ED n° 432 : « Sciences des Métiers de l'Ingénieur »

N° attribué par la bibliothèque

|_|_|_|_|_|_|_|_|_|_|

T H E S E

pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'ECOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DES MINES DE PARIS

Spécialité "Energétique"

présentée et soutenue publiquement par
Bruno FILLIARD

le 02 décembre 2009

ETUDE DES POSSIBILITES DE RECUPERATION DE CHALEUR PAR VOIE THERMODYNAMIQUE POUR LA REHABILITATION DES MAISONS INDIVIDUELLES

Directeur de thèse : Bruno PEUPORTIER

Jury :

M. Alain TROMBE.....Rapporteur
M. Gilles LEFEBVRE .....Rapporteur
M. Pierre NEVEU .....Examinateur
M. Pascal DALICIEUX .....Examinateur
M. Denis CLODIC .....Examinateur
M. Bruno PEUPORTIER.....Directeur de thèse

Ce travail de recherche a été mené au sein du Centre Énergétique et Procédés (CEP) de MINES ParisTech avec le soutien de la Fondation Bâtiment Énergie et de l'ANR.

Je tiens à remercier tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'accomplissement de ce travail, à travers les mois d'étude, de réalisation, de rédaction et de correction de cette thèse, et en particulier :

Bruno Peuportier, directeur de thèse, maître de recherche, pour sa patience, ses conseils, son encadrement et son travail de relecture.

Alain Trombe, professeur à l'INSA de Toulouse, et Gilles Lefebvre, professeur de l'Université Paris XII, qui ont accepté d'être rapporteurs de ce travail de thèse.

Pierre Neveu, professeur à l'Université de Perpignan, et Pascal Dalicieux, ingénieur à EDF R&D qui se sont intéressés à mon travail et ont accepté de l'évaluer.

Denis Clodic, directeur adjoint du CEP, directeur de recherche à l'École des Mines des Paris, qui a accepté de prendre part au jury de thèse.

Je tiens à remercier tout particulièrement Stéphane Thiers et Alain Guiavarch pour leurs précieux conseils, leur regard critique et leur convivialité tout au long de ces trois années.

Je remercie également Philippe Rivière, Assaad Zoughaib, Pascal Stabat, et Dominique Marchio, pour leur aide et les échanges constructifs que j'ai pu avoir avec eux.

Merci à Anne-Marie Pougin, Aline Garnier, Pascale Bois-Cuzin, Philippe Calvet et Marie-Astrid Keim pour leur disponibilité et leur gentillesse.

Merci également à toute l'équipe du projet ODMIR4 avec qui j'ai eu beaucoup de plaisir à travailler.

Merci aux doctorants et stagiaires rencontrés au cours de ces trois années : Maxime Trocmé, Anthony Benoist, Laurent Grignon-Massé, Elias Kinab, Bruno Duplessis, Julien Caillet, Marcello Caciolo, Mohamed El Mtiri, Germàn Flores, Paul Rivier, Jean-Marc Amann, Julien Fadel, Esper Abdo, Mickaël Haustant, Elisa Brutto, Michel Jayachandran, Melda Jabbour, ...

Et bon courage pour les suivants et notamment à : Gregory Herfray, Pierre Beinsteiner, Hachem Ben Nejma, Romain Chausseau, et Mathieu Rivallain.

Merci à tou-te-s mes ami-e-s d'avoir été là dans les moments de détente, 29 Represent !

Merci à mes parents, ma sœur, et ma famille pour leurs encouragements et leur soutien.

Je dédie cette thèse à Fabienne. Merci d'avoir été à mes côtés, de m'avoir soutenu et encouragé jour après jour.

NB : la présente version du manuscrit est une version allégée « noir et blanc », plus appropriée à la mise en ligne sur Internet.

Pour contacter l'auteur : bruno.filliard (at) gmail.com

Sommaire

Sommaire.....3

Introduction.....9

CHAPITRE 1 – Cadre de la thèse.....15

1.Contexte et enjeux 17

2.Objectifs de la thèse.....20

3.Délimitation.....22

4.Les pompes à chaleur.....23

4.1.Marché des PAC.....23

4.2.Principes de base des systèmes thermodynamiques.....24

4.3.Principe de fonctionnement théorique d'une PAC.....25

4.4.Performances des pompes à chaleur.....27

4.4.1.Indice de performance.....27

4.4.2.Coefficient de performance.....28

4.4.3.Facteur de performance saisonnier.....28

4.5.Intérêt énergétique et environnemental.....29

4.5.1.Comparaison avec d'autres systèmes de chauffage conventionnels.....29

4.5.2.TEWI (Total Equivalent Warming Impact).....33

4.5.3.Part d'énergie renouvelable contenue dans la production de chaleur des PAC.....35

5.État de l'art sur la récupération de chaleur.....41

5.1.Couplage avec un vide sanitaire.....41

5.1.1.[TERN1980], [TERN1982a], [TERN1982b].....41

5.1.2.[SMIT1981].....43

5.1.3.[WASS1983], [WASS1984].....44

5.1.4.[NICO1986].....47

5.1.5.[LUBL2007].....47

5.2.Couplage avec des capteurs à air.....49

5.2.1.[ANDR2002].....49

5.2.2.[ZOND2002] [ZOND2008] 50

5.2.3.Programmes de l'AIE : Task 7, Task 19, Task 35. 51

6.Problématique du couplage PAC + sources d'air tempérées.....52

6.1.Couplage indirect.....52

6.2.Couplage direct.....54

7.Approche de modélisation.....54

8.Conclusions.....56

Chapitre 2 – Modélisation des pompes à chaleur air-air.....57

1.Introduction.....59

2.Cadre et restrictions.....61

3.Analyse des données constructeurs.....61

3.1.Définitions préalables.....61

3.1.1.Conditions de fonctionnement.....61

3.1.2.Régime de fonctionnement....63
3.1.3.Communication des données constructeurs....64
3.1.4.Exemple de données constructeurs....64
4.État de l'art des modèles de pompe à chaleur....69
4.1.Modèle en régime permanent....71
4.1.1.Théorie de modélisation....71
4.1.2.Les modèles empiriques ou « boîtes noires »....73
4.1.3.Les modèles semi-empirique ou « boîtes grises »....79
4.2.Modélisation des effets dynamiques....82
4.2.1.Phénomènes de givrage et cycle de dégivrage....82
4.2.2.Fonctionnement à charge partielle....93
5.Description du modèle sélectionné....102
5.1.Modèle de fonctionnement à pleine charge....102
5.1.1.Description du modèle....103
5.1.2.Modélisation des échangeurs....108
5.1.3.Algorithme et implémentation....109
5.1.4.Méthode d'optimisation des paramètres (Nelder-Mead)....115
5.1.5.Implémentation et utilisation du modèle....118
5.1.6.Comparaison des résultats avec les données constructeurs....120
5.1.7.Comparaison avec le DOE/ORNL « Heat pump design model » 124
5.2.Modèle de fonctionnement à charge partielle....128
5.3.Modèle de givrage/dégivrage....128
5.4.Modèle de ventilateur de l'unité extérieure....128
5.4.1.Modèle simplifié constructeur....129
5.4.2.Modèle physique simplifié....129
5.5.Modèle d'appoint électrique....130
6.Conclusions....131
Chapitre 3 - Modèles de sources d'air tempérées intégrées au bâtiment...133
1.Introduction....135
2.Modèle d'enveloppe du bâtiment....135
2.1.Principes généraux de modélisation....135
2.2.Vide sanitaire....137
2.2.1.Principe de modélisation....137
2.2.2.Limites et discussion....143
2.2.3.Exemple d'application....144
2.3.Comble....146
2.3.1.Principe de modélisation....146
2.3.2.Exemple d'application....147
2.4.Véranda....148
2.4.1.Principe de modélisation....148
2.4.2.Exemple d'application....150
2.5.Capteur solaire hybride à air....150
2.5.1.Principe de modélisation....150
2.6.Échangeur double flux....151

2.6.1.Principe de modélisation....151
2.6.2.Limites et discussion....152
2.6.3.Exemple d'application....152
2.7.Échangeur air-sol....153
2.7.1.Principe de modélisation....153
2.7.2.Limites et discussion....155
2.7.3.Exemple d'application....155
3.Couplage des composants PAC/bâtiments....156
4.Conclusions....161

Chapitre 4 – Potentiel énergétique d'une source froide alimentant une pompe à chaleur....163

1.Introduction....165
2.Comportement d'une PAC installée de façon conventionnelle....166
3.Source d'air tempérée idéale....171
3.1.Définition....172
3.2.Potentiel d'une source froide....172
3.3.Impact énergétique d'une hausse de la température de la source froide d'une PAC air-air....173
3.4.Dimensionnement de la PAC....182
4.Conclusions....190
5.Perspectives....191

Chapitre 5 - Applications et étude des différentes possibilités de couplage 193

1.Introduction....195
2.Étude de cas....198
2.1.Présentation....198
2.2.Modélisation de l'enveloppe avec Pléiades+Comfie....199
2.2.1.La Géométrie....199
2.2.2.Les caractéristiques constructives....200
2.2.3.Les sources d'air tempérées....203
2.3.Les scénarios d'utilisation du bâtiment....205
2.3.1.Scénario d'occupation....205
2.3.2.Scénario de puissance dissipée....205
2.3.3.Scenario de consigne de chauffage....206
2.3.4.Scénario de ventilation....206
2.3.5.Scénario d'occultation....207
2.4.Modélisation des équipements....207
2.4.1.Chaudière fioul et convecteurs électriques....207
2.4.2.Pompe à chaleur 207
2.5.Résultats et performances....211
3.Système de PAC....212
4.Couplages indirects....212

4.1.Mono-source....213
4.1.1.Vide sanitaire....213
4.1.2.Combles, véranda, capteur à air....224
4.1.3.Ventilation double flux....225
4.1.4.Échangeur air-sol....227
4.2.Multi-sources....234
5.Couplages directs....235
5.1.Mono-source....235
5.1.1.Vide sanitaire....235
5.1.2.Comble....239
5.1.3.Véranda....242
5.2. Multi-sources....243
5.2.1.Vide sanitaire + puits canadien + ventilation double flux....243
5.2.2.Combles + Capteurs à air + véranda + ventilation double flux....246
6.Conclusions....250
Conclusions générales et perspectives....253
1.Conclusions générales....255
2. Perspectives et prolongements....257
Bibliographie....259
Annexes....273

Introduction

L'amélioration de la performance énergétique des bâtiments anciens constitue un levier d'action essentiel dans l'atteinte des objectifs nationaux de réduction des émissions de gaz à effet de serre.

Les maisons individuelles représentent plus de la moitié du parc de logements français. Du fait de leur faible compacité ainsi que de leurs caractéristiques constructives, ces constructions ont des besoins de chauffage élevés, surtout si elles sont antérieures à la réglementation thermique. Diviser par 4 les émissions de gaz à effet de serre dans le secteur du bâtiment impose donc de trouver des solutions adaptées à cette typologie.

L'expérience des professionnels dans le domaine de l'énergétique des bâtiments neufs comme des bâtiments existants montre clairement que pour optimiser le niveau de confort et de performance énergétique, il est nécessaire de combiner un bon niveau d'isolation thermique à la maîtrise des pertes par renouvellement d'air et par infiltrations, à l'optimisation et au stockage des apports solaires, à l'efficacité du système de chauffage et de production de l'eau chaude sanitaire et à la production décentralisée d'électricité.

Le bâtiment ne doit en aucun cas être considéré comme une simple addition de technologies, mais bien comme un système global dont le comportement résulte des interactions entre ses composants.

Les pompes à chaleur (PAC) constituent une alternative aux systèmes de production de chaleur traditionnels, et notamment aux convecteurs électriques. Cependant les pompes à chaleur disposant d'une source froide sur l'air sont moins performantes les jours de grand froid, là où les besoins de chauffage sont les plus importants. Le déclenchement d'une énergie d'appoint d'origine électrique est souvent nécessaire pour couvrir l'ensemble des besoins de chauffage, ce qui réduit les performances globales de l'installation. De plus, des cycles de dégivrage sont nécessaires sur certaines plages de températures afin d'éliminer la formation de givre sur l'échangeur extérieur, contribuant à réduire les performances du système. Ces comportements ont des conséquences sur la gestion de l'électricité, où les pics de demande coïncident généralement avec les températures extérieures les plus froides. Ces constats sont le point de départ d'une réflexion visant à améliorer les performances des pompes à chaleur et à contribuer à la limitation des pointes de demande en électricité, en couplant la source froide de la pompe à chaleur avec des sources d'air tempérées intégrées au bâtiment.

C'est dans ce contexte qu'on se propose d'étudier l'intérêt de la récupération de chaleur par voie thermodynamique dans les maisons individuelles. Le couplage de la source froide de la PAC avec des sources d'air tempérées intégrées au bâtiment (vide

sanitaire, combles, véranda, air extrait, échangeur air-sol, capteur solaire hybride à air) semble constituer une solution pour améliorer les performances saisonnières de ces systèmes, et fournir une chaleur à plus haute température, mieux adaptée aux besoins des maisons individuelles existantes (qui restent plus élevés qu'en construction neuve même après une amélioration du bâti).

La problématique de la récupération de chaleur implique la prise en compte d'interactions nouvelles entre le bâtiment et le système de PAC. Deux configurations de mise en œuvre semblent possibles, mais leur intérêt énergétique peut être questionné :

- La première, nommée *couplage indirect*, consiste à mettre en œuvre un réseau de distribution afin d'acheminer jusqu'à la source froide de la PAC, un air plus doux provenant de sources d'air tempérées relativement proches. Cette technique implique la mise place de ventilateurs supplémentaires pouvant dégrader les performances globales et l'intérêt d'un tel couplage. Les gains sur les performances et la consommation de la PAC due à la hausse de la température de sa source froide, peuvent-ils couvrir la consommation des ventilateurs supplémentaires nécessaires et rendre viable ce type de couplage ?
- La seconde, appelée *couplage direct*, consiste à placer l'unité extérieure de la PAC air-air directement à l'intérieur d'une zone tempérée du bâtiment (vide sanitaire, combles perdus, véranda). Cette configuration vient perturber le comportement de cette zone. L'augmentation du renouvellement de l'air nécessité par la PAC tend à faire baisser la température de la zone et à augmenter les déperditions des locaux chauffés adjacents. Les gains sur les performances et la consommation saisonnière de la PAC engendrés par la hausse de la température de sa source froide, peuvent-ils couvrir l'augmentation des besoins de chauffage et contribuer à la rentabilité énergétique d'un tel couplage ?

Dans les deux cas, il faut s'assurer que le bilan énergétique de l'ensemble de la chaîne est favorable (en incluant les étapes amont de la production d'électricité).

En réponse à cette problématique, l'approche retenue est celle de la modélisation. Le modèle d'enveloppe COMFIE, développé au Centre Énergétique et Procédés de l'école de Mines de Paris, est complété par un modèle de PAC en vue de disposer d'un modèle complet, capable de prendre en compte l'ensemble des interactions entre l'enveloppe et les zones d'air tempérées, et le système de PAC. L'étude des différentes configurations du couplage vont dans le sens d'une utilisation rationnelle et optimale des flux énergétiques disponibles au sein du bâtiment. L'efficacité et la rentabilité de ces couplages dépendent à la fois du choix de la technologie et du dimensionnement du système thermodynamique, mais également des caractéristiques constructives des

éléments du bâti et de l'environnement du bâtiment.

Ce rapport de thèse expose la démarche suivie en réponse aux questionnements liés à l'étude de intérêt de la récupération de chaleur par voie thermodynamique dans les maisons individuelles. Il se structure en cinq chapitres.

Le premier chapitre précise les objectifs et les délimitations de la thèse. Il propose une étude comparative de plusieurs systèmes de production de chaleur et montre l'intérêt des systèmes de PAC en tant que solution utilisant de façon rationnelle l'énergie électrique. Une étude bibliographique fait le point sur les travaux antérieurs dédiés à la récupération de chaleur par voie thermodynamique dans les maisons individuelles. Une sélection de configurations de couplage pertinente est alors proposée.

Le second chapitre décrit les étapes qui ont mené au choix d'un modèle de PAC adapté à la problématique de couplage et à l'intégration de ce type de système dans le modèle d'enveloppe du bâtiment COMFIE. Un état de l'art des modèles existants est proposé. Une analyse des paramètres essentiels influençant le bilan saisonnier des performances et de la consommation des PAC oriente les choix vers les modèles les plus appropriés. Le modèle intègre la prise en compte du régime de fonctionnement à pleine charge, et à charge partielle, la dégradation des performances due aux cycles de givrage/dégivrage de l'échangeur extérieur, et la régulation du ventilateur de l'unité extérieure essentielle pour les aspects de couplage avec le modèle de bâtiment. Le modèle de PAC implémenté dans COMFIE constitue une compilation de plusieurs modèles de la littérature, sensible aux principaux régimes de fonctionnement précédemment cités. Plusieurs améliorations des modèles existants ont été proposées notamment sur les aspects de fonctionnement à charge partielle, et de dégradations des performance par cycle de givrage/dégivrage. Le modèle semi-empirique de comportement à pleine charge de la PAC a fait l'objet d'une validation par rapport à un modèle détaillé. Le modèle à charge partielle est paramétré à partir de points de fonctionnement issus des tests sur une série de PAC air-air. Le modèle de givrage/dégivrage est paramétré par rapport aux résultats de plusieurs travaux de la littérature. Le modèle est finalement codé en langage Pascal dans l'outil de simulation COMFIE. Ceci permet le calcul des performances et de la consommation saisonnière de ses systèmes dans leur mise en œuvre conventionnelle, et couplée à des sources d'air tempérées intégrées au bâtiment.

Le troisième chapitre présente l'ensemble des modèles de sources d'air tempérées jugées potentiellement intéressantes en tant que sources froide d'une PAC air-air. La gestion des interactions entre le modèle d'enveloppe et le modèle de PAC lié à la problématique de couplage est présentée. Ce modèle de couplage est essentiel pour prendre en compte l'influence du couplage de la source froide de la PAC et des sources d'air tempérées sur les débits de renouvellement d'air. Le modèle simplifié d'humidité

de l'air ajouté au modèle de bâtiment est également présenté. Pour chacun des modèles de sources d'air tempérées des études de sensibilité font apparaître les paramètres influençant leur comportement dynamique. Ainsi la température des zones dépendent principalement : (a) du débit de renouvellement d'air ; (b) des caractéristiques constructives ; (c) de la région climatique, et de l'orientation du bâtiment.

Le quatrième chapitre présente l'utilisation du modèle global constitué du modèle d'enveloppe et du modèle de PAC, pour étudier le comportement et les performances de ces systèmes couplés à une source froide d'air idéale. On entend par idéale, une source dont la température est augmentée d'un écart constant par rapport à la température extérieure. Ce chapitre aborde également l'influence du dimensionnement des PAC sur leur performance saisonnière. Plusieurs paramètres influençant le comportement saisonnier des PAC ont pu être mis en avant : (a) la technologie et le type de régulation ; (b) le dimensionnement ; (c) la région climatique qui influence à la fois la température de la source froide et les besoins de chauffage, et donc la puissance délivrée par la PAC.

Le dernier chapitre propose une série d'applications de couplages directs et indirects en configuration mono-source et multi-sources, permettant d'établir une série d'observations quant à l'intérêt de la récupération de chaleur par voie thermodynamique dans les maisons individuelles.

CHAPITRE 1 – Cadre de la thèse

1. Contexte et enjeux

La fin du XX^{e} siècle et le début de XXI^{e} sont marqués par des problématiques énergétiques et environnementales sans précédent. « Le réchauffement du système climatique est sans équivoque. On note déjà, à l'échelle du globe, une hausse des températures moyennes de l'atmosphère et de l'océan, une fonte massive de la neige et de la glace et une élévation du niveau moyen de la mer » [GIEC2007]. Le Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Évolution du Climat (GIEC) estime que la probabilité que les changements climatiques observés à l'heure actuelle soient dus aux activités humaines est supérieure à 90%[1]. « Les émissions mondiales de [gaz à effet de serre]GES[2] imputables aux activités humaines ont augmenté depuis l'époque pré-industrielle ; la hausse a été de 70% entre 1970 et 2004 » [GIEC2007]. La concentration de CO_2 (principal GES) dans l'atmosphère en 2005 atteignait 382 ppm contre 280 ppm avant l'ère industrielle[3]. Cette concentration a cru au cours de ces dix dernières années de 1,9 ppm par an en moyenne[3], contre 1,4 ppm par an[3] entre 1960 et 1990. Les scénarios de stabilisation de la concentration de GES dans l'atmosphère, nécessaire pour limiter une hausse de la température moyenne du globe autour d'une limite acceptable de 2°C à 2,4°C par rapport à l'ère préindustrielle (limite au delà de la laquelle la probabilité de voir apparaître des effets irréversibles sur l'environnement croît rapidement), indiquent qu'une diminution de 50% à 85% des émissions mondiales annuelles de GES est nécessaire pour limiter leur concentration atmosphérique entre 445 et 490 ppm en 2050[4].

Les pays industrialisés, avec 20% seulement de la population mondiale, sont responsables de 46% des émissions de gaz à effet de serre (GES)[3]. Dans le but de stabiliser la concentration de GES dans l'atmosphère afin de limiter les effets irréversibles sur l'environnement d'une augmentation de la température moyenne à la surface du globe, une collaboration internationale, à travers le processus du Protocole de Kyoto, s'est mise en place avec l'adoption d'une multitude de politiques nationales ayant pour objectif une division par deux des émissions globales de GES d'ici à 2050. Cet objectif se traduit pour les pays industrialisés par une réduction par quatre de leurs émissions de GES [CCE2005] [BOIS2006] [TUDD2006]. Les premiers engagements à

1 p.39 du Rapport de synthèse [GIEC2007]. « L'essentiel de l'élévation de la température moyenne du globe observée depuis le milieu du XX^{e} siècle est très probablement attribuable à la hausse des concentrations de GES anthropiques ». La note (p.27) sur le traitement de l'incertitude indique que l'utilisation des termes très probablement correspond à une probabilité comprise entre 90% et 95%.

2 Sont comptabilisés dans les chiffres les émissions des principaux gaz à effet de serre : le dioxyde de carbone ($CO_{2,}$), le méthane (CH_4), l'oxyde nitreux (NO_2), les hydrofluorocarbones (HFC), les hydrocarbures perfluorés (PFC), l'hexaflurorures de soufre (SF_6). Une pondération est appliquée à ces GES en fonction de leur potentiel de réchauffement mondial sur 100 ans.

3 p.37 du Rapport synthèse [GIEC2007].

4 p.67 du Rapport synthèse [GIEC2007]. Tableau 5.1.

moyen terme pour atteindre cette cible ont concerné la réduction des émissions de GES à l'horizon 2010-2012 par rapport au niveau de 1990. Pour l'Europe des 15, cela se traduit par une réduction des émissions de 8%, répartie de façon différenciée entre les différents pays, « allant d'une réduction de 28% pour le Luxembourg, à une augmentation de 27% pour le Portugal, les émissions de la France devant rester stables » [PEUP2008].

Du coté français, un plan d'action, proposé dans la loi programme du 13 juillet 2005, fixe les orientations de la politique énergétique nationale pour atteindre ces objectifs internationaux à moyen et long terme. L'ensemble des secteurs de l'économie sont contraints de diminuer leurs émissions de GES. Parmi eux, le secteur du bâtiment (résidentiel- tertiaire) en France est le premier consommateur d'énergie primaire avec 117,9 Mtep par an, représentant 43% de la consommation d'énergie primaire nationale[5]. Ces consommations induisent 20% des émissions nationales de GES avec le rejet de 133,2 MteqCO_2 [ADEM2007], soient un peu plus de 2 tonnes équivalent CO_2 par habitant et par an[6].

Le secteur résidentiel seul, composé de plus de 31,1 millions de logements[7], dont 17,5 millions de maisons individuelles, participe à hauteur de 58% à la consommation d'énergie primaire du secteur résidentiel-tertiaire, soit 25% de la consommation en énergie primaire nationale[5], avec 68,6 Mtep. Sa part dans les émissions de CO_2 est de 81,6 MtCO_2, soit 67% de l'ensemble des émissions de CO_2 du secteur du bâtiment[7], et 15,6% des émissions nationales de CO_2. Le secteur résidentiel-tertiaire, gisement considérable d'économies d'énergie, est incontournable pour atteindre les objectifs nationaux de réduction des émissions de GES. La consommation moyenne unitaire en énergie primaire tous usages confondus s'approche de 396 $kWh_{ep}.m^{-2}.an^{-1}$, dont 223 $kWh_{ep}.m^{-2}.an^{-1}$ sont directement imputables au chauffage des logements[8].

La répartition par usage de la consommation d'énergie finale, de la consommation d'énergie primaire et des émissions de CO_2 du secteur résidentiel pour l'année 2006 est présenté au tableau 1. La principale source de consommation et d'émissions de CO_2 dans le secteur résidentiel est le chauffage.

5 chiffres calculés à partir des valeurs en énergie finale de la p.24 et de la répartition par énergie de la p.42 des Chiffres clés du bâtiment [ADEM2007]. Le détail des calculs est données en *Annexe A* et utilise les coefficients de conversion énergie finale/primaire conventionnel utilisées par la DGEC.

