PARK1977] ont abouti à la définition d'un rendement de dégradation, largement réutilisé dans les modèles qui ont suivi. Nommé « part load factor » ou PLF,

il s'exprime de la façon suivante :

$$PLF = \frac{\text{Performance à charge partielle}}{\text{Performance à pleine charge}} \quad (29)$$

Les performances évoquées ici, prennent en compte à la fois la consommation du compresseur mais également celle des ventilateurs intérieurs et extérieurs.

Le plus souvent, ce rendement de dégradation s'exprime en fonction du taux de charge partielle (PLR, Part Load Ratio en anglais), qui se définit comme le rapport entre les besoins de chaleur et la puissance calorifique à pleine charge délivrable par la PAC :

$$PLR = \frac{B_{ch}}{\dot{Q}_{calo,pc}} \quad (30)$$

$PLR$	Taux de charge partielle	[-]
$B_{ch}$	Besoins de chaleur sur l'heure	[W]
$\dot{Q}_{calo,pc}$	Puissance calorifique à pleine charge	[W]

#### 4.2.2.1. PAC contrôlées par marche-arrêt

Les premiers travaux traitant de l'évaluation des pertes liées au cyclage des PAC contrôlées par marche-arrêt datent du milieu des années 1970 [PARK1977]. Selon les auteurs, le PLF dû au cyclage d'une PAC dépend :

- De la réponse dynamique de la PAC au moment de sa mise en marche (le plus souvent définie par une constante de temps propre à chaque machine) ;
- Du taux de cyclage de la PAC au cours d'un cycle de marche-arrêt (fonction des caractéristiques de la consigne, et d'une certaine façon de l'inertie thermique du bâtiment).

Les modèles associés à ces hypothèses [GOLD1980], [ONEA1993], [GARD2001], prennent principalement en compte les pertes dynamiques de démarrage de cycle. Cela consiste à supposer que la montée en puissance calorifique, afin d'atteindre le régime permanent de la PAC à la suite d'un arrêt, suit une variation exponentielle fonction du temps. La phase de régime transitoire correspond à la remise en température du fluide frigorigène à l'évaporateur et au condenseur, et au rééquilibrage des pressions au sein du circuit, avant la phase réelle de production de chaleur. La puissance délivrée sur un cycle peut s'exprimer de la façon suivante :

$$\dot{Q}_{calo,cyc} = \int_0^{t_{on}} \dot{Q}_{calo,pc} \cdot (1 - e^{-t/\tau}) \cdot dt \quad (31)$$

Avec :

$\dot{Q}_{calo,cyc}$	Puissance calorifique délivrée au cours d'un cycle	[W]
$\dot{Q}_{calo,pc}$	Puissance calorifique à pleine charge sans cyclage	[W]
$t_{on}$	Période pendant laquelle le compresseur est en marche	[heure]
$\tau$	Constante de temps de la PAC	[heure]

Les auteurs de ce type de modèle considèrent le plus souvent que la puissance électrique absorbée est constante tout au long du cycle. De plus, la puissance de veille n'est pas prise en compte au moment des arrêts de la PAC.

Le taux de charge s'exprime alors sous la forme :

$$PLR = \frac{\int_0^{t_{on}} \dot{Q}_{calo,pc} \cdot (1 - e^{-t/\tau}) \cdot dt}{\dot{Q}_{calo,pc} \cdot \theta} = \frac{t_{on} + \tau \cdot (e^{-t_{on}/\tau} - 1)}{\theta} = F_{on} + \tau \cdot C_{ph} \cdot (e^{-F_{on}/(\tau \cdot C_{ph})} - 1) \quad (32)$$

Avec :

$\theta$	Période d'un cycle marche-arrêt	[h]
$F_{on}$	Fraction de marche du compresseur ( $F_{on} = t_{on}/\theta$ )	[-]
$C_{ph}$	Nombre de cycle de marche-arrêt par heure ( $C_{ph} = 1/\theta$ )	[-]

Le coefficient de dégradation s'exprime quant à lui sous la forme :

$$PLF = \frac{COP_{cyc}}{COP_{pc}} = \frac{\int_0^{t_{on}} \dot{Q}_{calo,pc} \cdot (1 - e^{-t/\tau}) \cdot dt}{\dot{W}_{pc} \cdot t_{on}} \cdot \frac{\dot{W}_{pc}}{\dot{Q}_{calo,pc}} = \frac{PLR}{F_{on}} = 1 + \frac{\tau \cdot C_{ph} \cdot (e^{-F_{on}/(\tau \cdot C_{ph})} - 1)}{F_{on}} \quad (33)$$

Ces modèles considèrent qu'il est alors possible d'exprimer le coefficient de dégradation en fonction du nombre de cycle marche-arrêt par heure  $C_{ph}$ , de la fraction de marche du compresseur  $F_{on}$ , et de la constante de temps du système  $\tau$ .

Leur utilisation nécessite la connaissance des caractéristiques de la régulation marche-arrêt de la PAC, et de sa dynamique de montée en puissance (qui dépend elle-même de la mise en œuvre). Ces modèles ne sont rigoureusement paramétrables qu'à partir d'une connaissance expérimentale du système de PAC à modéliser. Mais certains travaux ont réussi à développer des modèles simplifiés, représentatifs du comportement général des PAC air-air.

Les expérimentations de [PARK1977] ont permis de mettre en évidence la relation linéaire simplifiée existant entre la dégradation des performances et de taux de charge

partielle de la PAC.

$$PLF = 1 - C_{cp} \cdot (1 - PLR) \quad (34)$$

$C_{cp}$  est le coefficient de charge partielle, qui relie l'efficacité relative et le rapport de l'énergie thermique produite en mode cyclage sur l'énergie thermique en régime permanent.

L'allure de l'évolution du rendement d'efficacité en fonction du taux de charge est présenté à la figure 42.

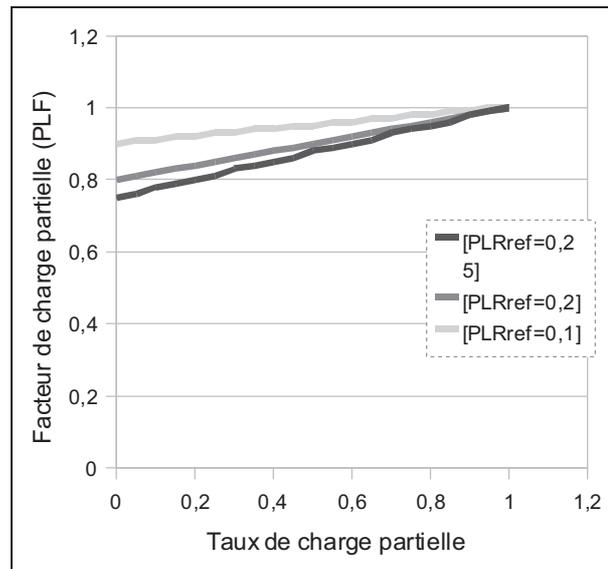


Figure 42: Modèle simplifié [PARK1977]

[PARK1977] propose une valeur par défaut  $C_{cp}$  égale à 0,25.

D'autres travaux [HEND2000], [ANGL2001], [MARC2003] ont su intégrer la part des éléments de veille, dans la modélisation des systèmes de petite puissance, qui ont permis d'aboutir à des modèles simplifiés.

Le facteur de charge partielle peut s'exprimer sous la forme suivante :

$$PLF = \frac{PLR}{PLR + \alpha} \cdot \beta \quad (35)$$

Avec

$\beta$	Point de paramétrage	[-]
$\alpha$	Part de la puissance des éléments de veille	[%]

La part de la puissance des éléments de veille s'exprime selon l'équation

$$\alpha = \frac{P_{veille}}{\dot{Q}_{calo,pc}} \quad (36)$$

$P_{veille}$  Puissance de l'ensemble des éléments de veille [W]

Selon la technologie et les caractéristique de la PAC, la part de la puissance peut varier de 1% à 5% selon l'application .