6 p.28 des Chiffres clés du bâtiment pour l'année 2006 [ADEM2007]. Ces chiffres prennent en compte l'ensemble des émissions des GES présentés en note 2. Ils diffèrent sensiblement des chiffres qui comptabilisent uniquement les émissions de CO_2, avec pour le secteur résidentiel-tertiaire une part de 23% des émissions globale de CO_2, avec 120,3 MtCO_2 pour l'année 2006.

7 p.27 et p.37 des Chiffres clés du bâtiment [ADEM2007]

8 chiffres estimés par rapport aux Chiffres clés du bâtiment [ADEM2007]. Le détail du calcul fourni en *Annexe B*, prend en compte la répartition du type d'énergie par chaque usage pondéré d'un coefficient de conversion énergie finale/primaire conventionnel utilisé par le DGEC de 3,03 pour l'électricité et de 1 pour les autres

	Part dans la consommation d'énergie finale du secteur résidentiel [%]	**Part dans la consommation d'énergie primaire du secteur résidentiel [%][8]**	**Répartition dans les émissions de CO_2 [%]**
Chauffage	65	56	76,5
Eau chaude sanitaire (ECS)	12,3	12	10,2
Cuisson	6,5	8	6,5
Électricité spécifique	16,2	24	6,8

Tableau 1: Répartition par usage de la consommation finale d'énergie et des émissions de CO_2 en France

Réduire cette moyenne à une centaine de $kWh_{ep}.m^{-2}.an^{-1}$ d'ici à 2050 est l'objectif que s'est fixé le secteur du bâtiment au travers de différents textes et lois tels que la directive européenne sur les performances énergétiques des bâtiments du 16 décembre 2002, le Plan Climat, ou la loi Programme d'Orientation de la Politique Energétique (POPE) du 13 juillet 2005. Une centaine de $kWh_{ep}.m^{-2}.an^{-1}$ au total inclus 50 $kWh_{ep}.m^{-2}.an^{-1}$ dédiés aux consommations de chauffage et d'eau chaude sanitaire (ECS).

Dans ce contexte, plusieurs éléments de solutions peuvent être mis en place pour atteindre ces objectifs dans le secteur du bâtiment. Trois notions largement développées par l'association négaWatt[9] semblent fondamentales : la sobriété, l'efficacité énergétique, et les énergies renouvelables [NEGA2003]. La sobriété énergétique liée aux comportements des utilisateurs se trouve être le dernier maillon de la chaine énergétique mais le premier levier sur lequel on peut agir pour supprimer les gaspillages, et mieux gérer nos consommations d'énergie. Elle résulte d'une prise de conscience et s'appuie sur la responsabilité de chacun des acteurs. L'efficacité énergétique liée aux technologies est du ressort des procédés d'extraction, de production, des équipements, et des bâtiments qui constituent la chaine énergétique. L'amélioration de la chaine énergétique et la limitation des pertes le long de celle-ci contribue à limiter la production d'énergie en amont. Ces deux premiers aspects se complètent pour réduire les besoins énergétiques à la source. Les énergies renouvelables viennent ensuite compléter la chaine énergétique en vue de produire durablement de l'énergie pour subvenir aux besoins et réduire les émissions de GES.

9 www.negawatt.org/

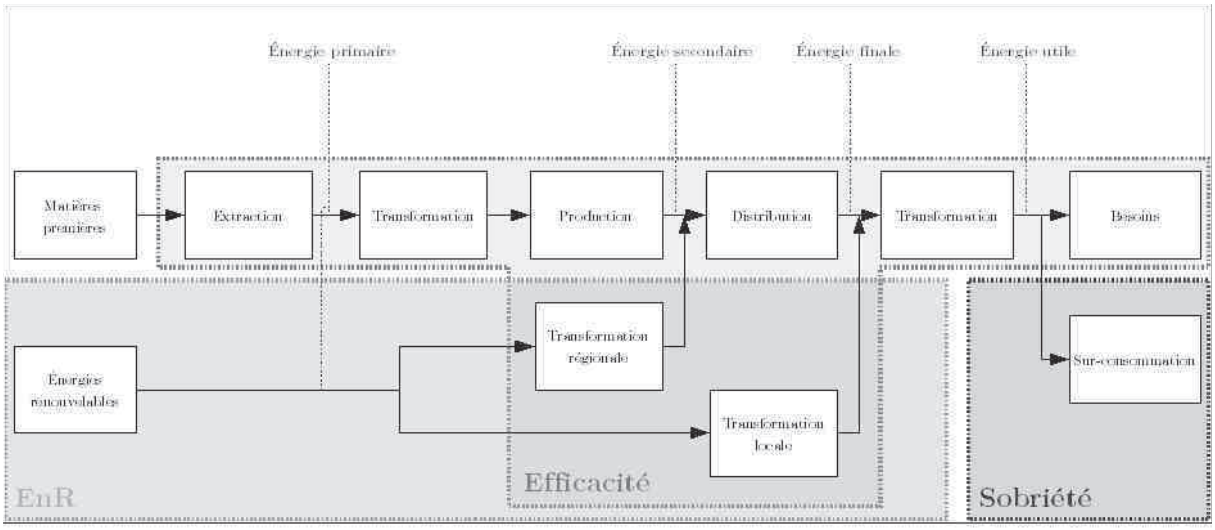


Figure 1: Structure de la chaîne énergétique et leviers d'action

L'expérience des professionnels dans le domaine de l'énergétique des bâtiments neufs et existants [SIDL2007], montre clairement que pour atteindre les objectifs de confort, de réduction des consommations et d'émissions GES, il est nécessaire de combiner un bon niveau d'isolation thermique à la maîtrise des pertes par renouvellement d'air et par infiltrations, à l'optimisation et au stockage des apports solaires, à l'efficacité du système de chauffage et de production de l'eau chaude sanitaire et à la production décentralisée d'électricité.

Près de 4,3 millions de maisons individuelles sont chauffées à l'électricité[10], soit près d'un quart des maisons individuelles. Le chauffage électrique par convecteur classique bien qu'étant une aberration du point de vue énergétique [BORE1992] [PASD1999] [CHEN2000] [ROUX2001], restent cependant toujours installé dans les constructions neuves, et déjà très présent dans les maisons existantes. Envisager le remplacement de ces systèmes par des systèmes plus performants, permettrait une diminution considérable de la demande en ressources d'énergie primaire, et par conséquent une diminution des émissions de GES qui leur sont associées.

2. Objectifs de la thèse

Sur les 17,5 millions de maisons individuelles du parc existant français, 10,6 millions ont été construites avant la première réglementation thermique de 1974[7]. Les constructions neuves représentent environ 1% du parc immobilier chaque année[11]. Le

10 p.47 des Chiffres clés du bâtiment [ADEM2007]

11 p.36 des Chiffres clés du bâtiment [ADEM2007]. « En 2006, le parc résidentiel connaît une croissance spectaculaire, avec 369200 nouveaux logements mis sur le marché ». Il compte « 31,1millions de logements ».

taux de renouvellement du parc[12] est très faible (inférieur à 1%)[13] et la construction de logements neufs très performants sera loin d'être suffisant pour atteindre les objectifs de réduction des émissions de GES. L'amélioration du parc existant, véritable gisement d'économie d'énergie, est indispensable pour atteindre les objectifs nationaux. La réduction des besoins de chauffage est la priorité. Les solutions d'amélioration de l'enveloppe sont connues, mais difficiles à mettre en œuvre correctement sur des bâtis anciens dont on ne contrôle pas tout. Des imperfections de l'enveloppe subsistent toujours même après une mise en œuvre soignée, et imposent la mise en place de systèmes de production de chaleur adaptés. Dans le cas de bâtis anciens réhabilités, la température de source du vecteur d'énergie doit alors être supérieure à celle d'un bâti neuf performant pour atteindre une même température de consigne de chauffage.

Ces dernières années, une technologie marque l'attention par son essor: la pompe à chaleur (PAC). Le marché des PAC avec comme source froide l'air extérieur est en pleine expansion[14]. De nouvelles technologies étrangères arrivent sur le marché français avec des performances intéressantes, notamment grâce à la technologie *inverter* qui permet une meilleure adaptation de la production de chaleur en fonction des besoins de chauffage. Les ventes sont en constante augmentation depuis plusieurs années[15], et la PAC semble être une alternative pertinente au chauffage par convecteurs électriques et au remplacement de chaudière. La majorité des systèmes de PAC en place sur le parc immobilier français disposent d'une source froide sur l'air extérieur. Ces systèmes aux technologies de plus en plus performantes, restent extrêmement sujets aux conditions de température extérieure. Leur performance décroit rapidement lorsque la température extérieure diminue, d'une part à cause de la formation de givre sur l'échangeur extérieur qui nécessite le recours à des procédés de dégivrage, consommateurs d'énergie, et d'autre part par l'utilisation d'énergie d'appoint, souvent électrique pour assurer la totalité des besoins de chauffage lors des périodes les plus froides.

Une solution pour limiter ce type de fonctionnement pourrait consister à profiter de sources d'air tempérées intégrées au bâtiment pour alimenter la source froide de la PAC. Dans les logements anciens réhabilités, l'enjeu est alors triple : (a) Limiter le fonctionnement de ces systèmes sur les plages de températures les plus défavorables, en vue de réduire les cycles de dégivrage, et le recours à une énergie d'appoint ; (b) Améliorer les performances instantanées et aboutir à des températures de sources chaudes plus élevées, mieux adaptées aux bâtis anciens mêmes réhabilités ; (c)

12 Le taux de renouvellement du parc = (nombre de logements neufs – nombre de logements détruits) / nombre total de logements. Le nombre de logements détruits étant inférieur au nombre de logement neuf, le taux de renouvellement est inférieure à 1%.

13 p.3 de Stratégie d' utilisation rationnelle de l'énergie. Chapitre II. Les Bâtiments [ADEM2005].

14 p.53 des Chiffres clés du bâtiment [ADEM2007]

15 European Heat Pump Association (EHPA). www.ehpa.org.

Atteindre des performances saisonnières raisonnables, en vue d'améliorer le bilan en énergie primaire de ces systèmes par rapport à d'autres systèmes plus conventionnels, comme par exemple des chaudières gaz à condensation.

L'idée de récupérer la chaleur de zones thermiques qui disposent d'une température plus clémente que la température extérieure fait l'objet de cette thèse. Certaines zones agissent comme des zones tampons captant l'énergie solaire de façon passive : véranda, combles perdus, vide sanitaire. La récupération de chaleur peut également s'effectuer sur la chaleur contenue dans l'air vicié du système de ventilation. D'autres technologies peuvent venir compléter les précédentes : puits canadiens, capteurs solaires, façade double peaux et murs Trombe.

La récupération de la chaleur de zones attenantes aux locaux chauffées au profit d'un meilleur fonctionnement de la pompe à chaleur, pose la question de l'augmentation des déperditions. L'utilisation de la chaleur disponible dans certaines zones influence le débit de renouvellement d'air de celles-ci qui implique une diminution de sa température, et par conséquent une augmentation des déperditions des locaux à chauffer.

Cette problématique soulève un certain nombre de questions dont les principales sont listées sans ordre d'importance : (a) Il y a-t-il un réel intérêt énergétique à de tels couplages ? (b) L'augmentation des performances du système peut-elle enrayer l'augmentation des déperditions et/ou l'ajout d'auxiliaires supplémentaires (ventilateurs) éventuellement nécessaires pour ce type de couplage ? (c) Si ces couplages présentent un intérêt, quels types de sources, et quels types de technologie de PAC sont les plus adaptées ? (d) Dans quelles régions climatiques ? (e) Quelles conséquences cela peut-il avoir sur le bilan environnemental de ces systèmes en comparaison à des systèmes de chauffage conventionnels ?

Les réponses à ces questions, loin d'être triviales et intuitives nécessitent un certain approfondissement. L'objectif de cette thèse est d'apporter des éléments de réponse par voie de modélisation numérique aux questions que soulève la problématique des possibilités de récupération de chaleur par voie thermodynamique dans les maisons individuelles réhabilitées.

3. Délimitation

Ce travail de thèse s'intéresse à l'amélioration des performances des pompes à chaleur à l'aide de sources d'air tempérées intégrées au bâtiment. Dans ce cadre nous nous intéresserons uniquement aux pompes à chaleur air-air mécaniques entrainées par un moteur électrique et compresseur volumétrique qui fonctionnent en mode chauffage.

Il s'agit de PAC existantes sur le marché, prêtes à être raccordées, fabriquées en série.

L'étude se limite à la récupération de chaleur des sources d'air tempérées intégrées au bâtiment suivantes : (a) Vides sanitaires ; (b) Combles perdus ; (c) Vérandas ; (d) Air extrait d'un système de ventilation double flux ; (e) Puits canadiens, (f) Capteurs solaires à air.

4. Les pompes à chaleur

4.1. Marché des PAC

Selon les chiffres de l'association européenne des pompes à chaleur (EHPA) [EHPA2008] présentés figure 2, les statistiques de vente de pompes à chaleur montrent que les systèmes ayant comme source froide l'air extérieur dominent le marché des ventes de PAC en 2007.

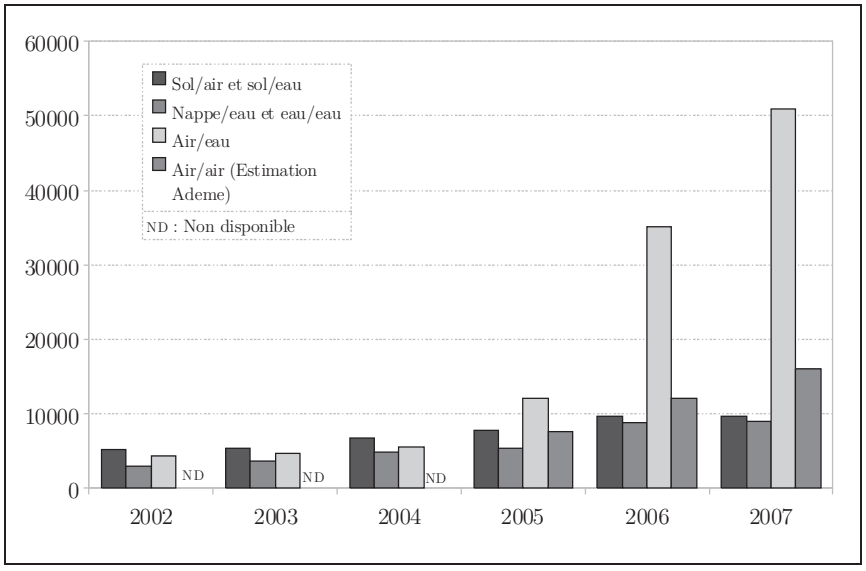


Figure 2: Vente des pompes à chaleur en France [EHPA2008]

En France, les maisons individuelles sont principalement équipées de chauffage central à eau avec radiateurs et plancher chauffant. Le fioul et le gaz représentent 60% de l'énergie utilisée pour alimenter ces systèmes. Le chauffage électrique représente 28% de la consommation énergétique dédiée au chauffage tout type d'énergie confondu. Les systèmes utilisés dans le cas du chauffage électrique sont principalement les convecteurs et les panneaux rayonnants. Dans les constructions neuves chauffées à l'électricité, la répartition des types systèmes est la suivante: (a) 33% de convecteurs ; (b) 27% de panneaux rayonnants ; (c) 24% de planchers chauffants ; (d) 5% de pompes à chaleur [BOSW2004].

Une alternative au chauffage électrique dans le neuf comme dans l'existant sont les PAC air-air et air-eau à haute température en remplacement de chaudière [RAHH2006] [IDDR2007]. Ce travail de thèse se focalise sur le couplage de PAC air-air avec des sources tempérées. Mais les résultats pourraient sans trop de difficulté être étendus au système de PAC air-eau.

4.2. Principes de base des systèmes thermodynamiques

Par définition, une pompe à chaleur est une machine qui transfère la chaleur d'une région à basse température vers une région à une température supérieure. Ce processus, contraire à l'évolution thermique spontanée allant d'un milieu chaud vers un milieu froid, s'obtient par un dispositif thermodynamique qui consomme inévitablement de l'énergie plus « noble » [DEHA1989]. Il s'agit d'énergie mécanique dans une pompe à chaleur à compression et d'énergie thermique (à température élevée) dans une pompe à chaleur à absorption.

Les pompes à chaleur à compression de vapeur entrainées par moteur électrique sont composées de quatre composants de base : un compresseur, un détendeur, un évaporateur (Ev) et un condenseur (Cd). L'implantation de ces composants dans le système est donnée à la figure 3.

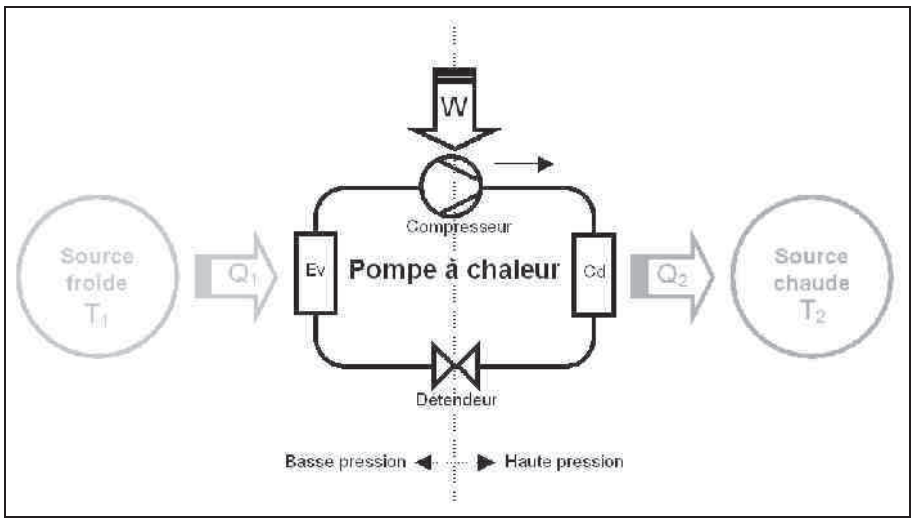


Figure 3: Schéma de principe d'une pompe à chaleur

Le transfert de chaleur de la source froide vers la source chaude se fait par l'intermédiaire d'un fluide frigorigène qui subit deux types de changement d'état au cours du cycle thermodynamique. Un phénomène endothermique de vaporisation du fluide frigorigène est utilisé au niveau de l'évaporateur afin d'extraire la chaleur à la source froide, et un phénomène exothermique de condensation de la vapeur est utilisé du coté du condenseur pour restituer la chaleur stockée dans le fluide frigorigène à la

source chaude. Les conditions (pression, température) d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène étant totalement différentes, le compresseur et le détendeur permettent d'adapter les conditions de pression dans le circuit pour que les phénomènes de condensation et d'évaporation puissent se dérouler par échange de chaleur avec la source chaude et la source froide.

4.3. Principe de fonctionnement théorique d'une PAC

Ces trente dernières années de nombreux travaux ont concerné l'étude de la performance des PAC air-air. Ils concernent l'amélioration de la conception des composants internes, la régulation et la variation de puissance, les procédés de dégivrage. Leur objectif commun est l'amélioration de la performance globale des PAC.

Les mêmes constats reviennent : (a) diminution des performances avec la température extérieure nécessitant l'utilisation d'appoint lors des périodes les plus froides ; (b) fonctionnement à charge partielle une très grande partie du temps ; (c) givrage de l'échangeur extérieur nécessitant la mise en place d'un procédé de dégivrage venant dégrader la performance globale du système.

Considérons à titre d'exemple une PAC air-air d'une puissance calorifique nominale de 6 kW, placée dans une maison ancienne d'une centaine de mètre carré dans le climat de Trappes, ayant subi des travaux de rénovation sur l'enveloppe, la consommation annuelle de chauffage étant de l'ordre de 100 $kWh.an^{-1}$. On admet que cette PAC a été dimensionnée selon les règles empiriques communément utilisées chez les professionnels [COST2004], à savoir que le système doit être capable de fournir une puissance calorifique à pleine charge a minima supérieure à 60% des déperditions de l'espace à chauffer pour la température extérieure de base T_{base}, soit -7°C à Trappes (repère ❶ de la figure 4).

La tendance des évolutions de la puissance calorifique à pleine charge et des déperditions de chaleur en fonction de la température extérieure est présentée figure 4. Les deux droites se coupent en un point E appelé point d'équilibre. En ce point, la PAC fonctionne sans arrêt et compense exactement les déperditions du logement: c'est le mode de fonctionnement le plus efficace. A gauche de ce point, la PAC fonctionne à pleine charge avec le recours éventuel à un appoint électrique pour couvrir l'ensemble des déperditions. Certaines technologies offrent la possibilité de fonctionner au delà de la puissance à pleine charge, autorisant jusqu'à 20% de puissance calorifique supplémentaire durant de courtes périodes, afin d'éviter le recours à l'appoint [ROTH1991]. A droite du point d'équilibre, la PAC adapte sa puissance calorifique aux besoins de chauffage du bâtiment et fonctionne alors à charge partielle [PARK1977]. En outre, la formation de givre sur l'échangeur extérieur (fonction de la température et de

l'humidité relative de l'air extérieur) contraint la mise en route d'un dispositif de dégivrage venant perturber et dégrader le fonctionnement de la PAC à partir de températures extérieures inférieures à 7°C [KAYG1994] [ARGA2001].

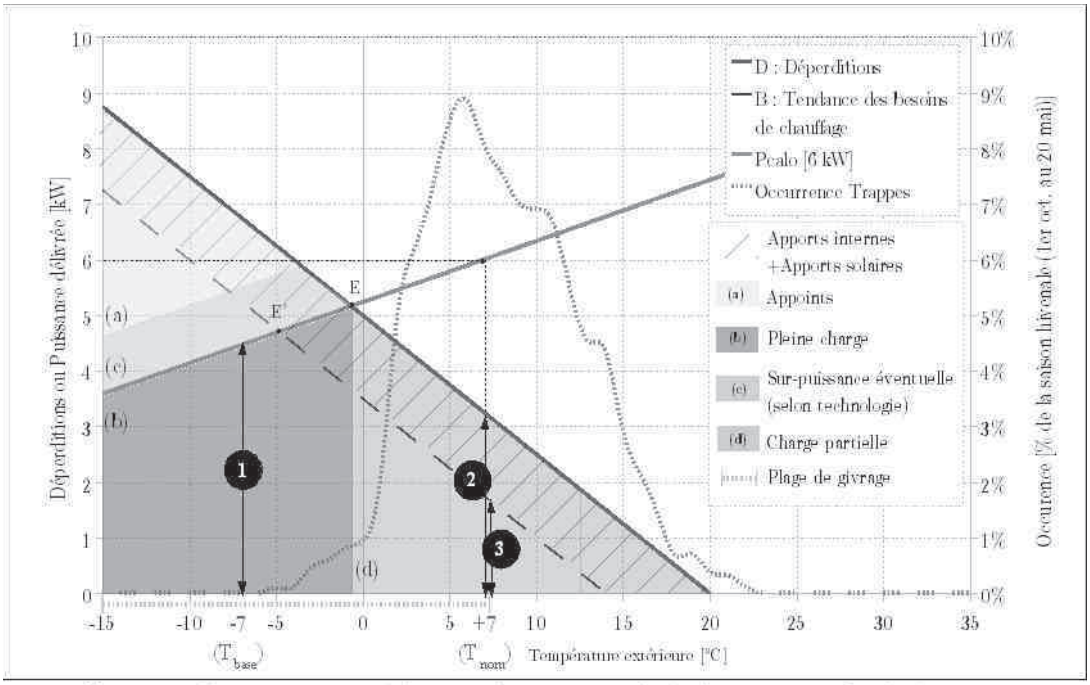


Figure 4: Comportement théorique d'une pompe à chaleur air-air placée dans son environnement (climat de Trappes)

L'observation combinée sur la figure 4 de l'occurrence des températures extérieures sur la période hivernale (1er octobre au 20 mai au climat de Trappes) montre que la PAC, telle qu'elle est dimensionnée, devrait fonctionner plus de 90% du temps à charge partielle. Le raisonnement précédent se base sur la couverture des déperditions de chaleur par la PAC, et non des besoins de chauffage, qui intègrent les apports énergétiques internes et solaires. En considérant une évolution linéaire des besoins de chauffage (ce qui constitue une approximation), la tendance présentée figure 4 montre un décalage du point d'équilibre E vers un nouveau point E'. La courbe d'occurrence se situant en quasi-intégralité à droite de E', la PAC devrait fonctionner près de 100% du temps à charge partielle.

Les performances nominales normalisées [NF14511] annoncées par les constructeurs sont données pour un fonctionnement à pleine charge stabilisé dans les conditions aux sources de 7°C (coté extérieur) et 20°C (coté intérieur). On observe que pour cette température extérieure les déperditions et les besoins de chauffage, ne représentent respectivement que 50% et 30% de la puissance calorifique nominale à pleine charge (respectivement les repères ❷ et ❸ de la figure 4). Les performances nominales, bien que potentiellement utiles dans la comparaison des pompes à chaleur entre elles, ne

reflètent aucunement le comportement réel de la PAC une fois mise en place. Ce constat ouvre le débat sur la question de l'utilité et des possibilités d'utilisation des données constructeurs comme données d'entrée pour le paramétrage des modèles de pompe à chaleur.

4.4. Performances des pompes à chaleur

On mesure l'efficacité énergétique ou rendement d'une PAC par la relation 1.

$$Efficacité = \frac{Energie\ \ utile}{Energie\ \ consommée} \tag{1}$$

On nomme couramment cette efficacité : coefficient de performance (COP) pour le dissocier des rendements d'autres machines thermiques toujours inférieurs à 100%. Ce COP n'a de sens que si l'on sait exactement ce qu'il intègre dans l'*énergie utile* et l'*énergie consommée* qui le compose. L'*énergie utile* correspond à la puissance calorifique délivrée par la PAC pour couvrir les besoins de chauffage des locaux, et l'*énergie consommée* correspond à l'énergie nécessaire pour délivrer cette puissance. Il y a peu d'ambiguïté concernant l'*énergie utile.* Cependant l'*énergie consommée* peut entrainer quelques quiproquo. Les PAC sont composées d'éléments consommateurs d'énergie qui, selon les auteurs et les méthodes, sont intégrés ou non dans le calcul du COP. Les principaux éléments qu'il convient de prendre en compte pour évaluer au mieux leur performance sont le compresseur et les auxiliaires (ventilateurs). D'autres auxiliaires comme une pompe de circulation dans le circuit de chauffage ne sont pas inclus.

Pour lever toute ambiguïté dans la suite de ce rapport, plusieurs définitions sont proposées.

4.4.1. Indice de performance

L'indice de performance ε correspond à la performance instantanée du cycle thermodynamique. Il est typiquement le résultat de l'application du premier principe de la thermodynamique au circuit fermé de fluide frigorigène:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{calo}}{\dot{W}_{abs,compresseur}} \tag{2}$$

$\dot{Q}_{calo}$	*Puissance calorifique délivrée par la PAC*	*[W]*
$\dot{W}_{abs,compresseur}$	*Puissance absorbée par le compresseur de la PAC*	*[W]*

4.4.2. Coefficient de performance

Le coefficient de performance COP traduit également une performance instantanée du cycle thermodynamique mais en intégrant cette fois la puissance appelée par les auxiliaires: ventilateur intérieur, ventilateur extérieur et appoints électriques. Dans le cadre de l'étude du couplage de la PAC avec des sources d'air tempérées, l'ajout de ventilateurs supplémentaires afin de transporter l'air d'une source à l'unité extérieure de la PAC sera également envisagé et intégré au bilan.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{calo}}{\dot{W}_{abs,compresseur} + \dot{W}_{abs,auxilaires}} \quad (3)$$

$\dot{W}_{abs,auxiliaires}$	*Puissance absorbée par les auxiliaires*	*[W]*

On précisera COP_{moyen} si le calcul est intégré sur une durée inférieure à une année ou à une saison de chauffe.

$$COP_{moyen} = \frac{Q_{calo}}{W_{abs,compresseur} + W_{abs,auxilaires}} \quad (4)$$

Q_{calo}	*Quantité de chaleur délivrée par la PAC*	*[Wh]*
$W_{abs,compresseur}$	*Quantité d'énergie consommée par le compresseur*	*[Wh]*
$W_{abs,auxiliaires}$	*Quantité d'énergie consommée par les auxiliaires*	*[Wh]*

4.4.3. Facteur de performance saisonnier

Parfois appelé « coefficient de performance saisonnier » (SCOP), le « facteur de performance saisonnier » (FPS[16]) traduit la performance moyenne sur une longue période. Elle correspond à la définition du COP_{moyen} sur une année ou sur une saison de chauffe.

$$FPS = \frac{Q_{calo}}{W_{abs,compresseur} + W_{abs,auxilaires}} \quad (5)$$

16 Seasonal Performance Factor (SPF) en anglais

4.5. Intérêt énergétique et environnemental

4.5.1. Comparaison avec d'autres systèmes de chauffage conventionnels

Les pompes à chaleur présentent une alternative aux systèmes traditionnels de production de chauffage (par exemple les convecteurs électriques ou chaudières à gaz) pour réduire la consommation d'énergie primaire et des émissions de gaz à effet de serre associées à la production de chaleur pour le chauffage des logements [FAVR2008] [AUZE2006].

La figure 5, propose une représentation de la chaine énergétique pour trois types de systèmes de chauffage[17] : (a) convecteurs électriques ; (b) pompe à chaleur ; (c) chaudière gaz à condensation ; dans le contexte énergétique français[18].

Cette représentation de la chaine énergétique, bien que simplifiée, permet d'évaluer en première approximation la consommation d'énergie primaire nécessaire, et les émissions de CO_2 associées à la production de chaleur utile des trois systèmes de chauffage précédents placés dans une maison individuelle de 100 m² ayant 100 kWh.m^{-2}.an^{-1} de besoins de chauffage. La consommation d'énergie primaire est présentée figure 6 pour chacun des systèmes, dont les rendements et les COP saisonniers moyens[19] sont indiqués entre parenthèses. Les émissions de CO_2 associées[17] sont présentées figure 7. Dans le cas des systèmes de production de chaleur alimentés par de l'électricité (convecteurs et PAC), ces émissions dépendent grandement du mix énergétique de production d'électricité considéré. C'est pourquoi la figure 7 présente à la fois les émissions pour le mix énergétique français et européen[20] qui diffèrent principalement sur la part de la production d'électricité d'origine nucléaire et thermique classique. On notera également que le calcul des émissions des PAC sont calculées par la méthode TEWI (Total Equivalent Warming Impact) présenté au paragraphe 4.5.2., qui intègre à la fois les émissions directes (fluide frigorigène) et les émissions indirectes (énergie primaire).

17 le détail des hypothèses est fourni en *Annexe C*. Le contenu CO_2 du kWh d'électricité finale a été calculé à partir des indicateurs d'Equer, et des mix électriques français et européen [UE2009]. Les contenus CO_2 respectifs du kWh électrique finale est 89 gCO_2/kWh pour le mix français contre 534 gCO_2/kWh pour le mix européen. Le contenu CO_2 du kWh finale d'origine gaz provient également des chiffres Equer, avec 256 gCO_2/kWh.

18 le mix de la production d'électricité française 2006, (p.43-45) [UE2009] : 79% nucléaire; 10% thermique classique, 11% renouvelables.

19 intègrent les rendements suivants: émission, distribution, régulation et génération

20 le mix de la production d'électricité européen 2006, (p.43-45)[UE2009] : 24% nucléaire; 60% thermique classique, 16% renouvelables.

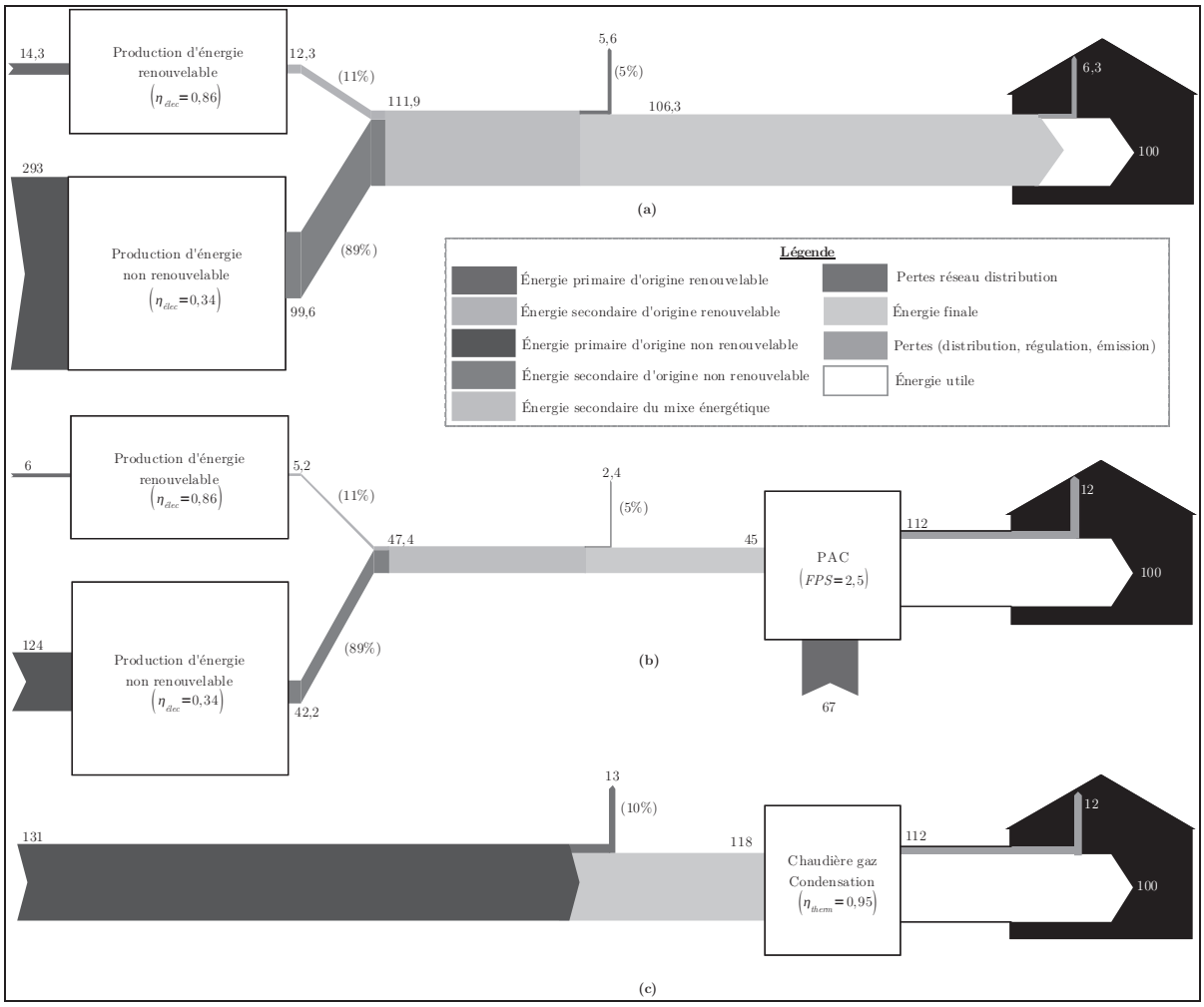


Figure 5: Chaîne énergétique de différents systèmes de production de chauffage : (a) convecteurs électriques ; (b) pompe à chaleur ; (c) chaudière gaz à condensation.

Sur le plan énergétique, l'impact de l'utilisation de ces systèmes sur les ressources non renouvelable (nucléaire et thermique classique) dépend à la fois de l'efficacité même des systèmes et de celle de la chaine de production énergétique amont. Avec les hypothèse retenues[17], les convecteurs consomment ainsi près de trois fois plus d'énergie primaire qu'une PAC ou une chaudière gaz à condensation pour la production de 100 $kWh.m^{-2}.an^{-1}$ de chaleur utile. Les PAC se situent plus ou moins bien par rapport à la chaudière gaz à condensation compte tenu de leurs performances saisonnières (figure 6).

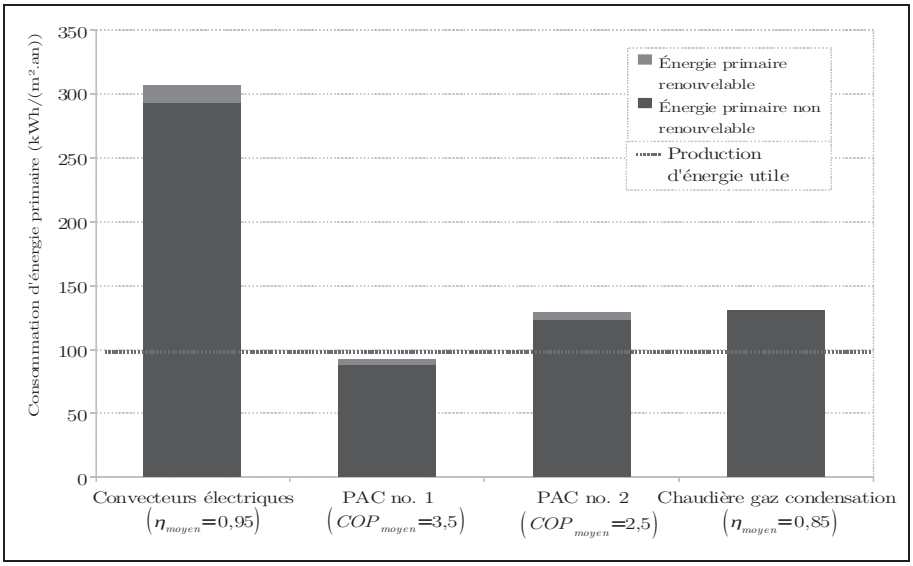


Figure 6: Consommation d'énergie primaire pour la production de 100 kWh.m^{-2}.an^{-1} de chaleur utile

La PAC no.1, avec un COP moyen saisonnier à 3,5, consomme moins d'énergie primaire que la chaudière gaz à condensation. La PAC no.2 quant à elle, de COP moyen saisonnier égale à 2,5, aurait une consommation d'énergie primaire supérieure à celle de la chaudière gaz à condensation. L'intérêt des PAC dans la réduction de la consommation des ressources d'énergie primaire non renouvelable grandit avec leurs performances saisonnières.

Sur le plan environnemental, les émissions de CO_2 associées à chacun des systèmes de production dépend grandement du mix de production de l'électricité et des hypothèses sur le contenu en CO_2 du kilowattheure de chaque énergie. Ce contenu est difficile à évaluer et varie fortement en fonction des saisons. Selon une étude RTE/ADEME [RTE2007], la méthode de calcul utilisée pour l'évaluation du contenu CO_2 du kilowattheure d'électricité[21] fait varier les résultats du contenu de CO_2 d'un facteur 5. On comprend bien que les résultats présentés ci-après sont soumis à caution, et dépendent grandement des hypothèses de départ. Avec les hypothèses retenues sur le contenu CO_2 du kWh basées sur les données du logiciel Equer pour les différentes filière de production d'électricité[22], et les hypothèses du mix moyen annuel de production électrique français provenant des statistiques de la Commission européenne [UE2009], les convecteurs électriques émettent trois fois moins de CO_2 qu'une chaudière gaz à condensation pour la production de 100 kWh.m^{-2}.an^{-1} de chaleur utile dans le contexte

21 la méthode ADEME/EDF évalue « le contenu moyen par usage sur la base de l'historique ». Leurs calculs aboutissent à un contenu CO_2 du kWh d'électricité de 120 gCO_2/kWh pour le chauffage. La méthode RTE « repose sur le principe du contenu marginal en CO2 de l'électricité », et aboutie à un contenu CO_2 du kWh de 500 à 600 gCO_2/kWh [RTE2007].

22 la valeur retenue pour le contenu CO2 du kWh d'électricité français et européen calculée à partir de contenu de chaque type de production (charbon, fuel, gaz, nucléaire, renouvelables) moyenné par rapport au mix de production électrique.

français (figure 7).

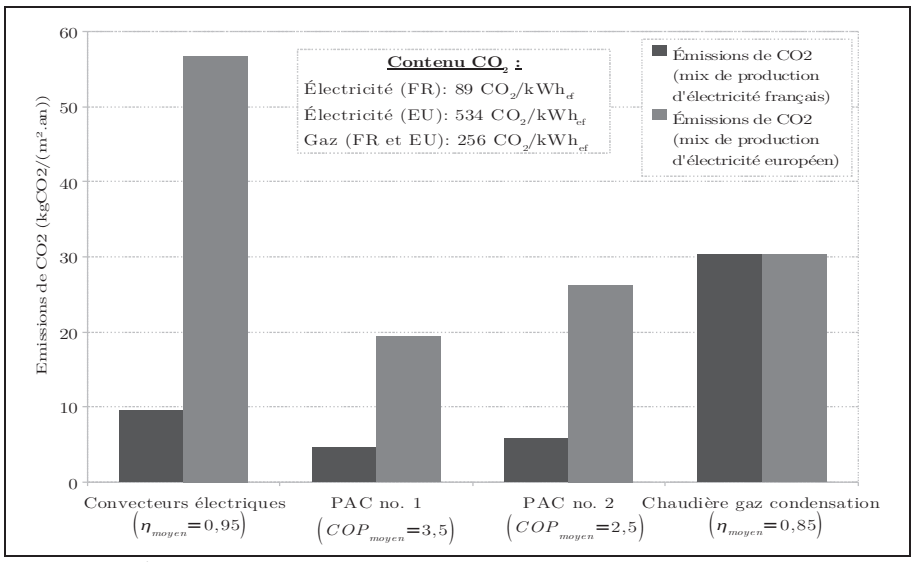


Figure 7: Émissions de CO_2 associées à la production de 100 kWh.m^{-2}.an^{-1} de chaleur utile. (méthode TEWI pour les PAC)

Les PAC consommant près de deux à trois fois moins d'énergie que les convecteurs électriques pour la même production de chaleur, réduisent leurs émissions en conséquence. Mais on sait que le chauffage électrique induit des pointes de consommation les journées froides d'hiver, et donc un recours plus important à la production thermique l'usage du mix moyen annuel n'est alors pas pertinent Dans le contexte de production électrique européen, les résultats sont radicalement différents. Compte tenu de la forte proportion de centrales thermiques classiques dans la production électrique européenne, le contenu CO_2 du kilowattheure est 5 fois supérieur à celui de la France, et 2 fois supérieur au contenu CO_2 du kilowattheure de gaz. Les convecteurs électriques sont près de deux fois plus émetteurs de CO_2 qu'une chaudière gaz à condensation. Les PAC quant à elles restent dans le contexte européen plus intéressante qu'une chaudière gaz à condensation, que ce soit pour la PAC no.1 ou no.2, mais en considérant un mix moyen annuel. Il faudrait également prendre en compte un ensemble plus global d'impacts environnementaux, incluant aussi les aspects de santé, de génération de déchets (en particulier radioactifs), d'épuisement des ressources naturelles, etc.

Dans le contexte français et européen, l'impact environnemental d'une PAC est principalement dû à sa consommation en énergie primaire. Cependant à mesure que le mix de production électrique évolue vers un contenu CO_2 de plus en plus faible, par l'intégration des énergies renouvelables dans la production par exemple, l'impact dû aux émissions directes de fluide frigorigène, notamment par les fuites prend toute son importance. La méthode prenant en compte cet aspect est présentée au paragraphe

4.5.2.

Globalement les PAC restent du point de vue énergétique et environnemental une solution alternative à d'autres systèmes de production de chauffage, notamment aux convecteurs électriques.

Les objectifs de cette thèse vont dans le sens de l'amélioration des performances saisonnières des PAC en vue de réduire les impacts sur les ressources naturelles et sur les émissions de CO_2.

4.5.2. TEWI (Total Equivalent Warming Impact)

Le TEWI est un indicateur environnemental dédié aux PAC qui inclut à la fois les émissions directes (dues aux fuites de fluide frigorigène) et indirectes (dues à la consommation d'énergie primaire) [SAND1999]. Il est calculé à l'aide de la formule 6 et sera utilisé pour tout calcul des émissions de GES dans la suite du rapport. Une alternative consisterait à utiliser la méthode d'analyse de cycle de vie, qui prend en compte également la fabrication de la PAC, la maintenance et la fin de vie de l'ensemble de ses composants.

$$TEWI = Effet\ de\ serre\ direct + Effet\ de\ serre\ indirect$$

$$TEWI = \underbrace{\underbrace{\underbrace{\left(PRP_{100} \times L \times n\right)}_{\text{fuites}} + \underbrace{\left(PRP_{100} \times m \times \left(1 - \alpha_{recovery}\right)\right)}_{\text{pertes fin de vie}}}_{\text{pertes directes}} + \underbrace{\left(n \times E_a \times \beta\right)}_{\substack{\text{énergie utilisée} \\ \text{pertes indirectes}}}}_{} \quad (6)$$

Avec :

PRP_{100}	*Potentiel de réchauffement planétaire du fluide frigorigène*	$[kg_{éq}CO_2]$
L	*Quantité annuelle de fluide frigorigène perdu par fuite du circuit*	$[kg.an^{-1}]$
n	*Durée de vie de l'installation*	$[an]$
m	*Charge de fluide frigorigène présent dans l'installation*	$[kg]$
$\alpha_{recovery}$	*Taux de récupération de fluide frigorigène en fin de vie*	$[-]$
E_a	*Consommation annuelle en énergie finale*	$[kWh.an^{-1}]$
β	*Contenu CO_2 du kWh électrique*	$[kgCO_2.kWh^{-1}]$

Le pouvoir de réchauffement planétaire est propre à chaque fluide frigorigène. Les principaux sont donnés au tableau 2.

Fluide	PRP_{100}
CO2	1
CH4	21
R32	580
R125	3200
R134a	1300
R143a	4400
R410a (50% de R32 + 50% de R125)	1730

Tableau 2: Pouvoir de réchauffement planétaire de différents fluides frigorigènes [CLOD1998].

On évalue les fuites de frigorigène du circuit de l'installation de la PAC entre 3% et 10% de la charge totale de réfrigérant [BERN2007].

Les hypothèses prises pour l'évaluation des émissions de CO2 de la figure 9 sont données au tableau 3.

	Mix français	Mix européen
PRP_{100} ($kg_{éq}CO_2$)	1730 (R410a)	1730 (R410a)
L (%)	3	3
n (an)	20	20
m (kg)	4	4
$\alpha_{recovery}$ (%)	80	80
E_a ($kWh_{ef}.m^{-2}.an^{-1}$)	33,7	33,7
β ($kgCO_2.kWh_{ef}$)	0,09	0,53

Tableau 3: Hypothèses de calcul des émissions de CO_2 des PAC

Le détail des résultats des émissions de CO_2 est donné figure 8.

La part des émissions directes est d'autant plus importante que le contenu en CO_2 du kWh d'électricité est faible. Ainsi dans le contexte français, la part des émissions directes est beaucoup plus marquée avec environ 30% des émissions totales annuelles, contre 10% environ pour le contexte européen. D'où l'importance de la prise en compte des émissions directes dans les calculs qui suivront.

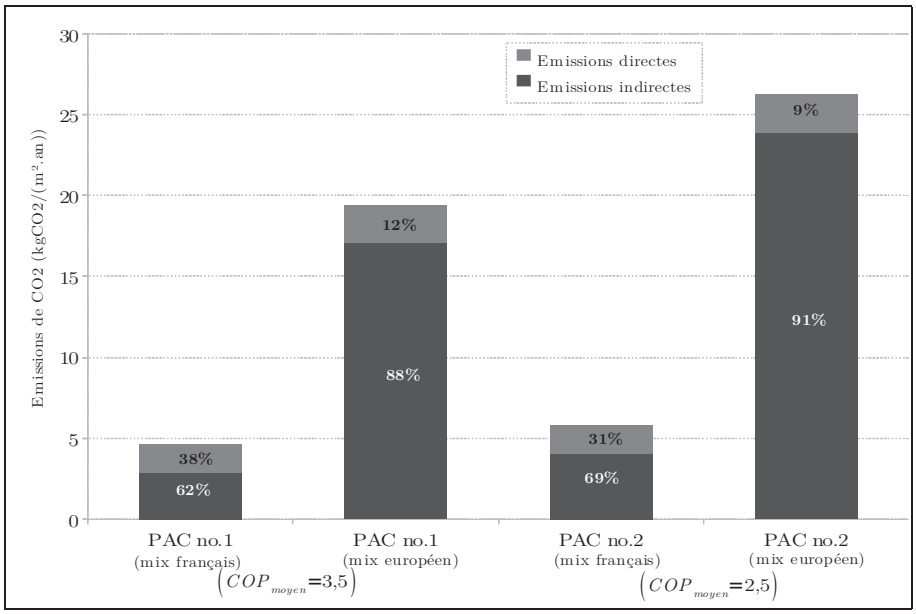


Figure 8: Détails des émissions de CO_2 pour les PAC

Dans la suite de cette thèse, le calcul des émissions de GES relative à l'utilisation des PAC fera référence à la méthode de calcul TEWI.

4.5.3. Part d'énergie renouvelable contenue dans la production de chaleur des PAC

Bien que souvent assimilées à des énergies renouvelables, les pompes à chaleur ne le sont pas en tant que telles. Elles utilisent de façon rationnelle une énergie noble, l'électricité produite à partir de sources renouvelables ou non, pour transférer de la chaleur d'une source froide renouvelable à une source chaude. Elles n'entrent pas dans la catégorie établie par la directive 2003/54/CE qui définit à l'article 2, paragraphe 30, comme « « sources d'énergie renouvelables » : les sources d'énergie non fossiles renouvelables (énergie éolienne, solaire, géothermique, houlomotrice, marémotrice, hydroélectrique, biomasse, gaz de décharge, gaz des stations d'épuration d'eaux usées, biogaz) ».

Cependant, une part de l'énergie thermique délivrée par une pompe à chaleur peut être comptabilisée comme d'origine renouvelable.

On retrouve dans la littérature plusieurs éléments qui définissent, de façon plus ou moins complète, la méthode pour comptabiliser la part d'énergie renouvelable contenue dans la production de chaleur d'une PAC. Une revue et une analyse critique de ces définitions sont proposées ci-après.