On définit également un point de paramétrage qui s'exprime comme suit :

$$\beta = 1 + \alpha \quad (37)$$

Un exemple d'évolution du PLF en fonction du PLR est présenté à la figure suivante pour différentes valeurs de  $\alpha$  .

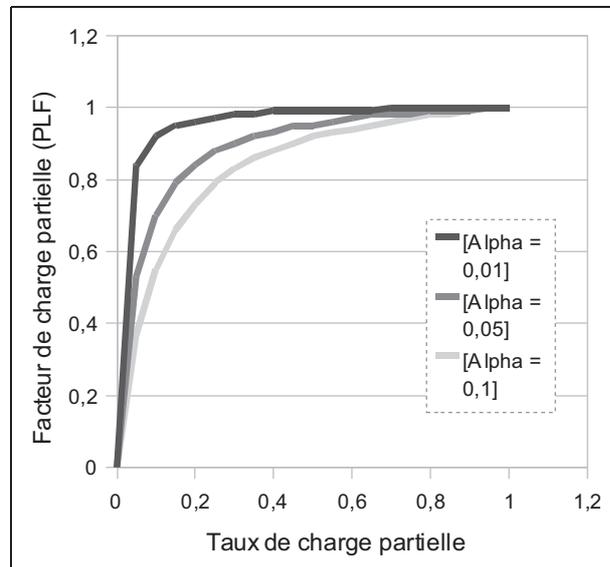


Figure 43: Modèle simplifié de dégradation des performances à charge partielle intégrant les éléments de veille [MARC2000]

#### 4.2.2.2. PAC contrôlées par inverter

Les PAC contrôlées par inverter ont également fait l'objet de nombreux travaux quant à l'étude de leur performance. Dans le cas où des points de fonctionnement à charge partielle sont disponibles (le plus souvent obtenus de façon expérimentale), il est possible d'aboutir à des modèles plus ou moins détaillés, qui consistent à compléter le modèle à pleine charge en régime permanent, qu'il soit empirique ou semi-empirique, par l'ajout d'un nouveau paramètre : la fréquence de rotation du compresseur [RICE1984], [MILL1988], [SHAO2004].

Les points de fonctionnement à charge partielle, dans les catalogues constructeurs sont inexistantes. Le modèle détaillé de l'ORNL peut être utilisé pour des PAC à

variation de fréquence, mais là encore, il faut disposer d'une série de points de fonctionnement à différentes fréquences de rotation du compresseur afin de le caractériser. N'ayant pas pu disposer de ces points de fonctionnement à charge partielle, une validation du modèle par rapport au modèle détaillé de l'ORNL n'a pas pu être effectuée, mais constitue une piste de validation, dans le cas où ces points de fonctionnement seraient disponibles.

Lorsque très peu de données sont disponibles, la seule solution consiste à s'orienter vers les modèles simplifiés. Comme pour les PAC contrôlées par marche-arrêt, ces modèles proposent d'exprimer le facteur de charge partielle en fonction du taux de charge de la PAC

Les modèles de [MARC2003], [PERR2004], [BORY2006], [RIVI2007], proposent les mêmes tendances d'évolution (figures 44 et 45).

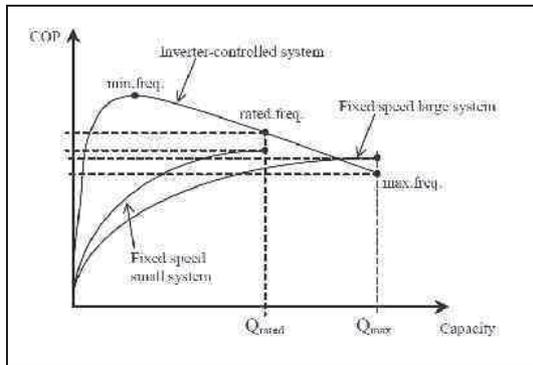


Figure 44: Modèle utilisé par [PERR2004]