Une première méthode, définie dans la directive 2009/28/CE [DIRE2009][23], établit

23 p. 48 de la directive [DIRE2009], annexe VII, « Comptabilisation de l'énergie produite à partir de pompe à chaleur ».

que « la quantité d'énergie (...) capturée par des pompes à chaleur devant être considérée comme énergie produite à partir de sources renouvelables se calcule selon l'équation 7».

$$E_{RES} = Q_{utilisable} \cdot \left(1 - \frac{1}{FPS_{dir}}\right) \quad (7)$$

Avec:

E_{RES}	*Energie considérée comme produite à partir de sources renouvelable*	*[kWh]*
$Q_{utilisable}$	*Energie calorifique délivrée par la pompe à chaleur*	*[kWh]*
FPS_{dir}	*Facteur de performance saisonnier moyen estimé*	*[kWh.kWh^{-1}]*

En l'état actuel de la norme, aucune définition du facteur de performance saisonnier moyen FPS_{dir} n'est arrêté. Selon le Comité de Liaison des Énergies Renouvelables (CLER) une définition devrait voir le jour au plus tard en 2010, pour l'application de cette directive [CLER2009].

L'équation 7 est complétée par des conditions d'application dans le but de ne comptabiliser dans la production de chaleur d'origine renouvelable uniquement les PAC les plus performantes, et d'inciter à l'utilisation et la conception de celles-ci. Selon la directive « seules sont prises en compte les pompes à chaleur pour lesquelles le facteur de performance saisonnier vérifie l'équation 8 ».

$$FPS_{dir} > 1{,}15 \cdot (1/\eta) \quad (8)$$

Où:

η *« ratio entre la production brute totale d'électricité et la consommation énergétique primaire requise pour la production », soit le rendement moyen de production de l'électricité dans le pays considéré. Les pertes du réseau*[24] *sont intégrées dans le coefficient 1,15 à hauteur de 13%.*

Il est très probable que la définition du facteur de performance saisonnier moyen de la norme ne corresponde pas à la définition du facteur de performance saisonnier établi à l'équation 5. Si tel était le cas, la part d'énergie renouvelable dans la production de chaleur ne dépendrait uniquement que des performances saisonnières de la PAC, et ferait abstraction de toutes les pertes de la chaîne de production énergétique. Cela reviendrait à dire que la part d'énergie renouvelable contenue dans la production de la chaleur finale correspond à l'énergie puisée directement au niveau de la source froide

24 l'inéquation 8 peut s'écrire $FPS_{dir} > 1/(0{,}87 \cdot \eta)$, ce qui correspond à des pertes réseau de 13%.

(air, eau ou sol). Le calcul du rendement η doit être calculé selon la méthode de calcul de la « demande cumulative d'énergie » [THIER2008], qui tient compte à la fois du mix énergétique et des rendements associés à chaque type de production. Selon les conventions retenues dans le choix des rendements de chaque type de production, la valeur de η varie largement ainsi que celle du seuil d'acception des PAC dans la comptabilité de la part d'énergie renouvelable dans la quantité de chaleur produite.

	Part de la production dans le mix de la production totale d'électricité	**Rendement associé au type de production**[25]	**Rendement associé au type de production**[26]
Nucléaire	79%	34%	28%
Thermique classique	9,7%	40%	30%
Hydraulique	11,3%	85%	80%
η	-	40,3%	34,1%
Seuil FPS_{dir}	-	2,85	3,38

Tableau 4: Rendement et seuil d'acception des PAC dans la comptabilité de la part d'énergie renouvelable dans la quantité de chaleur produite

Selon les conventions de choix du rendement η , le seuil d'acceptation des PAC dans la comptabilité peut varier de 2,85 à 3,38.

Ce raisonnement est illustré figure 9. La courbe de la consommation d'énergie finale et celle de la part d'énergie renouvelable comptabilisée sont complémentaires lorsque le FPS est supérieur à la valeur de 2,96. Pour une production de chaleur utile de 100 kWh avec une PAC dont le FPS est égale à 3,5, cette méthode comptabiliserait 75 kWh d'énergie renouvelable. Ce raisonnement n'est pas rigoureux du point vue énergétique et environnemental, puisqu'il fait abstraction de la consommation des ressources primaires non renouvelables. Si on observe, toujours à la figure 9, l'énergie primaire non renouvelable réellement consommée, on constate que pour la production de 100 kWh, 70 kWh d'énergie primaire auraient été nécessaires

25 Chiffres provenant du cours de Favrat de l'EPFL.

26 Association des ingénieurs allemands (VDI) [THIER2008]

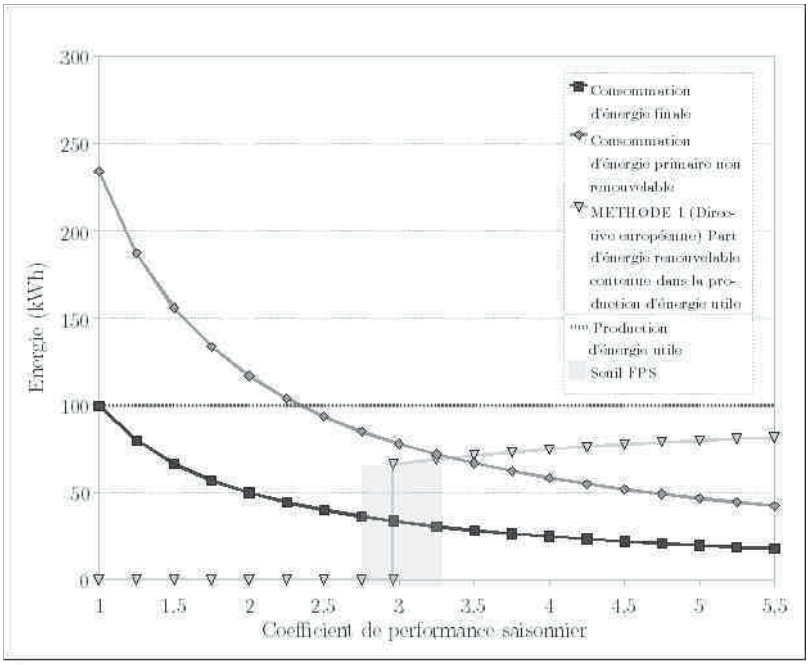


Figure 9: Part de l'énergie renouvelable contenue dans la production d'énergie utile (méthode 1)

Le CLER[27] dans le cadre des travaux du comité opérationnel (Comop) n°10 sur les énergies renouvelables, du Grenelle de l'environnement, propose une définition plus rigoureuse du coefficient de performance saisonnier moyen [CLER2008]. Elle consiste à se ramener à la part d'énergie primaire d'origine renouvelable induite par la PAC. Dans ce calcul, l'énergie considérée comme renouvelable n'est pas celle puisée directement de l'environnement mais la part d'énergie primaire non renouvelable évitée par l'utilisation de la PAC. Autrement dit, la part d'énergie d'origine renouvelable se calcule selon l'équation 9, comme la chaleur délivrée par la PAC moins l'énergie primaire non renouvelable nécessaire pour la production d'énergie utile. Dans le cas où l'énergie primaire non renouvelable est supérieure à la chaleur produite utile, on considère que la part d'énergie renouvelable est nulle.

$$E_{RES} = Q_{utilisable} - \left(Q_{abs} \cdot (1 - \epsilon_{RES}) \cdot \frac{1}{\eta} \right) \tag{9}$$

L'équation 9 s'écrit aussi:

$$E_{RES} = Q_{utilisable} \left(1 - \frac{(1 - \epsilon_{RES})}{\eta \cdot FPS} \right) \tag{10}$$

27 Comité de Liaison des Énergies Renouvelables. Site internet: www.cler.org

Avec:

ϵ_{RES}	*Part de la production d'énergie primaire d'origine renouvelables*	*[%]*
$Q_{utilisable}$	*Énergie calorifique délivrée par la pompe à chaleur*	*[kWh]*
Q_{abs}	*Énergie consommée par la pompe à chaleur*	*[kWh]*
η	*Ratio entre la production brute totale d'électricité et la consommation énergétique primaire requise pour la production non renouvelable*	*[%]*
FPS	*Facteur de performance saisonnier définit selon l'équation 5.*	*[kWh.kWh^{-1}]*

La proposition du CLER n'intègre pas les pertes du réseau de distribution d'électricité. Pour combler ce manquement, une définition complète et rigoureuse est alors proposée à l'équation 11.

$$E_{RES} = Q_{utilisable}\left(1-\frac{(1-\epsilon_{RES})}{\eta\cdot(1-p)\cdot FPS}\right) \tag{11}$$

Une condition d'application (équation 12) vient compléter l'équation 11 afin d'inciter à l'utilisation des PAC les plus performantes:

$$FPS > \frac{1}{\eta\cdot(1-p)} \tag{12}$$

p	*Pertes du réseau de distribution*	*[%]*

Ainsi, la part d'énergie renouvelable dépend alors de trois principaux paramètres:

(a) les performances saisonnières de la PAC;

(b) le rendement de production de l'électricité sur le réseau (coefficient de conversion de l'énergie finale en énergie primaire, avec les pertes réseau);

(c) la part d'énergie renouvelable dans la production d'électricité.

La figure 10 illustre l'application de la méthode au contexte énergétique français. La courbe de l'énergie primaire non renouvelable et celle de la part d'énergie renouvelable sont complémentaires. Une PAC qui produit 100 kWh d'énergie utile avec un *FPS* de 3,5 compte 33 kWh d'énergie d'origine renouvelable. Pour ce contexte, on constate qu'il existe une part réelle d'énergie renouvelable dans la chaleur produite d'une PAC lorsque son COP saisonnier est supérieur à 2,3. En dessous de cette valeur, on peut considérer que 100% de l'énergie primaire nécessaire pour produire les 100 kWh de chaleur utile sont d'origine non renouvelable. Pour que le contenu d'énergie

renouvelable de la production de chaleur de la PAC soit supérieur à celui du contenu d'énergie primaire non renouvelable, il est nécessaire d'avoir des systèmes avec des facteurs de performance saisonniers qui dépassent 4,75.

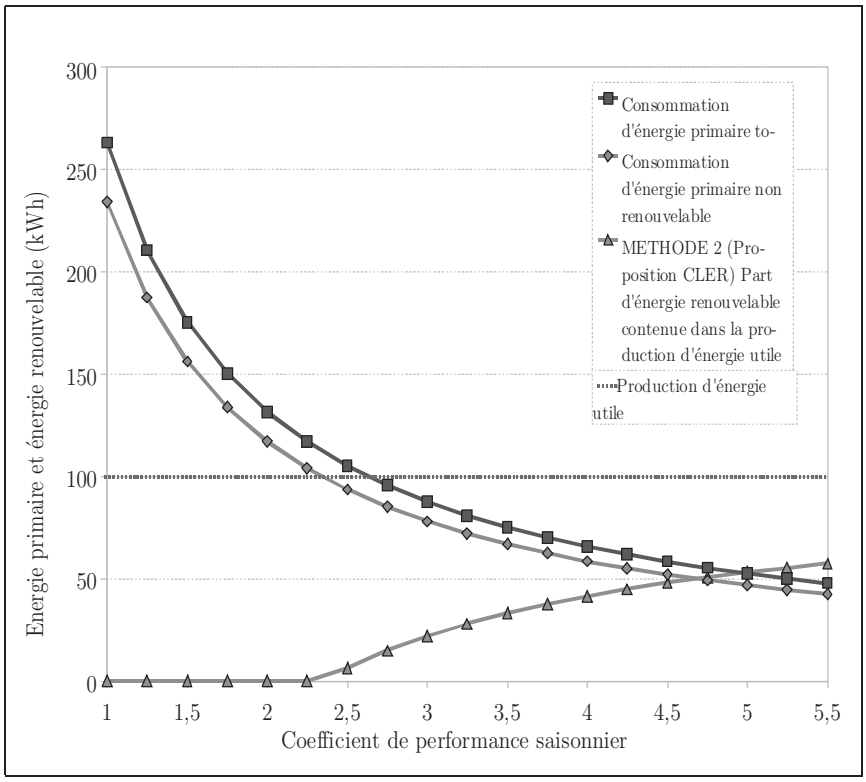


Figure 10: Part d'énergie renouvelable dans la production de 100 kWh de chaleur utile dans le contexte énergétique français

Certaines PAC air-air mal dimensionnées[28] peuvent avoir des COP saisonniers de l'ordre de 2, ce qui dans le contexte énergétique français, signifie que le contenu énergie de la chaleur délivrée par la PAC est 100% d'origine non renouvelable.

Les objectifs de cette thèse vont dans le sens de l'amélioration des performances saisonnières des PAC air-air par couplage de leur source froide avec des sources d'air tempérées, et par conséquent d'une augmentation de la part d'énergie renouvelable dans le contenu de la chaleur délivrée par celles-ci.

De nombreux travaux ont été effectués dans ce sens depuis plus d'une quarantaine d'année. La partie suivante propose un état de l'art de ces travaux.

28 Valeur issue de relevés sur site belge Energie +. Site: www.energieplus-lesite.be

5. État de l'art sur la récupération de chaleur

Récupérer de la chaleur est possible dès lors que la température d'une source est supérieure au zéro absolu. De nombreux travaux ont consisté à évaluer les possibilités de récupération de chaleur de sources d'air tempérées pour alimenter la source froide des pompes à chaleur.

Nous passons en revue ici les études portant sur la récupération de chaleur d'éléments intégrés aux bâtiments d'habitation sans stockage. La majorité des études ont concerné deux types de sources d'air tempérées: les vides sanitaires et les capteurs solaires à air.

5.1. Couplage avec un vide sanitaire

Une série de travaux datant du début des années 80 ont concerné le couplage de PAC air-air avec des vides sanitaires. Plusieurs expérimentations et travaux de modélisation ont été réalisés en collaboration avec le laboratoire national d'Oak Ridge (ORNL) pour évaluer l'amélioration des performances des PAC couplées au vide sanitaire.

5.1.1. [TERN1980], [TERN1982a], [TERN1982b][29]

Les PAC air-air ont des performances saisonnières très attractives lors de leur mise en place dans des climats modérés, mais leur performance diminue grandement dans des climats plus froids. Le COP et la puissance calorifique du système diminuent quand la température de l'air extérieur diminue, alors qu'au même instant la charge thermique et les besoins de chauffage augmentent. Un chauffage d'appoint est souvent nécessaire pour satisfaire les besoins de chauffage et les phénomènes de givrage de l'échangeur de l'unité extérieure viennent dégrader les performances globales de l'installation.

Les travaux de Ternes ont concerné l'amélioration des performances des PAC air-air en climat froid par l'utilisation de la température clémente de l'air se situant dans le vide sanitaire d'une maison. Cet air peut être utilisé en hiver pour préchauffer l'air alimentant l'unité extérieure de la PAC. Celle-ci fonctionne alors dans un climat plus favorable qu'à l'extérieur, avec de meilleures performances. L'auteur s'est penché sur

29 Ternes, M.P., Crawl space-assisted heat pump. Progress report, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN, august 1980
Ternes, M.P., Earth thermal storage for enhanced performance of air-to-air heat pump. 17th intersocietal energy conservation engineering conference. Los Angeles, CA, 1982.
Ternes, M.P., Earth thermal storageassisted heat pump, presented àet the energy storage contractors review meeting, Arlington, VA. 23 august, 1982 ;

l'étude de deux configurations de couplage d'une pompe à chaleur air-air et d'un vide sanitaire : *tout air neuf* (« single-pass », figure 12) et en *boucle fermée* (« recirculating », figure 11).

Trois maisons identiques ont été instrumentées. Deux d'entre elles ont été équipées d'une PAC air-air couplée à l'air du vide sanitaire, la dernière sert de référence et a été équipée d'une installation conventionnelle, l'unité extérieure de la PAC se situant à l'extérieur.

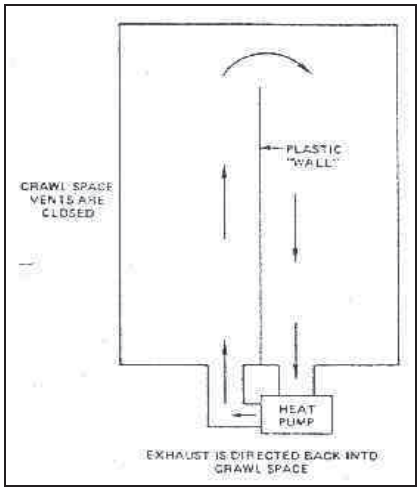


Figure 11: boucle fermée [TERN1980]

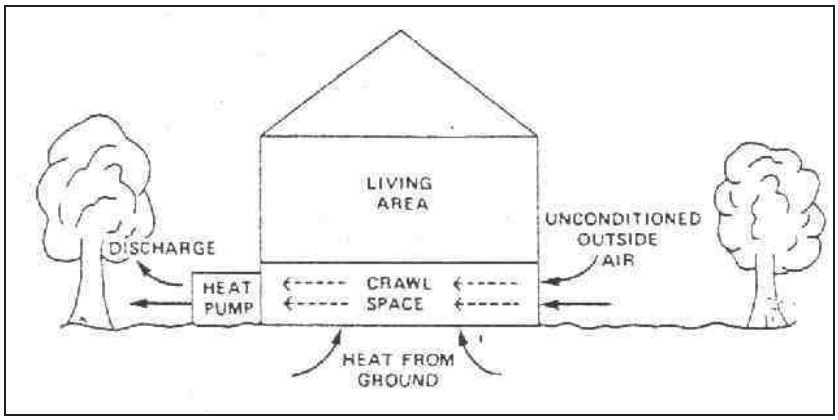


Figure 12: tout air neuf [TERN1980]

Une instrumentation détaillée de l'installation a permis la mesure des températures d'air en plusieurs points du vide sanitaire, de sol à 15 cm de profondeur, et de l'énergie produite et consommée par les différents éléments de la PAC. Les mesures sur plusieurs mois d'hiver ont montrées que lorsque la température de l'air extérieur se situait entre –15°C et 4,5°C, celle du vide sanitaire pouvait atteindre respectivement -4°C et 6°C.

Les résultats obtenus au cours de la première année de mesures ont montré la grande amélioration des performances de la PAC durant la mi-saison. Mais des anomalies ont exclu des conclusions définitives.

Cependant les principales conclusions sont les suivantes :

- Le COP en régime permanent est supérieur dans les configurations de couplage, en comparaison avec la PAC installée de façon conventionnelle ;
- La puissance fournie en régime permanent est également supérieure, ce qui permet de réduire le recours à une énergie d'appoint (résistances électriques);
- Les températures plus douces réduisent l'apparition du givre sur l'échangeur de l'unité extérieure et donc le recours au cycle de dégivrage.

L'un des avantages de ces configurations est que le système ne nécessite a priori pas

de modification de la machine pour son installation dans un vide sanitaire. Aucun gainage n'est nécessaire, ce qui limite le prix de l'installation par rapport à une installation conventionnelle.

Cependant, il a également été reconnu que ce concept augmentait les déperditions thermiques par le plancher bas à cause de la diminution de la température dans le vide sanitaire. Une isolation adaptée du plancher bas de la maison est alors nécessaire pour limiter les pertes de chaleur.

5.1.2. [SMIT1981][30]

Smith et Reid se sont penchés sur l'étude des mêmes configurations que Ternes : *tout air neuf* (« single-pass », figure 13) et en *boucle fermée* (« recirculating », figure 14). La première configuration consiste à faire entrer l'air extérieur d'un coté du vide sanitaire. Cet air circule dans le vide sanitaire et récupère une partie de la chaleur du sol, passe à travers l'unité extérieure de la PAC, puis est rejeté à l'extérieur du vide sanitaire. La seconde configuration consiste à faire passer l'air du vide sanitaire à travers l'unité extérieure et de souffler de nouveau cet air dans le vide sanitaire. Seule la première configuration a fait l'objet d'une expérimentation sur un cas réel. L'autre n'a été étudié que de façon analytique à partir des données récoltées lors de la première expérimentation.

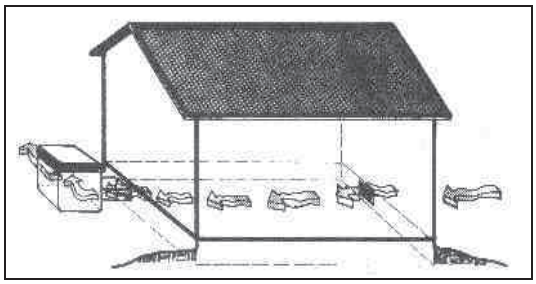


Figure 13: tout air neuf [SMIT1981]

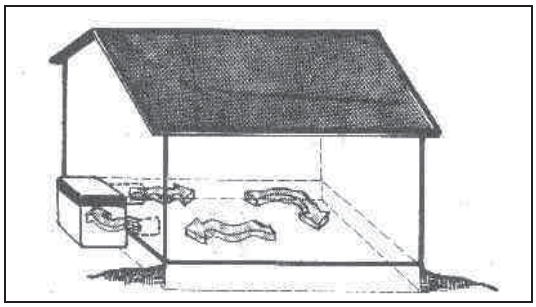


Figure 14: boucle fermée[SMIT1981]

L'expérimentation a fait l'objet d'une attention toute particulière en ce qui concerne l'isolation du plancher bas de la maison afin de limiter un maximum les pertes thermiques vers le vide sanitaire et d'assurer l'étanchéité à l'air de celui-ci. Un pare-vapeur a également été placé sur la surface du sol du vide sanitaire afin de limiter toute remontée d'humidité à travers le sol.

Les expérimentations d'une durée de cinq mois ont abouti aux résultats suivants :

- Le couplage en *tout air neuf* permet de limiter voir d'annuler la nécessité de résistances électriques d'appoint les jours les plus froids, et permet la diminution

30 Smith, L.O., Reid, R.L., « Evaluation of a ground coupled air-to-air (crawl space) heat pump. ASHRAE Transactions, Vol. 87, Part 2, pp. 405-417, 1981.

de la formation de givre sur l'unité extérieure, et donc un recours moindre au cycle de dégivrage. Les auteurs ont évalué à 22,5% la diminution de la consommation globale de l'installation (PAC + appoint). Ces gains sont à 10% dus à une augmentation du COP de la PAC, à 1% dus aux déperditions de chaleur à travers le plancher bas de la maison, à 10% à la limitation du déclenchement des résistances d'appoint, à 1,5% à la limitation du givrage et dégivrage de l'échangeur de l'unité extérieure.

- La configuration en *boucle fermée,* évaluée de façon analytique, permettrait selon les auteurs une diminution de 31,5% de la consommation globale de l'installation. 12% serait due à l'augmentation des performances de la PAC, 1% à la réduction des déperditions à travers l'enveloppe, 15% à la limitation du déclenchement des résistances électriques d'appoint, et 3,5% à la limitation du givrage et dégivrage de l'échangeur extérieur.

5.1.3. [WASS1983], [WASS1984][31]

Les travaux de Wasserman et al. ont également concerné l'évaluation des performances d'une PAC air-air couplée à un vide sanitaire, dans le cadre des recherches effectuées par le laboratoire national d'Oak Ridge (ORNL). Une maison à un étage, dont le plancher bas a été isolé avec 15 cm d'isolant sur la face inférieure, dispose d'un vide sanitaire. Une attention particulière a été portée à l'étanchéité à l'air de ce dernier afin éviter tous transferts de chaleur par infiltration d'air avec la maison et l'extérieur. L'ensemble des réseaux et tuyaux passant dans le vide sanitaire ont également été isolés avec 5 cm d'isolant. Un pare-vapeur a été placé sur la totalité de la surface de sol pour éviter les remontées d'humidité par le sol.

Les configurations étudiées sont les mêmes que les travaux de Ternes [TERN1980] [TERN1982a] [TERN1982b] et Smith [SMITH1981] : *tout air neuf* (« single-pass », figure 15) et en *boucle fermée* (« recirculating », figure 16)

31 Wasserman, D., Reid, R., McGraw, B.A., Performance evaluation of a crawlspace heat pump installation. ASHRAE Transactions, Vol. 89, Part 1a, pp. 144-155, 1983.
Wasserman, D.M., Reid, R.L.., Modeling and simulation of the crawlspace heat pump. ASHRAE Transactions, Vol. 90, Part 1a, pp. 312-334, 1984.

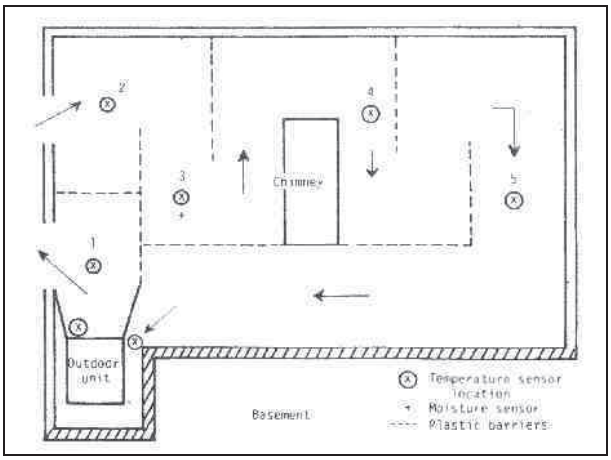


Figure 15: tout air neuf [WASS1983]

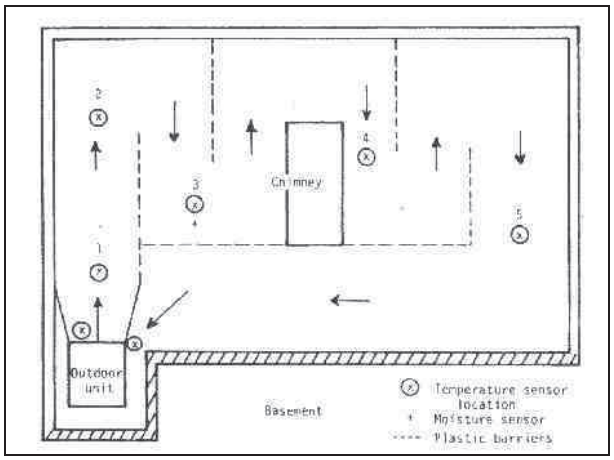


Figure 16: boucle fermée [WASS1983]

L'impact de ces configurations a été étudié à la fois en mode été et en mode hiver. En mode été, le système fonctionne en *tout air neuf* à travers le vide sanitaire. En mode hiver, le système fonctionne en *boucle fermée*. L'unité de la PAC placée dans le vide sanitaire joue le rôle d'un déshumidificateur, et permet la réduction des cycles de dégivrage.

Les performances entre l'installation couplée au vide sanitaire et une installation classique ont été comparées à l'aide d'un outil de simulation développé à l'ORNL. Il s'agit de « SPF model » (Seasonal performance factor computer model). Le modèle permet de calculer l'énergie totale consommée sur un pas de temps d'une heure, utilisant les températures horaires de l'air extérieur, les besoins thermiques horaires du logement, et les performances du système en régime permanent provenant des catalogues constructeurs. En mode chauffage, si la température de l'air se situe dans la plage de givrage de l'échangeur de l'unité extérieure, la puissance calorifique et le COP sont réduits en utilisant un coefficient de dégradation dû au cycle de dégivrage. La puissance délivrée et le COP sont également réduits lors du fonctionnement à charge partielle de l'installation.

Ces travaux montrent que l'étude du couplage en mode rafraîchissement n'est pas aussi favorable qu'en mode chauffage. L'énergie consommée en mode rafraîchissement en utilisant l'air du vide sanitaire est en moyenne 2,8% supérieure à une installation conventionnelle (figure 17). Ceci est principalement dû au fait que les températures de l'air extérieur sont inférieures à celle des températures du vide sanitaire le matin très tôt et tard le soir. Du plus le fait que l'installation soit placée à l'intérieur du vide sanitaire a un impact sur la charge de climatisation du logement, qui a été évaluée à 7% supérieure à celle d'une installation classique. Cependant, au cours de l'heure la plus chaude du jour le plus chaud de l'été, une économie de 7% a été calculée. Ces résultats pourraient être améliorés avec la mise en place d'une régulation adaptée

permettant de by-passer l'air du vide sanitaire lorsque celui-ci est trop chaud.

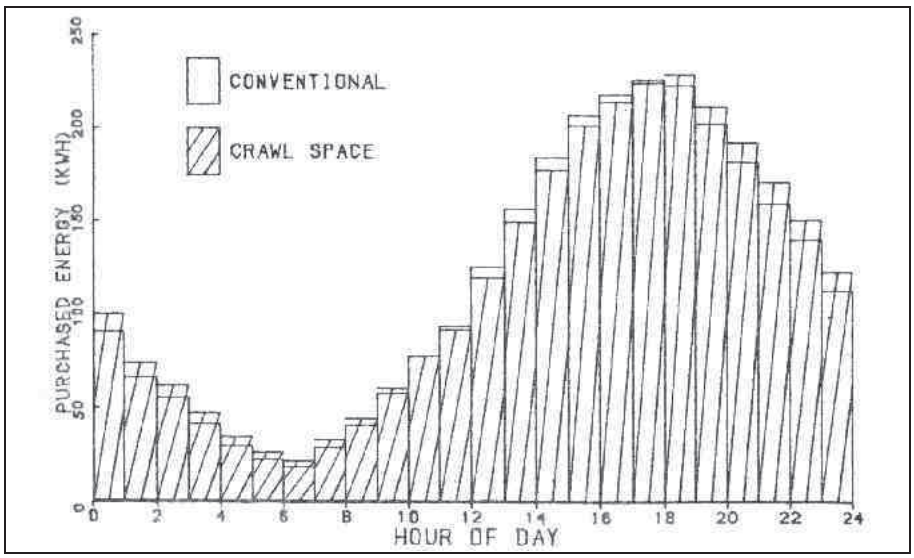


Figure 17: Résultats du couplage PAC/vide sanitaire en mode rafraîchissement [Wasserman 1983]

En mode chauffage, les résultats sont beaucoup plus intéressant (figure 18). Sur une période de quinze semaines de la saison de chauffe, une économie d'énergie de près de 15% est remarquée. L'économie effectuée au cours de l'heure la plus froide de l'hiver atteint 26,3% par rapport à une installation classique.

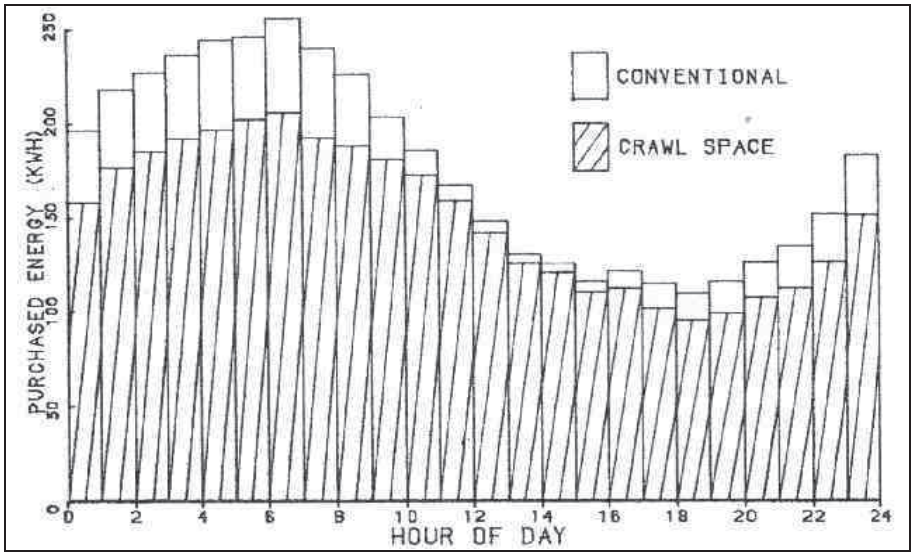


Figure 18: Résultats du couplage PAC/vide sanitaire en mode chauffage [Wasserman 1983]

5.1.4. [NICO1986][32]

Un rapport final vient clore l'ensemble des expérimentations effectuées par le laboratoire national d'Oak Ridge. Il s'appuie sur les travaux de Smith, Ternes, et Wasserman. Les conclusions sont les suivantes :

- Le couplage de la PAC avec le vide sanitaire réduit la température moyenne de celui-ci et augmente les besoins de chauffage de l'espace chauffé. Ce problème peut être résolu par une bonne isolation du plancher bas de la maison;
- Il a été confirmé par plusieurs séries d'expérimentations que les performances des pompes à chaleur couplées en configuration *tout air neuf* ou *boucle fermée* sont supérieures à une installation conventionnelle de la PAC.
- La configuration *boucle fermée* permet une diminution conséquente du cyclage de la PAC et des cycles de dégivrage. Les auteurs précisent que pour vraiment tirer parti de cette réduction des cycles de dégivrage, la régulation du déclenchement de ceux-ci doit être adaptée et optimisée. La régulation des systèmes conventionnels ne convenant pas, un ajustement de la régulation du déclenchement des cycles de givrage augmenterait considérablement leur durée de vie. De plus, le recours à une source d'énergie d'appoint les jours les plus froids est également considérablement réduit.
- Dans les climats relativement tempérées, les systèmes de PAC assistées par vide sanitaire ont de meilleures performances mais consomment globalement plus qu'une installation conventionnelle. Des essais effectués sur sept mois de l'hiver 1983-1984 montrent que la configuration *tout air neuf* consommerait +6% d'énergie et la configuration boucle fermée en consommerait 2% de moins.
- Dans des climats plus froids, il y a un réel intérêt au système de PAC assistées par vide sanitaires. Des économies de 12% ont pu être mesurées les mois de janvier et février pour la configuration *boucle fermée*.

5.1.5. [LUBL2007][33]

Des travaux plus récents de Lubliner et al. ont également concernés les systèmes de PAC air-air assistées par vide-sanitaire. Deux maisons de démonstrations ont été instrumentées dans le but d'évaluer l'impact de ce type de mise en œuvre sur les performances globales et sur les cycles de dégivrage. Contrairement aux travaux précédemment présentés, il s'agit ici d'une installation monobloc installée à l'intérieur

32 J. L. Nicol J. J. Carbato J. J. Tomlinson, Heat Pump Experiments Using Crawl Spaces as Ground-to-Air Heat Exchangers: Final Report, ORNL, 1986.

33 Lubliner, M.,Hadley, A., Parker, D., HVAC imporvements in manufactured housing crawlspace-assisted heat pumps. ASHRAE Annula meeting 2007.

de la maison. L'air est puisé dans le vide sanitaire ventilé et alimente l'évaporateur situé à l'arrière du système monobloc. Les débits d'air nécessaires au niveau de l'évaporateur pour le bon fonctionnement du système sont de l'ordre de 1300 à 2700 $m^3.h^{-1}$. L'implantation du système est présenté à la figure 19.

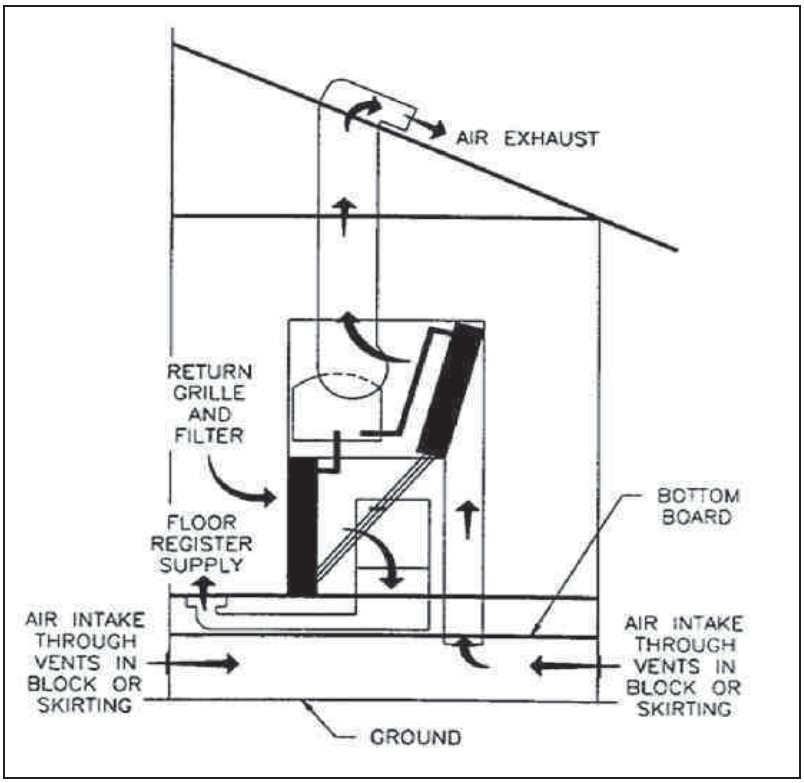


Figure 19: PAC monobloc sur vide sanitaire [LUBL2007]

Les auteurs rappellent que ce type de mise en œuvre existe aux États-Unis depuis la fin des années 1970, et que plus de 1000 unités de ces systèmes ont été installées entre 2002 et 2004.

Une procédure de relevés des consommations a été mise en place sur deux hivers en vue de comparer les consommations et les performances des systèmes de PAC assistées par vide sanitaire à celles de simples convecteurs électriques. Pour chacune des maisons instrumentées, deux jeux de relevés ont été effectués. La première série concerne les consommations des systèmes de PAC assistées par vide sanitaire. La seconde concerne les consommations des mêmes maisons équipées des convecteurs électriques amovibles. Les auteurs ont ainsi été capables de caractériser les performances et les consommations des deux types de systèmes en fonction de l'écart de température entre l'air intérieur et l'air extérieur. L'avantage de ce type de procédure est qu'elle compare les performances et consommations réelles sur site de ces systèmes. Dans le cas des PAC, les relevés effectués intègrent de façon globale les fuites sur le réseau de distribution, les pertes par conduction, le cyclage du système, ainsi que les cycles de dégivrage. Ce sont des relevés

reflétant au plus près le fonctionnement réel des systèmes. Les auteurs montrent que sur la saison de chauffe la consommation globale des systèmes de PAC assistées par vide sanitaire est 2,2 à 3,9 fois moindre que celle des convecteurs électriques dans les mêmes conditions d'écart de température entre l'air intérieur et extérieur.

Les auteurs mettent également l'accent sur l'importance de la régulation et plus particulièrement de l'ajustement du déclenchement des cycles de dégivrage des systèmes de PAC assistées par vide sanitaire. Plusieurs séries de tests ont permis aux auteurs d'évaluer l'influence du temps de déclenchement entre deux cycles de dégivrage. Le procédé de dégivrage des PAC installée, réglé pour se déclencher toutes les 60 minutes, a été ajusté pour ne se déclencher que toutes les 90 minutes (le couplage avec le vide sanitaire limitant la formation de givre au niveau de l'évaporateur et donc le recours à des cycles de dégivrage). Selon les auteurs, pour les deux installations étudiées un maximum de réduction des consommations dues aux cycles de dégivrages de 65 $kWh.an^{-1}$ peut être attendu. Une optimisation du système de régulation des cycles de dégivrage pourrait entraîner d'avantage d'économie d'énergie.

Les auteurs ont également été à la rencontre des habitants de 49 maisons préfabriquées datant du début des années 1990 équipées de systèmes de PAC assistées par vide sanitaire. Leur retour sur le sujet concerne principalement des problèmes de bruit liés aux phases de dégivrage, notamment la nuit pour les chambres situées proches du système. Aucun problème majeur de fonctionnement n'a été rapporté lors de ce retour d'expérience.

5.2. Couplage avec des capteurs à air

5.2.1. [ANDR2002][34]

Dans une étude bibliographique dédiée aux panneaux photovoltaïques hybrides[35] thermique à air (produisant à la fois de l'électricité et de la chaleur), Andresen fait le point sur les études qui concernent le couplage de ces capteurs avec des PAC ayant comme source froide l'air.

34 Andresen, I., Building Integrated Photovoltaics in Smart Energy-Efficient Buildings A State-of-the-Art.

35 BIPV (Building integrated Photovoltaic) en anglais

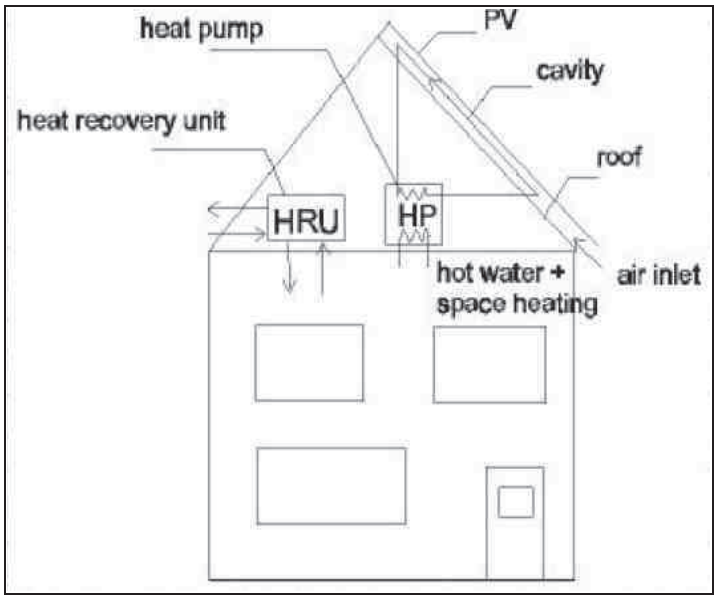


Figure 20: schéma de principe sur le couplage capteurs PV hybride et pompe à chaleur [ANDR2002]

Aucun résultat sur les effets de ce type de couplage sur les pompes à chaleur n'a été présenté.

5.2.2. [ZOND2002] [ZOND2008] [36]

Les travaux présentés par Zondag concernent une nouvelle fois le couplage d'une PAC air-eau avec un capteur photovoltaïque hybride thermique à air. Des expérimentations ont été effectuées sur les maisons tests de l'ECN, dans le but d'évaluer le double impact sur les performances de la PAC et sur le rendement de production des cellules photovoltaïques de ce type de couplage. Le schéma de principe est donné à la figure 21.

Le capteur hybride préchauffe l'air extérieur servant à alimenter l'échangeur extérieur de la PAC. La PAC fonctionne ainsi dans des conditions plus favorables. L'air refroidi par l'évaporateur est ensuite renvoyé en bas du capteur solaire dans le but de refroidir les cellules photovoltaïques et d'en améliorer le rendement de production d'électricité.

36 Zondag H.A., Combined PV-air collector as heat pump air preheater. ECN, Netherland, 2002.
Zondag H.A., Flat-plate PV-Thermal collectors and systems: A review. Renewable and sustainable energy review., Vol. 12, pp. 891-959, 2008.

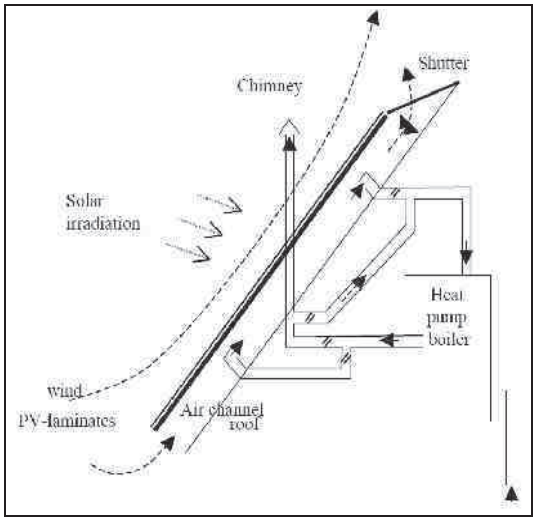


Figure 21: Couplage direct entre une PAC air-eau et un capteur photovoltaïque hybride

Les expérimentations ont rencontré quelques problèmes et n'ont pu aboutir à des résultats probants[37]. Il se trouve que les températures acceptables au niveau de l'évaporateur de la PAC étaient de l'ordre de 40°C. Or la température à la sortie du capteur hybride pouvait atteindre des températures voisines de 60°C. Le couplage PAC/capteur hybride était dans ce cas impossible et n'a pu être expérimenté. En contre partie des travaux de modélisation ont été réalisés sur ce type de couplage dédié à la production d'eau chaude sanitaire (ECS). La PAC servant à chauffer l'eau du ballon d'eau chaude. Les pics de besoins d'ECS étant déphasés par rapport aux apports solaires, puisqu'ils se déroulent principalement le matin ou en soirée, le capteur solaire a un impact réduit, voir nul sur les performances de PAC. L'impact du couplage n'a de sens que si une partie de l'énergie solaire produite la journée est stockée et restituée au moment des pics de demande. L'auteur note que le problème est similaire dans le cas de la production de chaleur pour le chauffage. Selon lui, l'utilité d'un capteur hybride thermique à air dans de telles applications n'a de sens que s'il est couplé à un système de stockage de l'énergie solaire.

5.2.3. Programmes de l'AIE : Task 7, Task 19, Task 35.

On peut citer l'intérêt de certaines Tâches lancées par l'Agence internationale de l'énergie (AIE) pour le couplage entre des capteurs photovoltaïques classiques et hybrides thermiques à air avec des pompes à chaleur.

C'est notamment le cas de la « Tâche 7 » (1997-2002) « Photovoltaic power systems in the built environment », Sous-tâche 2 du programme de recherche PVPS

37 E-mail du Dr Zondag, datant du 10 mars 2009.

(Photovoltaic Power System), qui passe en revue les possibilités de couplage des capteurs hybrides avec d'autre type de systèmes et notamment les PAC disposant d'une source froide sur l'air ou sur l'eau [SORE2002].

La « Tâche 19 » (1993-1999) « Solar air system » du programme de recherche Solar Cooling and Heating de l'AIE a concerné le potentiel énergétique des capteurs à air seule[HAST2000].

Le rapprochement de ces travaux s'est fait par le lancement de la « Tâche 35 » « PV/Thermal solar systems » du programme Solar Cooling and Heating, dont la « Sous-tâche D » a concerné l'intérêt du couplage des capteurs solaire hybride thermique à air avec des pompes à chaleur, notamment dans les travaux de Zondag présentés précédemment [HANS2007].

6. Problématique du couplage PAC + sources d'air tempérées

L'état de l'art nous a permis de faire le point sur les travaux effectués jusqu'ici en terme de couplage entre des PAC et des sources d'air tempérées intégrées au bâtiment. Elles ont principalement concerné deux types de sources d'air : les vides sanitaires et les capteurs solaires à air.

D'autres éléments intégrés aux bâtiments peuvent être imaginés comme source froide d'air tempéré. Certaines zones comme les combles perdus, les vérandas, agissent comme des zones tampons, et captent l'énergie solaire de façon passive. D'autres éléments, classés dans la catégorie des systèmes peuvent également être envisagé : l'air extrait d'une ventilation double flux et un échangeur air-sol.

Dans ces travaux six sources de chaleur tempérées seront envisagées comme source froide de la pompe à chaleur : (1) le vide sanitaire, (2) les combles, (3) la véranda, (4) l'air extrait de la ventilation, (5) les capteurs à air ; (6) le puits climatique.

Deux configurations de couplage seront envisagées : le *couplage indirect* et le *couplage direct*.

6.1. Couplage indirect

L'unité extérieure est installée de façon conventionnelle (c'est-à-dire à l'extérieur) et l'air des sources d'air tempérées est transporté à l'aide d'un réseau de distribution et de ventilateurs supplémentaires jusqu'à l'unité extérieure (UE) de la PAC (figure 22).

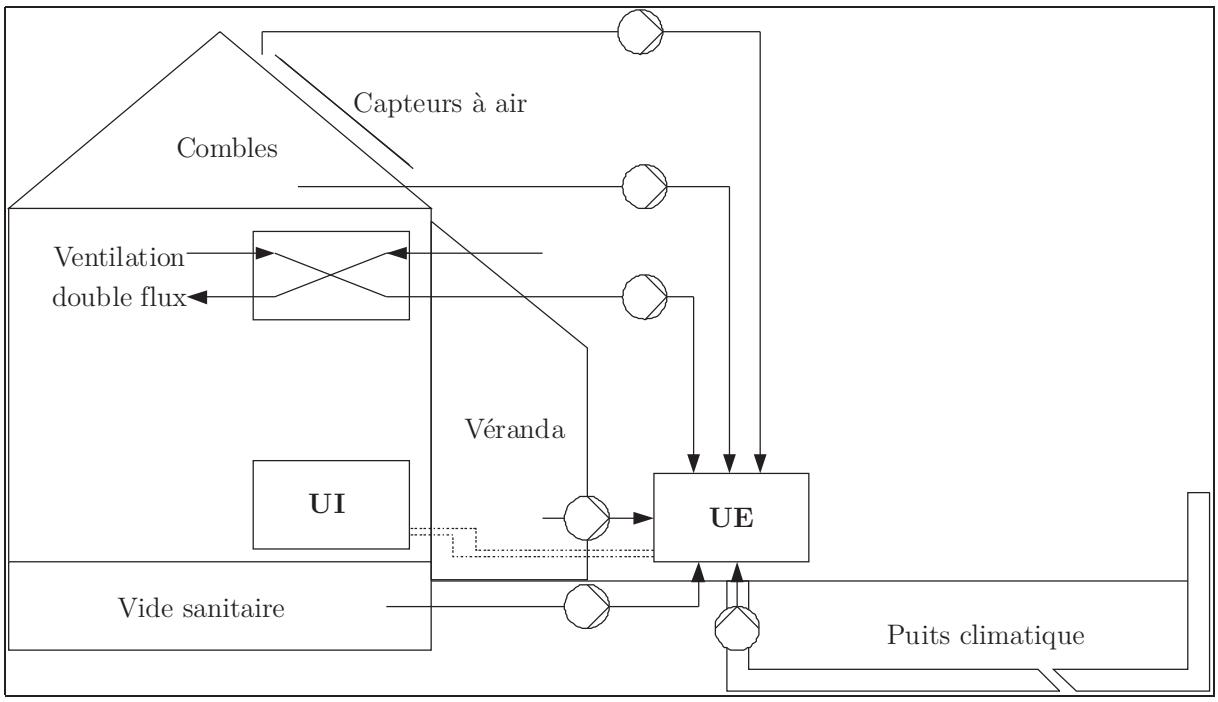


Figure 22: Exemple de configuration de couplage indirect

Tout l'enjeu de cette configuration est de savoir si les gains de performance et de consommation qui pourraient être engendrés par la hausse de la température de la source froide de la PAC permettraient de couvrir la consommation des ventilateurs supplémentaires, et de rendre ce type de couplage viable. Pour cela deux variantes seront possibles :

- Chaque source apporte un débit d'air au niveau de l'unité extérieure correspondant à son débit de renouvellement d'air en configuration non perturbée, c'est-à-dire avec son taux de renouvellement d'air naturel. Si la somme des débits de l'ensemble des sources n'est pas suffisant, de l'air extérieur est utilisé pour compléter le débit manquant nécessaire au bon fonctionnement de la PAC.
- La configuration est identique à la précédente mais le déclenchement du ventilateur supplémentaire est contrôlé par une régulation *tout ou rien* permettant de tirer partie de la source d'air tempérée uniquement lorsque les conditions de température de la source sont les plus intéressantes.