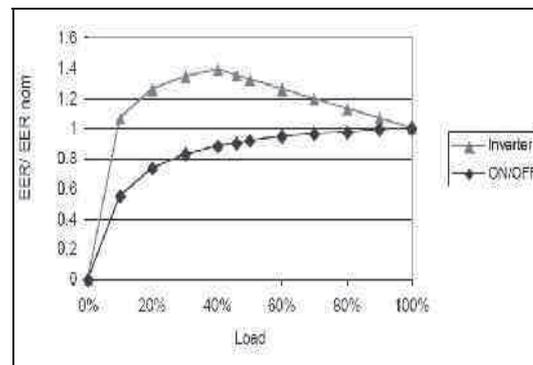


Figure 45: Modèle proposé par [BORY2006]

Ils distinguent en général deux plages de fonctionnement du compresseur en fonction du taux de charge partielle. Au dessus d'un taux de charge partielle de référence  $PLR_{ref}$ , le compresseur régule sa fréquence de rotation afin d'adapter au mieux la puissance calorifique délivrée au condenseur aux besoins de chauffage de la zone à chauffer. En dessous de la valeur de ce taux de charge de référence, le compresseur ne peut plus baisser sa fréquence de rotation et fonctionne alors en marche/arrêt.

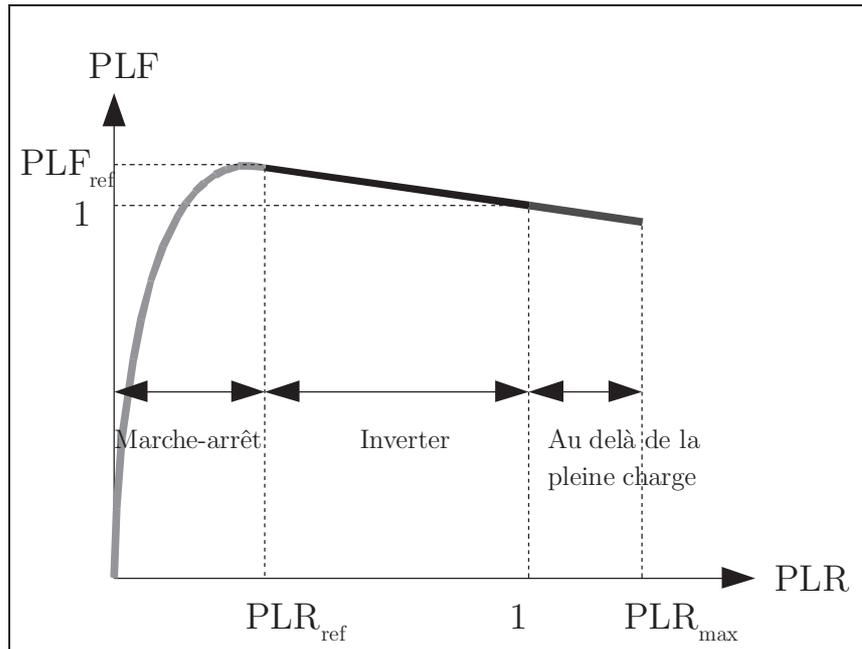


Figure 46: Principe de paramétrage du modèle de charge partielle pour inverter

#### a) Première plage de fonctionnement

En dessous du taux de charge de référence la compresseur ne pouvant pas réduire davantage sa fréquence de rotation, il fonctionne en marche/arrêt et se comporte dans la configuration d'une PAC contrôlée par marche-arrêt. On rappelle l'expression du facteur de charge partielle, régi par l'équation 38. L'évolution du facteur de charge partielle en fonction du taux de charge est parabolique.

$$PLF = \frac{PLR}{PLR + \alpha} \cdot \beta \quad (38)$$

$PLR$  Taux de charge partielle défini à l'équation 30.