Les performances globales de l'installation intègre la consommation des ventilateurs supplémentaires.

6.2. Couplage direct

Afin de s'affranchir de l'utilisation de ventilateurs supplémentaires, l'unité extérieure de la PAC peut être placée directement dans une zone d'air tempérée. Le débit de renouvellement d'air de la zone est alors fonction du débit nécessaire au niveau de l'unité extérieure pour le bon fonctionnement de la PAC. Selon la technologie de régulation de la PAC, ce débit peut être constant (PAC contrôlée par marche-arrêt), ou régulé en fonction du régime fonctionnement de la PAC (PAC contrôlée par inverter).

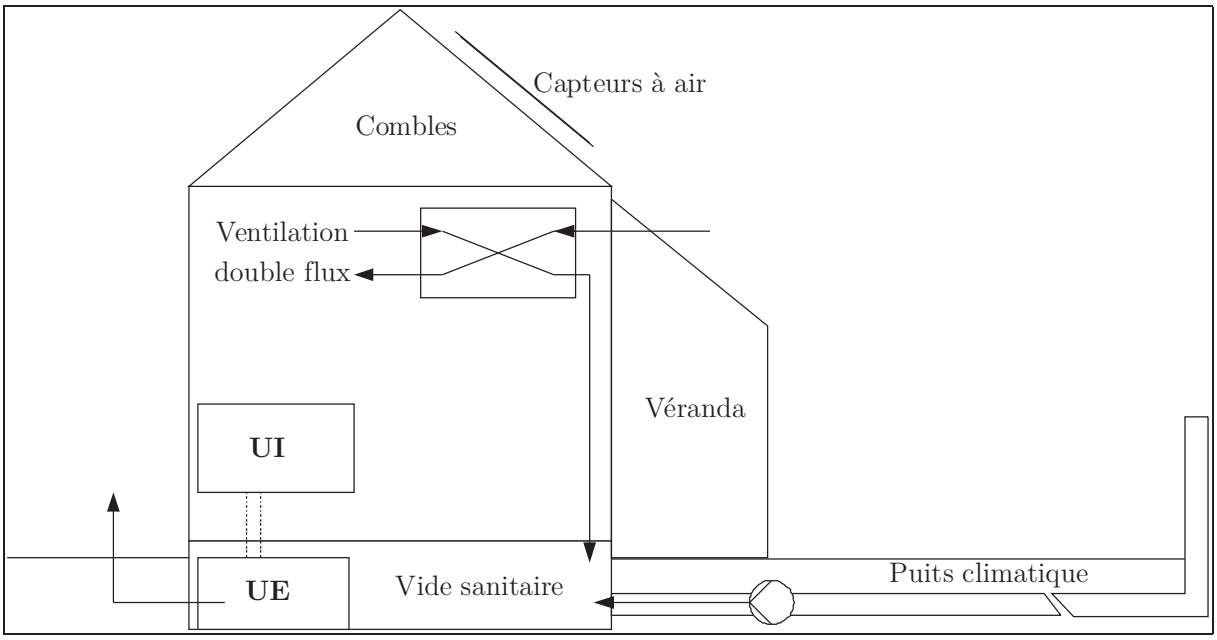


Figure 23: Exemple de configuration de couplage direct

Cette configuration influe sur la température de la zone où est placée l'unité extérieure de la PAC. Il y a une interaction directe entre le fonctionnement de la PAC et le comportement du bâtiment. L'augmentation du débit de renouvellement de la zone tend à réduire sa température et à augmenter les déperditions thermiques de la zone chauffée. Tout l'enjeu de cette configuration est de savoir si le *couplage direct* permet des gains de performances et de consommations suffisants pour couvrir l'augmentation des besoins de chauffage dus aux interactions entre la PAC et le bâtiment.

7. Approche de modélisation

Afin d'apporter des éléments de réponses aux questions posées par la problématique de couplage, l'approche retenue est une approche par modélisation. Cette problématique nécessite de disposer d'un modèle global intégrant à la fois un modèle d'enveloppe du bâtiment et un modèle de PAC. Dans la configuration de *couplage*

indirect régulé, et de *couplage direct* présentés précédemment le débit de renouvellement d'air des zones est asservi au mode de fonctionnement de la PAC et à la vitesse de rotation du ventilateur de l'unité extérieure. Le modèle global enveloppe du bâtiment/PAC permet la prise en compte de l'ensemble des interactions entre l'enveloppe du bâtiment et le régime de fonctionnement de la PAC.

A cette occasion le modèle d'enveloppe du bâtiment COMFIE, développé par l'équipe Éco-conception et Thermique du Bâtiment (ETB) du Centre Énergétique et Procédés (CEP) de l'école des Mines de Paris, a été complété par un modèle de PAC. Ce modèle prend en compte l'ensemble des comportements d'une PAC nécessaire à l'analyse saisonnière de ses performances et de sa consommation (régime de fonctionnement à pleine charge et à charge partielle, dégradation des performances due au givrage de l'échangeur extérieur et au cycle de dégivrage, recours à une énergie d'appoint, régulation du débit de ventilation de l'unité extérieure). Le modèle de PAC implémenté dans COMFIE se base sur une large étude bibliographique des modèles de PAC existants, et constitue une compilation de plusieurs modèles existants (chapitre 2). Pour les besoins de l'étude des améliorations ont été proposées concernant le régime de fonctionnement à charge partielle et la régulation de la vitesse de rotation du ventilateur de l'unité extérieure, ainsi que la dégradation des performances par cycle de givrage/dégivrage.

Le choix du modèle s'est orienté vers le meilleur compromis parmi les critères suivants :

- La simplicité de paramétrage (implique l'utilisation d'informations provenant des catalogues constructeurs) ;
- Le temps de calcul du modèle d'enveloppe qui permet le calcul des besoins du bâtiment est de l'ordre de dix secondes pour une maison individuelle. L'implémentation d'un modèle de PAC permettant le calcul de ses performances et sa consommation ne doit pas pénaliser excessivement le temps de calcul global.
- Le modèle doit être sensible aux paramètres influençant le plus son comportement et ces performances (régime de fonctionnement à pleine charge et à charge partielle, plage de températures de givrage, prise en compte de l'énergie d'appoint).
- Le modèle se doit d'être polyvalent, et capable de prendre en compte les technologies représentatives du marché des PAC. Il doit également permettre l'extrapolation de son utilisation en dehors des seuls points de fonctionnement permettant son paramétrage.

8. Conclusions

On a pu constater que les PAC peuvent constituer une alternative intéressante aux systèmes de production de chauffage traditionnels (chaudière et plus particulièrement les convecteurs électriques). Le couplage de la source froide de la PAC avec des sources d'air tempérées intégrées au bâtiment semble constituer une solution d'amélioration des performances saisonnières de ces systèmes, et une production de chaleur mieux adaptée à la réhabilitation des maisons individuelles qui nécessitent des températures de sources chaudes plus importantes.

De nombreux travaux ont été effectués sur le couplage des PAC air-air avec des vides sanitaires et des capteurs solaires hybrides à air. Cependant, d'autres éléments de l'enveloppe d'un bâtiment peuvent constituer des sources d'air tempérées intéressantes et sont étudiées dans ce rapport (combles perdus, véranda, air extrait de ventilation, échangeur air-sol).

Pour cela un modèle de PAC a été implémenté dans le modèle d'enveloppe du bâtiment COMFIE. Le chapitre suivant propose une revue bibliographique des modèles de PAC disponibles et oriente son choix vers une compilation de plusieurs modèles de la littérature. Plusieurs améliorations sont proposées dans le but d'aboutir à un modèle complet, capable de prendre en compte les interactions entre le modèle de PAC et le modèle d'enveloppe dans cette problématique de récupération de chaleur par voie thermodynamique.

Chapitre 2 – 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*.

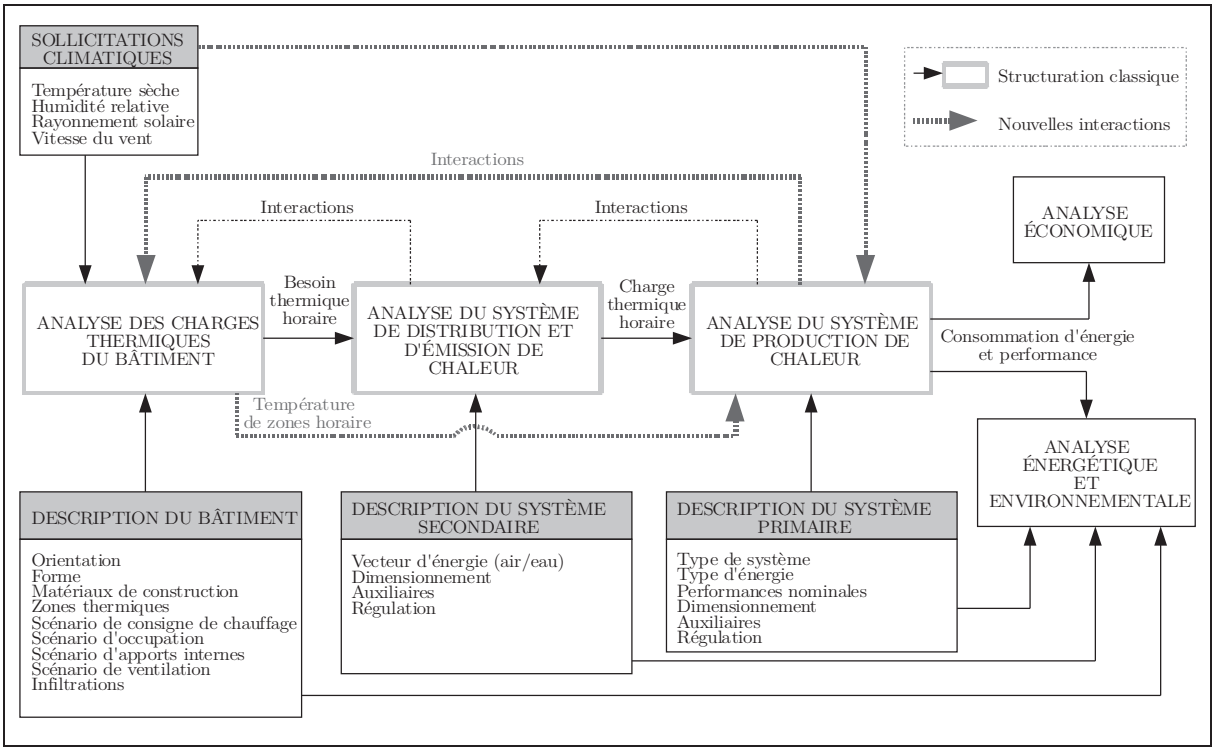


Figure 24: Structuration de la modélisation système/enveloppe

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°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 ≥ 0,88 x puissance déclarée; (b) EER testée ≥ 0,85 x EER déclaré; (c) COP testé ≥ 0,85 x 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 [$m^3.h^{-1}$] (bas ~ moy ~ haut)	840 ~ nc ~1140	800 ~ 950 ~ 1100
Débit d'air unité extérieure [$m^3.h^{-1}$]	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
Température intérieure (bulbe sec) [°CBS]	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
	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][38]									
		-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.

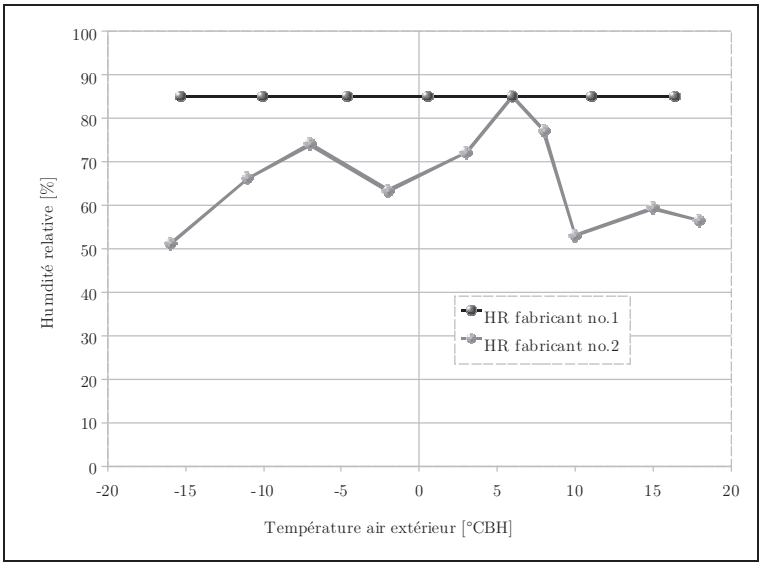


Figure 25: Conditions d'humidité relative de l'air extérieur des points de fonctionnement pour chacun des fabricants

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[39] des deux fabricants, en fonction de la température extérieure humide et pour des conditions de température intérieure de 20°C son 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.

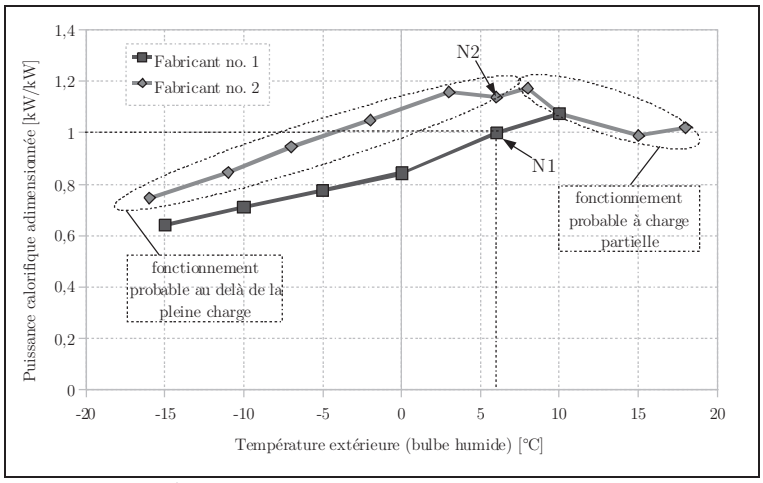


Figure 26: Évolution de la puissance calorifique provenant de données constructeurs

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[40] 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 une 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[41], sont présentées aux figures suivantes.

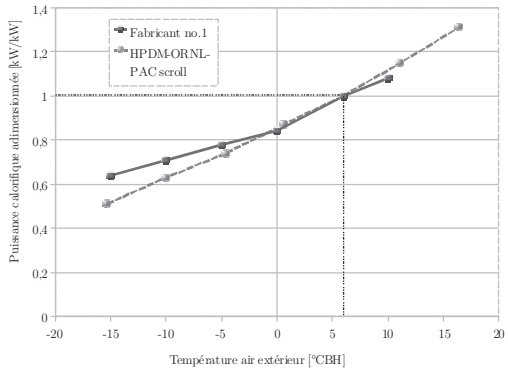


Figure 27: Comparaison des tendances de la puissance calorifiques - Fabricant no.1/ HPDM PAC scroll

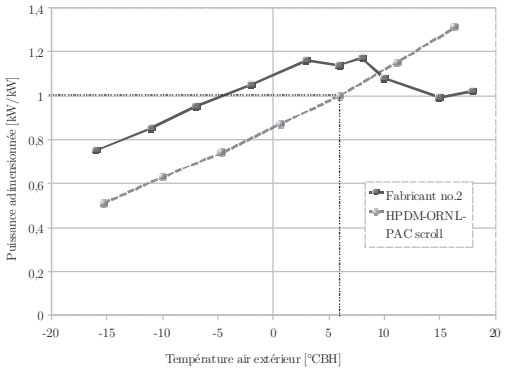


Figure 28: Comparaison des tendances de la puissance calorifiques - Fabricant no.2/ HPDM PAC scroll

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 connait 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 connait 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 issus 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 coté [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 coté, [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 τ 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 corréler 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.

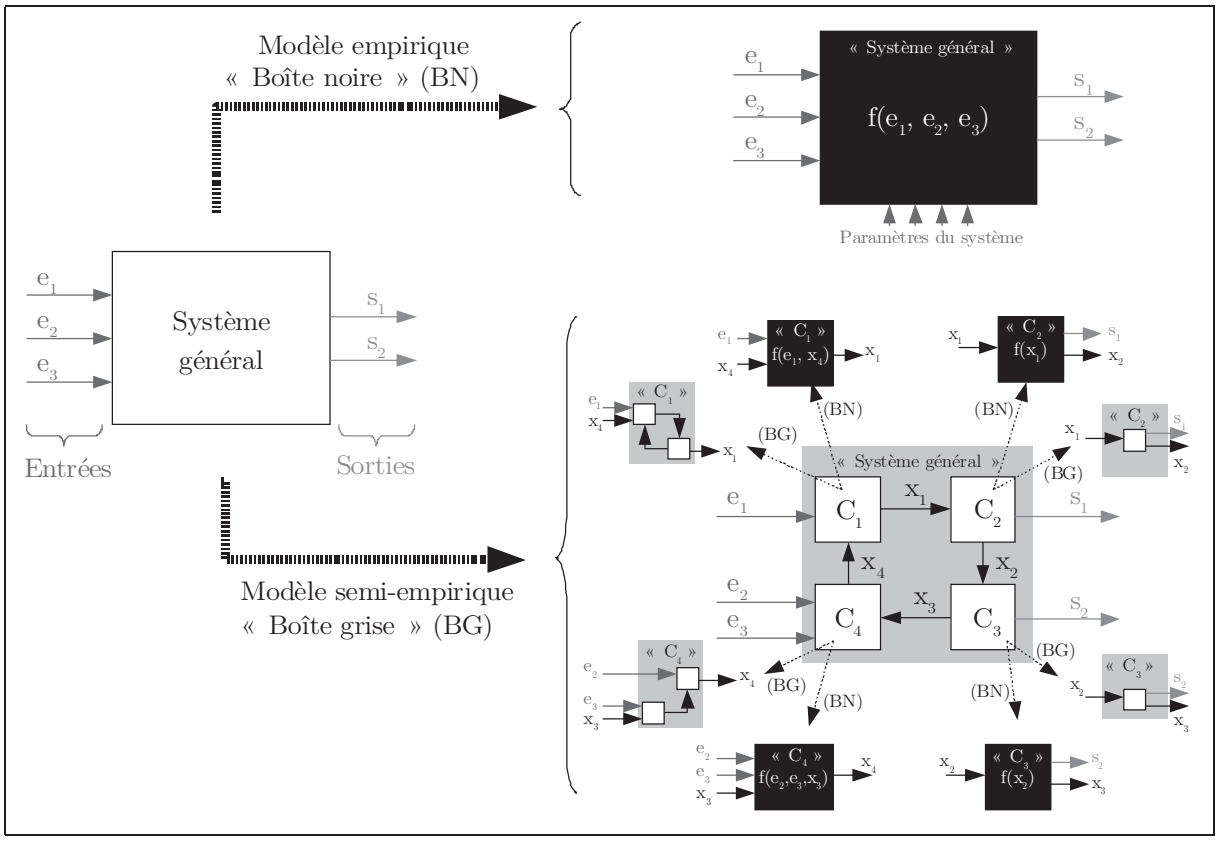


Figure 29: Possibilités de modélisation par « approche inverse »

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.

$$W = \frac{B_{ch}}{COP} \tag{13}$$

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

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

$$PLR = \frac{B_{ch}}{P_{calo,pc}} \tag{16}$$

Avec :

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

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

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 polynomial 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 méthodes des moindres carré. 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][ASHR2005]	-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 plein charge : $\frac{Q_{calo}}{Q_{calo,nom}} = 1 + A_1 \cdot \left(T_{ai} - T_{ai,nom} \right) + A_2 \cdot \left(T_{ae} - T_{ae,nom} \right)$ -Modèle de COP à pleine charge : $\frac{COP_{nom}}{COP} = 1 + B_1 \cdot \Delta T + B_2 \cdot \Delta T^2$ 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 plein 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°C et 10°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.

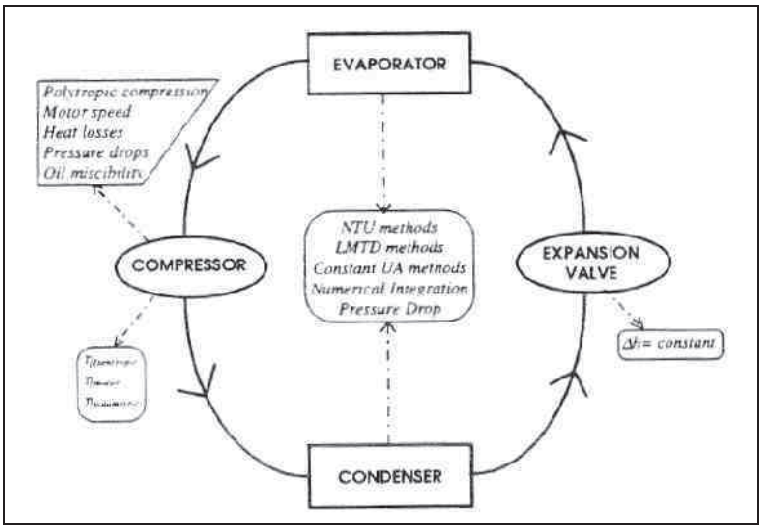


Figure 30: Schéma des méthodes de modélisation les plus communes des modèles physiques de PAC [BROW1998]

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 recaler 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 le 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 intéressé 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 entre 4°C et 7°C, et s'accentue 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 série 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.

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

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

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*	*[-]*
$\dot{Q}^i_{calo,g}$	*Puissance calorifique délivrée par la PAC durant la période t_i*	*[W]*
$\dot{W}^i_g$	*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			ΔCOP[c]		ΔQH[c]	
		quasi steady state	fr[a]	fr/def[b]	fr (%)	def[d] (%)	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

[a]fr — Performance measured over duration of respective test, not including defrosting operation.
[b]fr/def — Performance measured over duration of respective test, including defrosting operation.
[c]Δ(COP, 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.
[d]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°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.

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

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]*

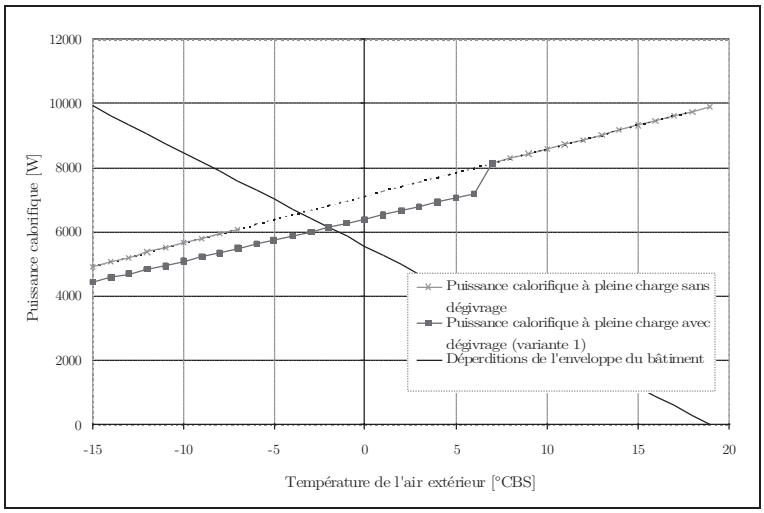


Figure 32: Modèle simplifié [MARC2000] de dégradation des performances due au givrage/dégivrage

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 extérieure et que la dégradation du dégivrage en dessous d'une certaine température est alors négligeable.

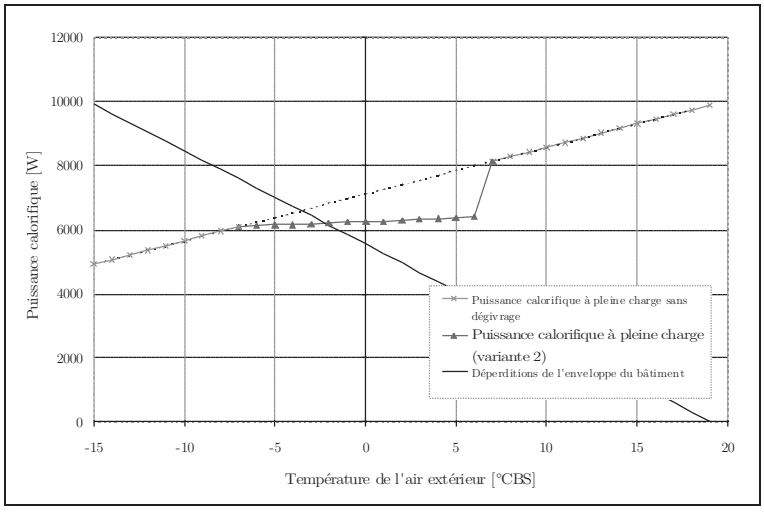


Figure 33: Modèle simplifié [JRAIA2006] de dégradation des performances due au givrage/dégivrage

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).