$\beta$  Le point de paramétrage

La part de la puissance des éléments de veille s'exprime selon l'équation

$$\alpha = \frac{P_{veille}}{\dot{Q}_{calo,pc}} \quad (39)$$

Et,

$$\beta = \frac{PLF_{ref}}{PLR_{ref}} \cdot (PLR_{ref} + \alpha) \quad (40)$$

b) **Seconde plage de fonctionnement**

Au dessus du taux de charge de référence, le comportement à charge partielle de la PAC est régi par l'équation 41. L'évolution du facteur de charge partielle en fonction du taux de charge est supposée linéaire.

$$PLF = a \cdot PLR + b \tag{41}$$

Où,

$$a = \frac{1 - PLF_{ref}}{1 - PLR_{ref}} \text{ et } b = \frac{PLF_{ref} - PLR_{ref}}{1 - PLR_{ref}} \tag{42}$$

La figure suivante présente la forme du modèle dédié aux PAC avec inverter pour différentes valeurs de  $\alpha$ . Dans cette application  $PLR_{ref} = 0,4$  et  $PLF_{ref} = 1,2$ .

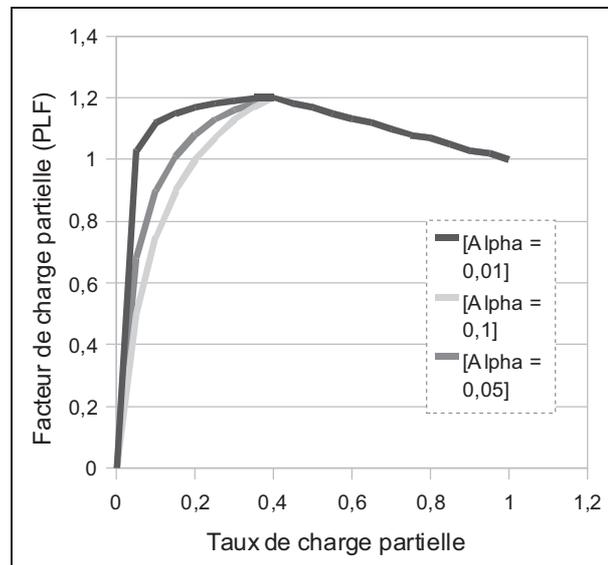


Figure 47: Modèle de dégradation à charge partielle dédié aux PAC contrôlées par inverter

On constate à partir des données constructeurs, que certaines PAC contrôlées par inverter ont la possibilité de fonctionner au-delà du fonctionnement à pleine charge. Cette option leur permet pendant des pics de besoins de chaleur, d'augmenter la fréquence de rotation du compresseur afin de délivrer plus de chaleur, et d'éviter et/ou retarder le déclenchement de l'appoint électrique pour couvrir l'ensemble des besoins de chauffage. Selon certains constructeurs, leur machine pourrait délivrer jusqu'à 20% de puissance calorifique supplémentaire par rapport à la pleine charge. D'où l'intégration d'un nouveau paramètre  $PLR_{max}$  dans le modèle afin de prendre en compte cette possibilité.

Ainsi, pour des taux de charge partielle allant jusqu'à  $PLR_{max}$ , le coefficient de

dégradation à charge partielle est modélisé à l'aide de l'équation 41.

On peut noter également la concordance de ce modèle avec les résultats de l'institut suédois SP, concernant des séries de tests de PAC air-air à charge partielle à 50%, 75% et 100% de taux de charge pour une température d'air extérieur de 2°C et 7°C. La figure 48 présente les résultats disponibles en ligne, de l'évolution du PLF en fonction du taux de charge partielle PLR pour vingt-sept PAC air-air de différente puissance toutes contrôlées par inverter.

On constate une forte disparité des résultats, en fonction des fabricants. Alors que pour certaines PAC on observe des gains sur les performances pouvant aller jusqu'à une amélioration de 60% de la performance nominale, d'autres PAC disposent de résultats beaucoup moins bons.