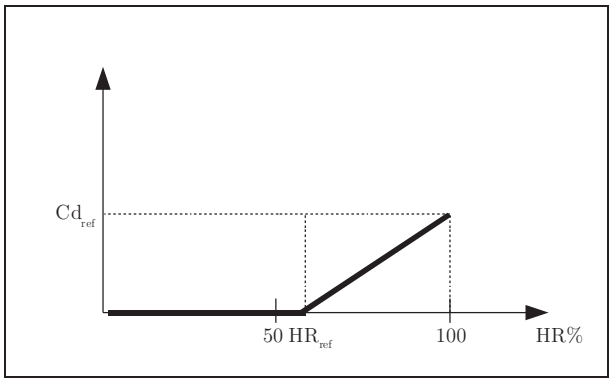


Figure 34: Évolution de coefficient de dégradation de givrage/dégivrage en fonction de l'humidité relative de l'air

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

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

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

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)

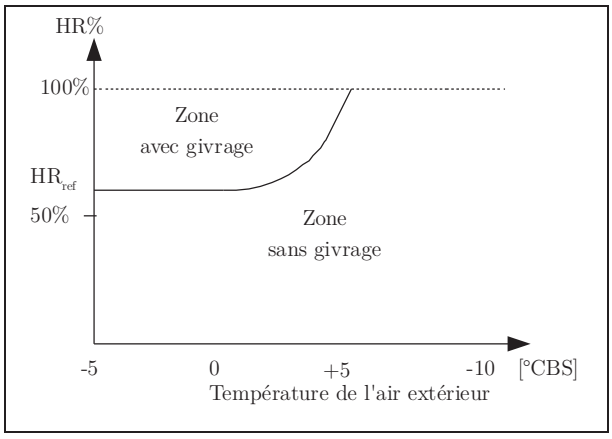


Figure 35: Zone de givrage en fonction de la température de l'air et de l'humidité relative [KAYG2000]

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

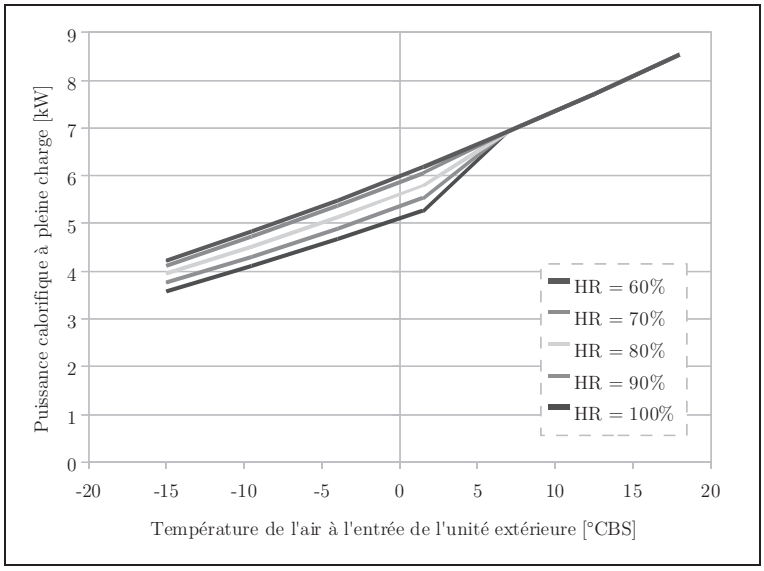


Figure 36: Modèle de dégivrage (HR_ref = 65% et Cd_ref = 0,15)

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).

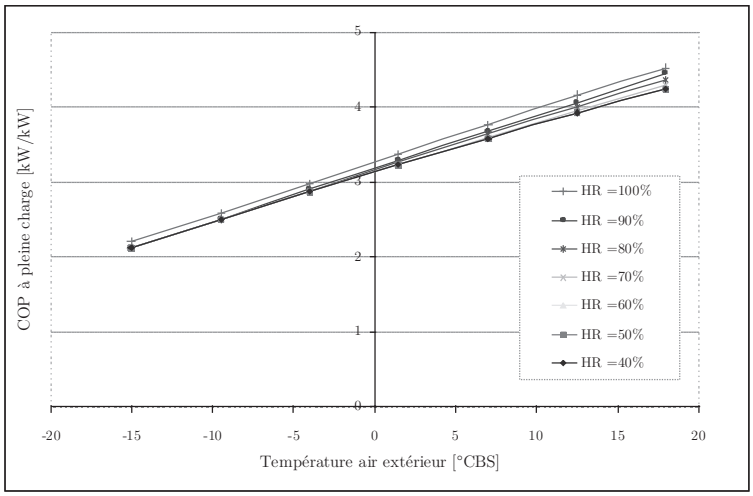


Figure 37: Évolution du COP à pleine charge en fonction de l'humidité relative

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.

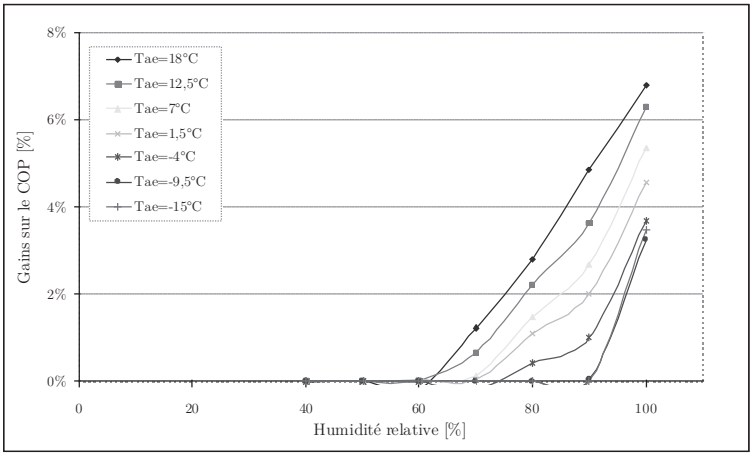


Figure 38: Gains sur le COP par rapport au COP à pleine charge en fonction de l'humidité relative et de la température de bulbe sec de l'air [°CBS]

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.

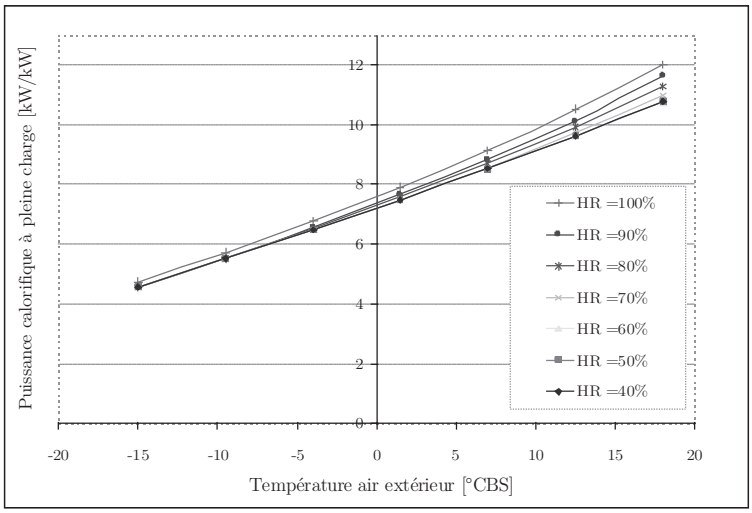


Figure 39: Puissance calorifique à pleine charge en fonction de l'humidité relative et de la température de l'air extérieur

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%.

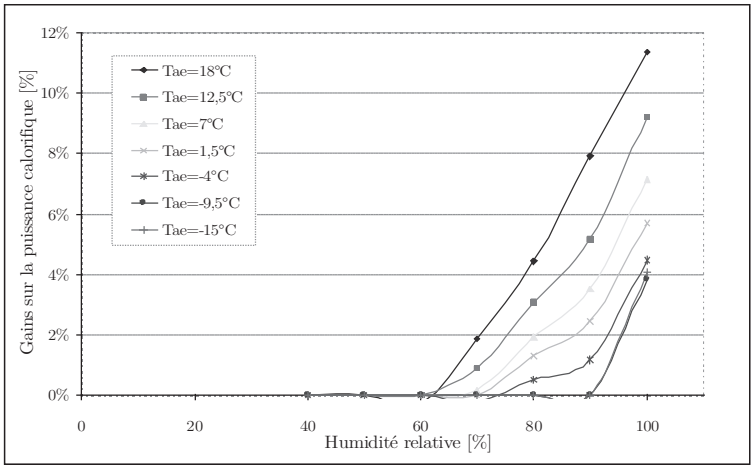


Figure 40: Gains sur la puissance calorifique à pleine charge en fonction de l'humidité relative et de la température de l'air

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 :

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

Avec :

$$E(T) = c \cdot T + d \tag{23}$$

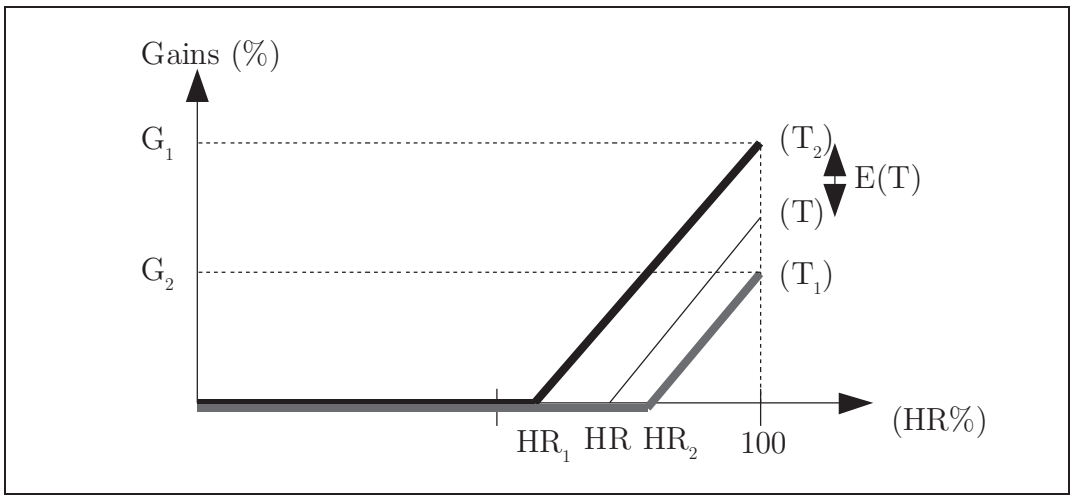


Figure 41: Illustration du modèle simplifié d'impact de l'humidité relative de l'air sur les performances et la puissance calorifique en dehors des plages de givrage

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.

$$a = \frac{G_2}{100 - HR_2} \tag{24}$$

$$b = \frac{G_2 \cdot HR_2}{HR_2 - 100} \tag{25}$$

$$c = \frac{G_1 - G_2}{T_2 - T_1} \tag{26}$$

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

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.

$$\begin{aligned} T_2 &= 18\,°C,\ G_2 = 7\,\%,\ HR_2 = 60\,\%, \\ T_1 &= 7\,°C,\ G_1 = 3\,\%,\ HR_1 = 80\,\% \end{aligned} \tag{28}$$

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 à 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 :

$$PLF = \frac{Performance\ à\ charge\ partielle}{Performance\ à\ pleine\ charge} \tag{29}$$

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 Loard 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 :

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

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 :

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

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]*
τ	*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 :

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

Avec :

θ	*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 :

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

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 τ.

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 modèle 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.

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

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.

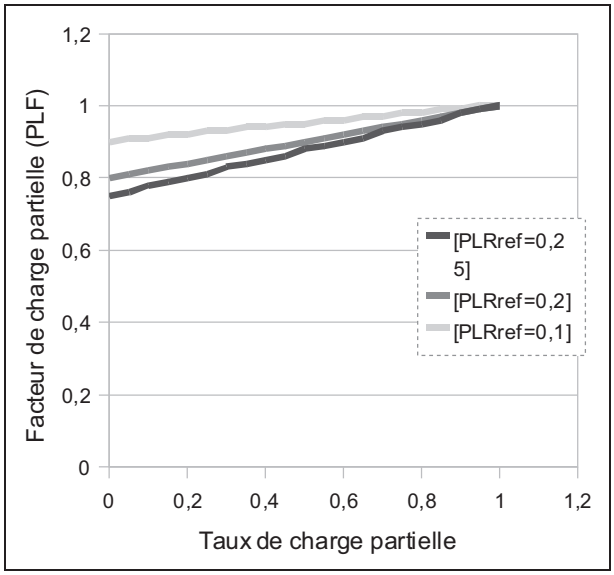


Figure 42: Modèle simplifié [PARK1977]

[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 :

$$PLF = \frac{PLR}{PLR + \alpha} \cdot \beta \tag{35}$$

Avec

β	*Point de paramétrage*	*[-]*
α	*Part de la puissance des éléments de veille*	*[%]*

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

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

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 :

$$\beta = 1 + \alpha \tag{37}$$

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

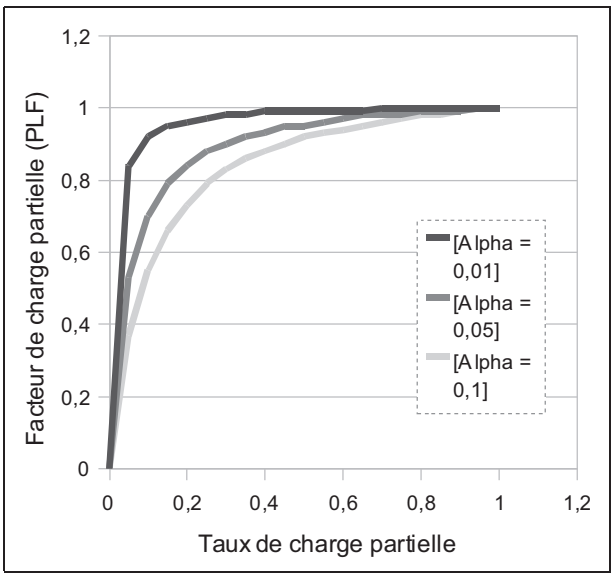


Figure 43: Modèle simplifié de dégradation des performances à charge partielle intégrant les éléments de veille [MARC2000]

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 inexistants. 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 effectué, 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).

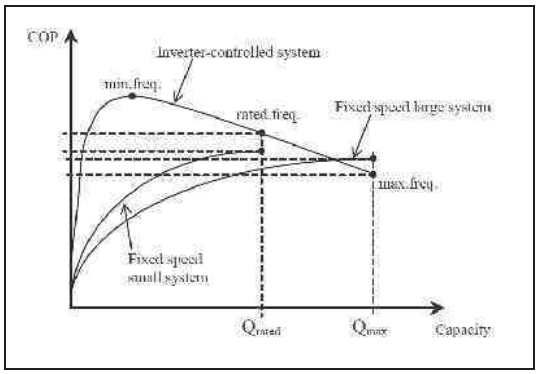


Figure 44: Modèle utilisé par [PERR2004]

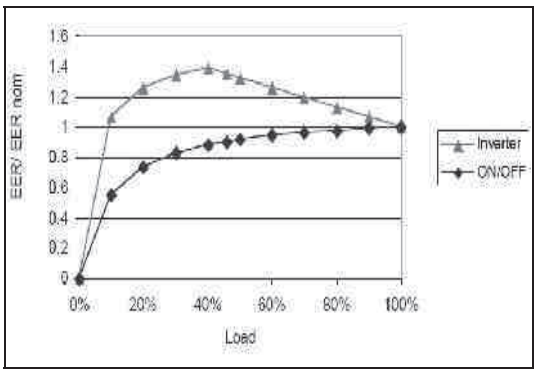


Figure 45: Modèle proposé par [BORR2006]

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.

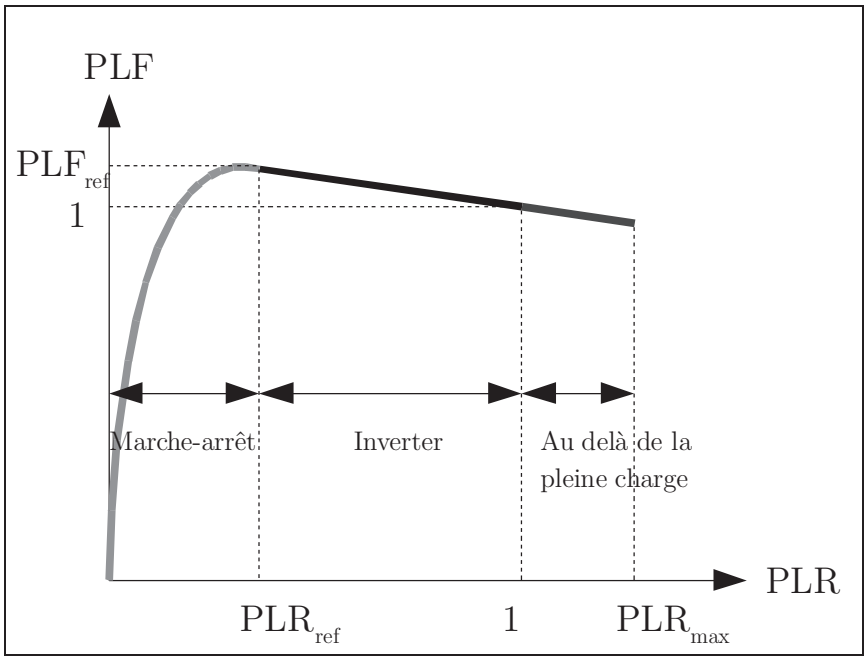


Figure 46: Principe de paramétrage du modèle de charge partielle pour inverter

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.

$$PLF = \frac{PLR}{PLR + \alpha} \cdot \beta \tag{38}$$

PLR *Taux de charge partielle définit à l'équation 30.*

β *Le point de paramétrage*

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

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

Et,

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

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 α. Dans cette application $PLR_{ref} = 0{,}4$ et $PLF_{ref} = 1{,}2$.

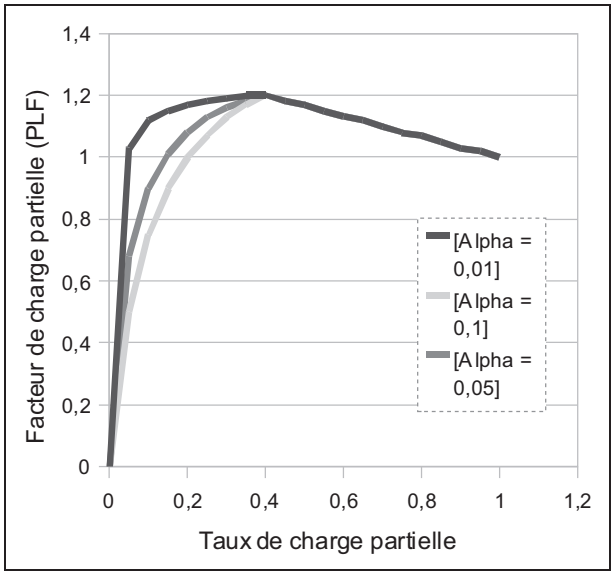


Figure 47: Modèle de dégradation à charge partielle dédié aux PAC contrôlées par inverter

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.

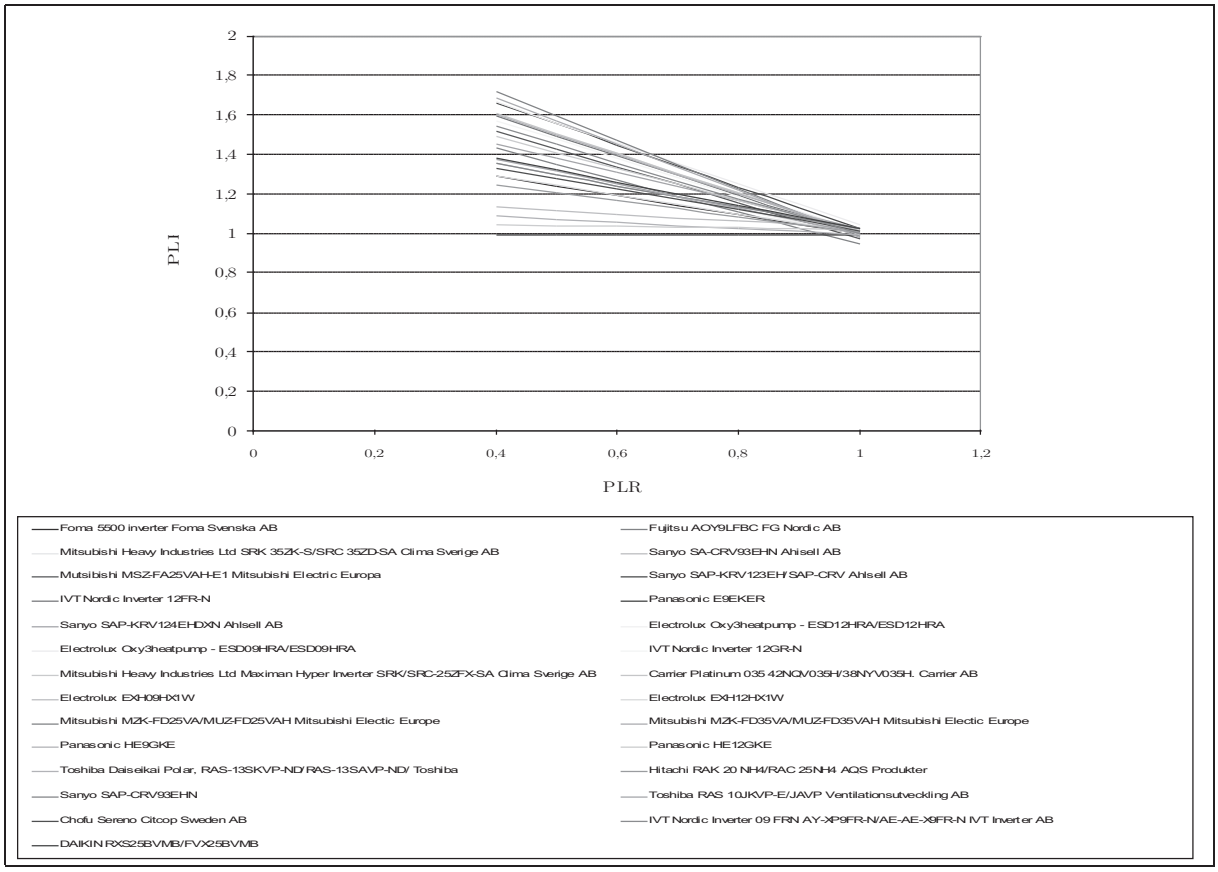


Figure 48: Résultats de tests de PAC air-air par l'institut suédois SP

En attendant de disposer de paramètres moyens résultants de mesures sur banc d'essai[42] 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.

5. Description du modèle sélectionné

La modélisation des systèmes de pompes à chaleur et de leurs interactions avec l'enveloppe du bâtiment est nécessaire pour l'évaluation de leurs consommations d'énergie et de leurs performances saisonnières. Cette modélisation est d'autant plus importante que ces systèmes de production de chaleur sont conçus pour des puissances maximales et qu'ils fonctionnent pour une grande partie du temps bien en dessous de celles-ci, sur des plages de températures parfois favorables à la formation de givre sur l'échangeur extérieur, et lorsque la puissance calorifique délivrée n'est plus suffisante le déclenchement de puissances d'appoint devient nécessaire pour satisfaire les besoins de chauffage lors des périodes les plus froides. L'évaluation des performances saisonnières doit tenir compte de l'ensemble des composants consommateurs d'énergie (compresseur, auxiliaires, appoints) sur l'ensemble du spectre de fonctionnement de la pompe à chaleur (pleine charge, pleine charge plus appoint, charge partielle, avec ou sans givrage).

5.1. Modèle de fonctionnement à pleine charge

Le modèle sélectionné est celui développé par Jin et Spitler [JIN2002a], [JIN2002b]. L'objectif de Jin et Spitler était le développement d'un modèle semi-empirique[43] de pompe à chaleur eau-eau pouvant convenir au calcul des consommations d'énergie en utilisant uniquement les données constructeurs habituellement disponibles[44], nécessitant un minimum de point de fonctionnement, et autorisant l'extrapolation de la modélisation en dehors des seuls points de fonctionnement communiqués par les constructeurs. Les systèmes eau/eau ou eau/air étudiés par Jin et Spitler, étaient à vitesse constante.

Leur méthode de modélisation se déroule en trois étapes:

- Description du comportement des éléments principaux du système à l'aide des lois fondamentales de la thermodynamique;
- Estimation et identification des paramètres caractérisant les éléments principaux à l'aide d'une méthode d'optimisation à variables multiples;
- Utilisation des paramètres optimisés pour la modélisation du système global.

43 On distingue souvent deux types de modèles: les modèles physiques et les modèles empiriques. Les modèles physiques se basent sur les principes fondamentaux de la thermodynamique et de transferts thermiques, ainsi que la connaissance technique du fonctionnement du système. Les modèles empiriques regroupent les modèles basés sur une approche statistique, consistant entre autre à recaler, à l'aide de régression, un modèle à partir de données expérimentales ou de catalogues constructeurs.

44 Tableau de points de fonctionnement en régime permanent à pleine charge pour différentes températures de sources: fournissant la puissance calorifique délivrée par la pompe à chaleur, et la puissance absorbée par le compresseur et les auxiliaires.

5.1.1. Description du modèle

La configuration du système de pompe à chaleur est présentée . Sa représentation idéale dans le diagramme de Mollier est présentée figure 50.