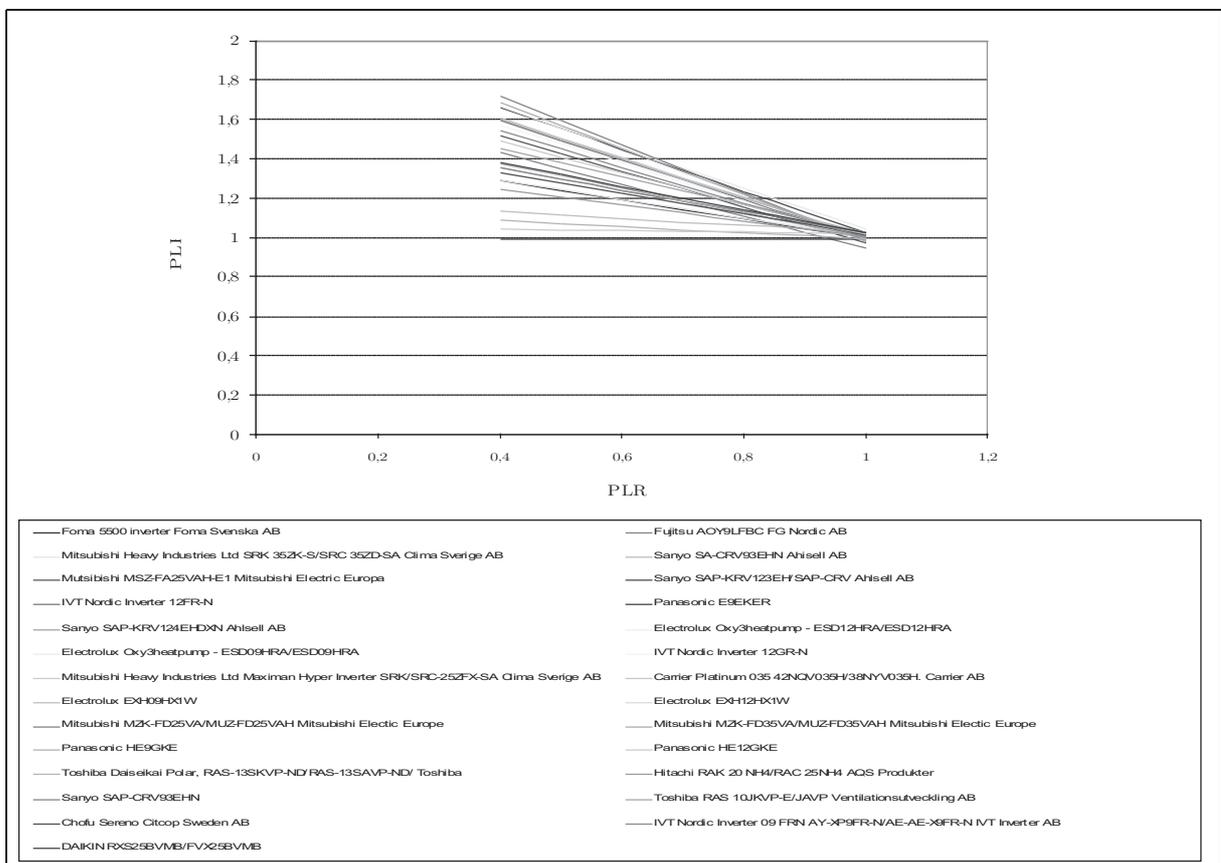


Figure 48: Résultats de tests de PAC air-air par l'institut suédois SP

En attendant de disposer de paramètres moyens résultants de mesures sur banc d'essai<sup>42</sup> nous considérons par la suite les paramètres suivants :  $PLR_{ref} = 0,5$  et  $PLF_{ref} = 1,1$ . C'est-à-dire qu'à 50% de taux de charge de la PAC, on considère que les performances à pleine charge sont augmentées de l'ordre de 10%.

42 Des résultats de mesures du comportement à charge partielle d'une PAC air-air testée sur le site du Centre énergétique et procédés à Palaiseau devaient être récupérés, mais une série d'aléas a retardé l'ensemble des tests.