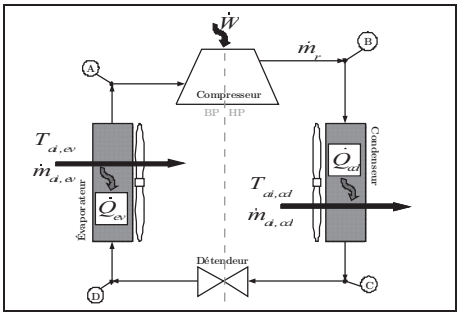


Figure 49: Éléments principaux d'une pompe à chaleur

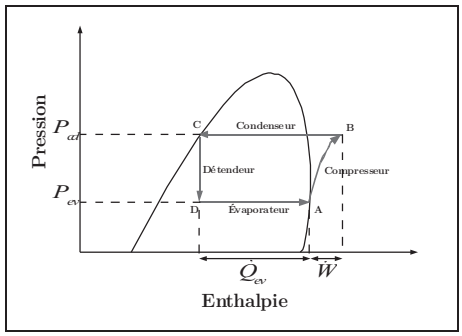


Figure 50: Représentation du cycle thermodynamique idéal dans le diagramme de Mollier

Le système est composé d'un compresseur, de deux échangeurs et d'un détendeur. Les autres composants sont négligés compte tenu de leur faible contribution dans l'analyse thermodynamique du système global.

Tout l'enjeu de la modélisation est de se rapprocher au plus près du comportement réel du système (par exemple en prenant en compte la surchauffe entre la sortie de l'évaporateur et l'entrée du compresseur ou encore la chute de pression à travers les clapets d'aspiration ou de refoulement) tout en restant relativement simple pour aboutir à un modèle constitué d'assez peu de paramètres pour pouvoir les estimer à l'aide d'une méthode d'optimisation.

Les figure 51 et 52 illustrent le cycle thermodynamique proposé dans ce modèle.

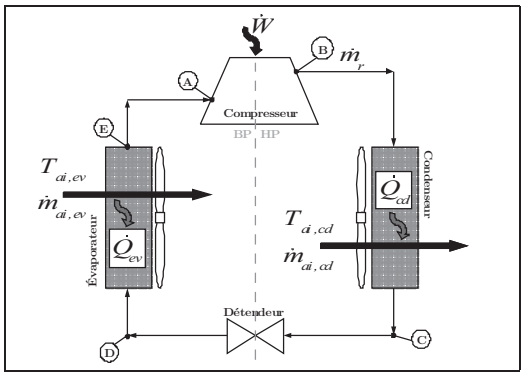


Figure 51: Points de référence sur le circuit de la pompe à chaleur

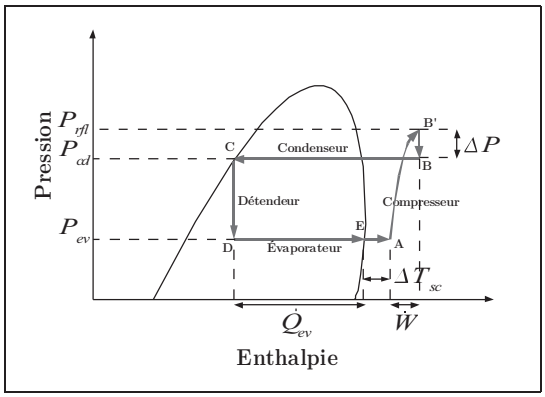


Figure 52: Représentation du cycle thermodynamique retenu pour le modèle dans le diagramme de Mollier

En faisant l'hypothèse qu'une détente isenthalpe se produit dans le détendeur et qu'aucun autre échange de chaleur que ceux ayant lieu au niveau des échangeurs ne se

déroule entre le système et son environnement, l'application de la première loi de la thermodynamique permet décrire la relation suivante:

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{Q}_{ev} + \dot{W} \tag{43}$$

Avec:

$\dot{Q}_{cd}$:	*Puissance calorifique délivrée par le condenseur*	*[kW]*
$\dot{Q}_{ev}$:	*Puissance échangée au niveau de l'évaporateur*	*[kW]*
$\dot{W}$:	*Puissance électrique consommée par la compresseur*	*[kW]*

L'équation 31 ne tient pas compte des pertes de chaleur à travers le corps du compresseur. Bien que cette hypothèse ne reflète pas la réalité, elle reste acceptable compte tenu de la précision des données constructeurs, qui négligent ces pertes dans les performances communiquées.

Dans le cas des pompes à chaleur air-air, les puissances électriques absorbées communiquées par les constructeurs comprennent à la fois celle du moteur du compresseur, et chacun des ventilateurs. Selon les données constructeurs disponibles, il conviendra de se ramener aux consommations du compresseur seul.

5.1.1.1. Modélisation du compresseur

Dans le cas d'un compresseur rotatif, le modèle du compresseur est caractérisé par quatre paramètres[45]:

- Le volume balayé;
- La chute de pression à travers le clapet de refoulement;
- La part des pertes électromécaniques du compresseur;
- Le rendement électromécanique du compresseur.

On suppose qu'un cycle de compression de vapeur idéal se déroule à l'intérieur de la chambre de compression. Cela signifie que le cycle peut se décomposer en quatre étapes:

- Une aspiration isobare des vapeurs de réfrigérant à l'intérieur de la chambre de compression;
- Une compression isentropique des vapeurs de réfrigérant. On considère une compression réversible (toutes les irréversibilités sont négligées: frottements, échanges de chaleur, etc);
- Un refoulement isobare des vapeurs comprimées;

45 Dans le cas d'un compresseur à piston, le nombre de paramètres le caractérisant est de six.

- Une détente isentropique des vapeurs de réfrigérant occupant l'espace mort.

Les performances d'un compresseur volumétrique se caractérisent par trois rendements principaux:

- le rendement volumétrique
- le rendement isentropique
- le rendement global

On définit le rendement volumétrique du compresseur comme étant le rapport entre le débit volume réellement aspiré par le compresseur et le débit volume théorique qu'aspirerait un compresseur parfait sans espace mort.

$$\eta_{vol} = \frac{volume\ aspiré}{volume\ balayé} \qquad \Rightarrow \qquad \eta_{vol} = \frac{\dot{m}_r \cdot \nu_{asp}}{\dot{V}_b} \tag{44}$$

D'autres modèles plus complexes sont disponibles dans la littérature, mais inadaptés à l'estimation de paramètres par optimisation car nécessitant trop grand nombre de paramètres.

Jin et Spitler proposent l'adaptation du modèle de compresseur à piston de Bourdouxhe en un modèle de compresseur rotatif.

Le modèle de compresseur à piston de Bourdouxhe [BOUR1994] exprime le débit massique de réfrigérant en fonction du taux de compression et du taux de volume mort, compte tenu du phénomène de ré-expansion du réfrigérant sous forme de vapeur dans le volume mort.

$$\dot{m}_r = \frac{PD}{\nu_{asp}} \cdot \left[1 + C - C \cdot \left(\frac{P_{rfl}}{P_{asp}} \right)^{1/\gamma} \right] \tag{45}$$

Avec:

$\dot{m}_r$	*Débit massique de réfrigérant*	$[kg.s^{-1}]$
PD	*Volume balayé par le piston*	$[m^3.s^{-1}]$
ν_{asp}	*Volume spécifique à l'aspiration,*	$[m^3.kg^{-1}]$
C	*Taux d'espace mort*	$[\%]$
P_{rfl}	*Pression de refoulement*	$[kPa]$
P_{asp}	*Pression à l'aspiration*	$[kPa]$
γ	*Coefficient isentropique*	$[-]$

L'intégration des pressions d'aspiration et de refoulement dans le calcul du débit massique de fluide frigorigène est important, et a une grande influence sur le calcul de sa valeur. Ces deux pressions sont différentes des pressions d'évaporation et de condensation compte tenu du passage du fluide au travers des clapets d'aspiration et de refoulement. Selon les travaux de Popovic et Shapiro [POPO1995], la prise en compte de la chute de pression dans ces clapets aboutit à une meilleure prédiction du comportement du compresseur à piston.

Dans le cas d'un compresseur rotatif, le volume balayé ne s'exprime pas de la même façon que pour un compresseur à piston. Compte tenu de sa géométrie, le volume balayé peut s'écrire:

$$\dot{V}_b = \pi \cdot H \cdot \frac{\left(A^2 - B^2\right)}{4} \tag{46}$$

Avec :

$\dot{V}_b$	*Volume balayé par le piston rotatif*	$[m^3.s^{-1}]$
H	*Hauteur de piston rotatif*	$[m]$
A	*Diamètre du cylindre*	$[m]$
B	*Diamètre du piston rotatif*	$[m]$

L'expression du travail théorique fourni par une compression isentropique peut s'exprimer de la façon suivante:

$$\dot{W}_t = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \dot{m}_r \cdot P_{asp} \cdot \nu_{aps} \cdot \left[\left(\frac{P_{rfl}}{P_{asp}} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right] \tag{47}$$

Avec :

$\dot{W}_t$	*Travail théorique fourni par le compresseur*	$[kW]$
$\dot{m}_r$	*Volume massique de réfrigérant*	$[kg.m^{-3}]$
ν_{asp}	*Volume spécifique à l'aspiration*	$[m^3.kg^{-1}]$
P_{asp}	*Pression à l'aspiration*	$[kPa]$
P_{rfl}	*Pression de refoulement*	$[kPa]$

Dans le cas d'un compresseur rotatif, seule est prise en compte la chute de pression à travers le clapet de refoulement. On fait l'hypothèse que la pression d'évaporation est égale à la pression à l'aspiration puisque le compresseur rotatif n'est pas équipé de clapet d'aspiration.

Cela permet d'écrire les deux égalités suivantes respectivement à l'aspiration et au refoulement du compresseur:

$$P_{asp} = P_{ev} \tag{48}$$

Avec :

P_{asp}	*Pression d'aspiration à l'entrée du compresseur*	*[kPa]*
P_{ev}	*Pression d'évaporation du fluide frigorigène*	*[kPa]*

$$P_{rfl} = P_{cd} + \Delta P \tag{49}$$

Avec :

P_{rfl}	*Pression de refoulement à la sortie du compresseur*	*[kPa]*
P_{cd}	*Pression de condensation du fluide frigorigène*	*[kPa]*
ΔP	*Chute de pression dans le clapet de refoulement*	*[kPa]*

La représentation du cycle thermodynamique au sein du compresseur dans le diagramme de Clapeyron est donné figure 53 .

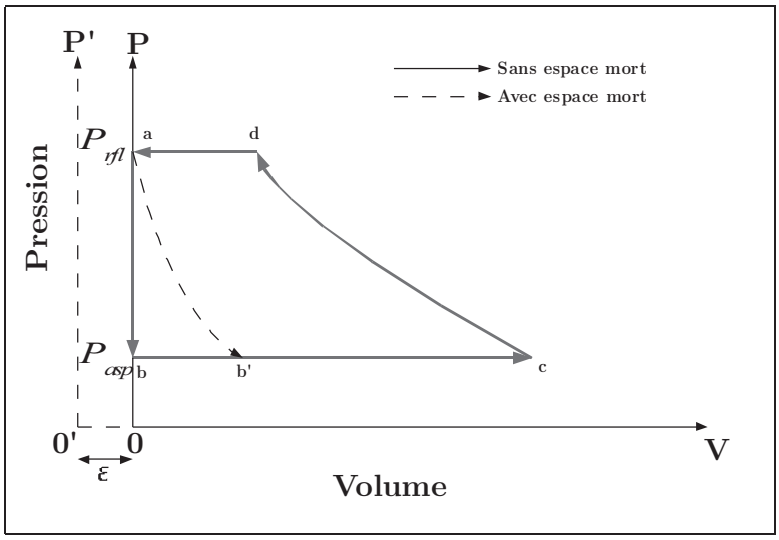


Figure 53: Cycle thermodynamique dans le compresseur rotatif

Pour prendre en compte le rendement électrique et mécanique du compresseur, une modélisation linéaire est adoptée. La puissance absorbée par le compresseur est calculée à l'aide de l'équation suivante:

$$\dot{W} = \frac{\dot{W}_t}{\eta} + \dot{W}_{loss} \tag{50}$$

Avec :

$\dot{W}$	*Puissance absorbée par le compresseur*	*[kW]*

$\dot{W}_t$	*Travail théorique délivré par le compresseur*	*[kW]*
η	*Rendement électromécanique du compresseur*	*[%]*
$\dot{W}_{loss}$	*Part constante des pertes de puissance électromécanique*	*[kW]*

5.1.2. Modélisation des échangeurs

Les modèles d'échangeurs sont basés sur la connaissance du comportement théorique des échangeurs à contre-courant. L'hypothèse est faite qu'aucune chute de pression n'a lieu au travers de l'échangeur, et que par conséquent le fluide frigorigène dispose d'une température constante de changement d'état.

L'efficacité de l'échangeur s'écrit:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \tag{51}$$

Où:

$$NUT = \frac{UA}{\dot{m}_a \cdot C_{pa}} \tag{52}$$

Avec :

ε	*Efficacité de l'échangeur*	
NUT	*Nombre d'unité de transfert*	
UA	*Coefficient d'échange global de l'échangeur*	*[kW.K^{-1}]*
$\dot{m}_a$	*Débit massique d'air passant à travers l'échangeur*	*[kg.s^{-1}]*
C_{pa}	*Chaleur massique de l'air*	*[kJ.kg^{-1}.K^{-1}]*

L'hypothèse d'un coefficient d'échange global UA constant le long de la surface de l'échangeur n'est pas physiquement correcte, mais reste une approximation assez raisonnable d'après les travaux de Jin et Spitler [JIN2002a].

De plus, le modèle néglige les effets de surchauffe et de sous-refroidissement dans les échangeurs. Dans le cas de l'évaporateur, la surchauffe est négligée, ce qui induit dans le calcul, une sous-estimation des échanges de chaleur. Cependant, cette erreur est vraisemblablement compensée par une estimation à la baisse du coefficient de transfert thermique global de l'échangeur.

De même, au niveau du condenseur, les erreurs de calcul dues à la non prise en compte de surchauffe et du sous-refroidissement sont compensées par une estimation à la baisse du coefficient de transfert global.

5.1.2.1. Modélisation du détendeur

Le détendeur n'est pas modélisé de façon explicite dans le modèle proposé par Jin et Spitler. Cependant le comportement du détendeur est traduit par une surchauffe à la sortie de l'évaporateur, considérée comme constante et le débit de réfrigérant est déterminé par le modèle de compresseur. Ce type de modélisation est souvent proposé pour la modélisation d'un détendeur thermostatique, qui équipe le plus souvent les pompes à chaleur actuelles.

5.1.3. Algorithme et implémentation

5.1.3.1. Procédure d'estimation des paramètres

Les paramètres du modèle de pompe à chaleur décris précédemment sont estimées en utilisant les données constructeurs disponibles. Pour chaque point de fonctionnement sont nécessaires:

- La température d'entrée et débit d'air à l'entrée de l'évaporateur
- La température d'entrée et débit d'air à l'entrée du condenseur, ainsi que la puissance calorifique échangée
- La puissance absorbée par le compresseur.

La procédure d'estimation des paramètres consiste à minimiser une fonction «coût» (par exemple la différence entre les résultats fournis par le modèle pour un jeu de paramètres donnés et les données constructeurs) en ajustant par une méthode d'optimisation la valeur de ces paramètres. La méthode d'optimisation utilisée est la méthode de Nelder-Mead [NELD1965] généralisée proposée par [LUER2001], [LUER2004a], [LUER2004b].

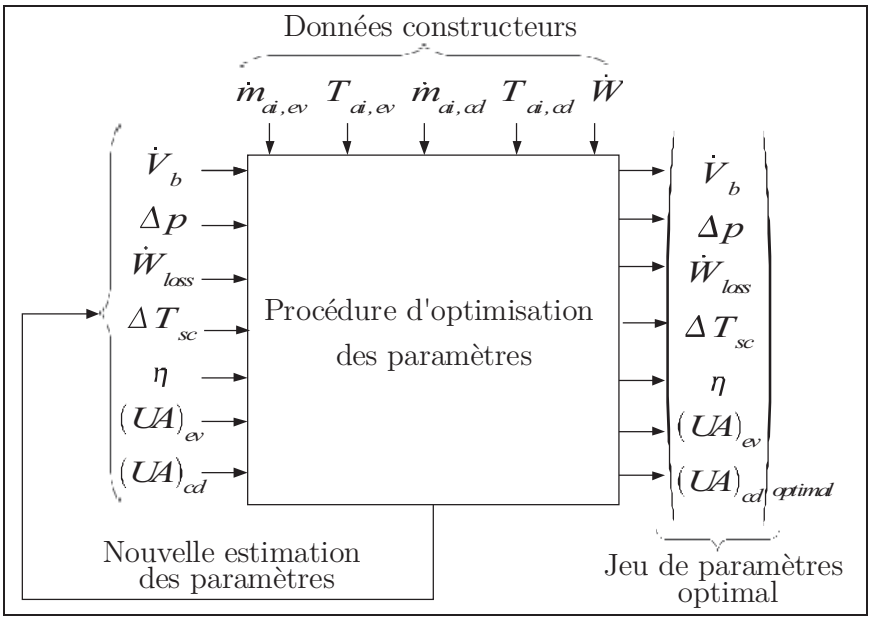


Figure 54: Schéma simplifié de la procédure d'estimation des paramètres

Pour un jeu donné de sept paramètres: $\dot{V}_b, \Delta P, \dot{W}_{loss}, \Delta T_{sc}, \eta, (UA)_{cd}, (UA)_{ev}$ en mode chauffage, la fonction «coût» est calculée de la façon suivante:

a) Calculer l'efficacité du condenseur et de l'évaporateur

$$\varepsilon_{ev} = 1 - \exp\left(-\frac{(UA)_{ev}}{C_{pa} \cdot \dot{m}_{ai,ev}}\right) \tag{53}$$

Avec:

ε_{ev}	*Efficacité thermique de l'évaporateur*	
$(UA)_{ev}$	*Coefficient de transfert thermique global de l'évaporateur*	$[kW.K^{-1}]$
$\dot{m}_{ai,ev}$	*Débit massique d'air traversant l'évaporateur*	$[kg.s^{-1}]$
C_{pa}	*Chaleur massique de l'air traversant l'évaporateur*	$[kJ.kg^{-1}.K^{-1}]$

$$\varepsilon_{cd} = 1 - \exp\left(-\frac{(UA)_{cd}}{C_{pa} \cdot \dot{m}_{ai,cd}}\right) \tag{54}$$

Avec:

ε_{cd}	*Efficacité thermique du condenseur*	
$(UA)_{cd}$	*Coefficient de transfert thermique global du condenseur*	$[kW.K^{-1}]$
$\dot{m}_{ai,cd}$	*Débit massique d'air traversant le condenseur*	$[kg.s^{-1}]$

C_{pa}	*Chaleur massique de l'air traversant le condenseur*	*[kJ.kg^{-1}.k^{-1}]*

b) Calculer la température de condensation et d'évaporation du réfrigérant dans les échangeurs:

$$T_{ev} = T_{ai,ev} - \frac{\dot{Q}_{ev}}{\varepsilon_{ev} \cdot C_{pa} \cdot \dot{m}_{ai,ev}} \tag{55}$$

Avec :

T_{ev}	*Température d'évaporation du fluide dans l'évaporateur*	*[°C]*
$T_{ai,ev}$:	*Température d'air à l'entrée de l'évaporateur*	*[°C]*
$\dot{Q}_{ev}$:	*Puissance échangée entre le fluide frigorigène et l'air*	*[kW]*
$\dot{m}_{ai,ev}$:	*Débit massique d'air traversant l'évaporateur*	*[kg.s^{-1}]*
ε_{ev} :	*Efficacité thermique de l'évaporateur*	*[%]*
$(UA)_{ev}$:	*Coefficient de transfert thermique global de l'évaporateur*	*[kW.K^{-1}]*
C_{pa} :	*Chaleur massique de l'air traversant l'évaporateur*	*[kJ.kg^{-1}.K^{-1}]*

$$T_{cd} = T_{ai,cd} + \frac{\dot{Q}_{cd}}{\varepsilon_{cd} \cdot C_{pa} \cdot \dot{m}_{ai,cd}} \tag{56}$$

Avec :

T_{cd}	*température d'évaporation du fluide dans le condenseur*	*[°C]*
$T_{ai,cd}$	*température d'air à l'entrée du condenseur*	*[°C]*
$\dot{Q}_{cd}$	*puissance échangée entre le fluide frigorigène et l'air au condenseur*	*[kW]*
ε_{cd}	*efficacité thermique du condenseur*	*[%]*
$(UA)_{cd}$	*coefficient de transfert thermique global du condenseur*	*[kW.K^{-1}]*
$\dot{m}_{ai,cd}$	*débit massique d'air traversant le condenseur*	*[kg.s^{-1}]*
C_{pa}	*chaleur massique de l'air traversant le condenseur*	*[kJ.kg^{-1}.K^{-1}]*

c) Calcul de la pression et de l'enthalpie

Une fois les températures de condensation et d'évaporation connues, les pressions et les enthalpies correspondantes sont calculées à l'aide des caractéristiques physiques du réfrigérant (état liquide et vapeur saturée) avec REFPROP7[46].

46 Logiciel de calcul des propriétés de réfrigérant développé par le «National Institute of Standards and Technology» (NIST)

d) État du réfrigérant

Identifier l'état du réfrigérant au niveau de l'entrée d'aspiration en ajoutant la surchauffe. Là encore les propriétés du fluide sont calculées avec REFPROP7

$$T_{i,comp} = T_{ev} + \Delta T_{sc} \tag{57}$$

Avec :

$T_{i,comp}$	*température du fluide à l'entrée de l'aspiration du compresseur*	*[°C]*
T_{ev}	*température d'évaporation du fluide dans l'évaporateur*	*[°C]*
ΔT_{sc}	*surchauffe entre la sortie de l'évaporateur et l'entrée du compresseur*	*[°C]*

e) Identifier les pressions du fluide après l'entrée d'aspiration et après le clapet de refoulement :

Dans le cas d'un compresseur rotatif, l'hypothèse est faite qu'il n'y a aucune perte de pression au niveau de l'aspiration. Ainsi:

$$P_{asp} = P_{ev} \tag{58}$$

Avec :

P_{asp}	*Pression d'aspiration au compresseur*	*[kPa]*
P_{ev}	*Pression d'évaporation du fluide dans l'évaporateur*	*[kPa]*

Au niveau du refoulement:

$$P_{rfl} = P_{cd} + \Delta P \tag{59}$$

Avec :

P_{rfl} :	*Pression de refoulement à la sortie du compresseur*	*[kPa]*
P_{cd} :	*Pression de condensation du fluide frigorigène*	*[kPa]*
ΔP :	*Chute de pression dans le clapet de refoulement*	*[kPa]*

f) Calcul du débit massique

Calculer le débit massique de réfrigérant en utilisant l'équation 45, le travail théorique de compression en utilisant l'équation 47, et la puissance électrique absorbée par le compresseur en utilisant l'équation 50.

g) Calculer la nouvelle valeur de la puissance échangée au niveau de l'évaporateur

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_r \cdot \left(h_E - h_C \right) \tag{60}$$

Avec :

$\dot{Q}_{ev}$	*puissance thermique échangée au niveau de l'évaporateur*	*[kW]*
$\dot{m}_r$	*débit massique de réfrigérant passant à travers l'évaporateur*	*[kg.s^{-1}]*
h_E :	*enthalpie du fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur (voir figure 52).*	*[kJ.kg^{-1}.K^{-1}]*
h_C :	*enthalpie du fluide frigorigène à la sortie du condenseur (voir figure 52).*	*[kJ.kg^{-1}.K^{-1}]*

h) Déduire la puissance échangée au niveau du condenseur à l'aide de l'équation 31.

Cette procédure est appliquée pour chaque point de fonctionnement disponible dans le catalogue constructeur. Les résultats du modèle pour un jeu de paramètres donnés sont comparés aux données constructeurs. L'erreur relative entre les données constructeurs et les résultats doivent être minimisé. On cherche donc à optimiser la valeur d'une fonction coût donnée par l'équation 50 correspondant à la somme de racine carré des erreurs relatives au calcul de la puissance absorbée par le compresseur et la puissance calorifique délivrée au niveau du condenseur.

$$SSE = \sum_{i=1}^{N} \left[\left(\frac{\left(\dot{W}_{cat} \right)_i - \left(\dot{W} \right)_i}{\left(\dot{W}_{cat} \right)_i} \right)^2 + \left(\frac{\left(\dot{Q}_{cd,cat} \right)_i - \left(\dot{Q}_{cd} \right)_i}{\left(\dot{Q}_{cd,cat} \right)_i} \right)^2 \right] \tag{61}$$

Ainsi les paramètres optimaux correspondent à ceux minimisant la fonction objectif précédemment décrite. La recherche des valeurs optimales devient alors un problème d'optimisation à variables multiples. La base de la méthode d'optimisation utilisée est celle proposée par Nelder et Mead. Initialement, cette méthode n'étant qu'une méthode de recherche de minima locaux, appliquée à des variables non bornées, on préfèrera se rapporter à la méthode développé plus récemment par Luersen appelé: «Global Bounded Nelder-Mead (GBNM) method» [LUER2004a], applicable au problème à variables bornées, et permettant la recherche d'un optimum global. Le diagramme de l'algorithme est donné à la figure 55.

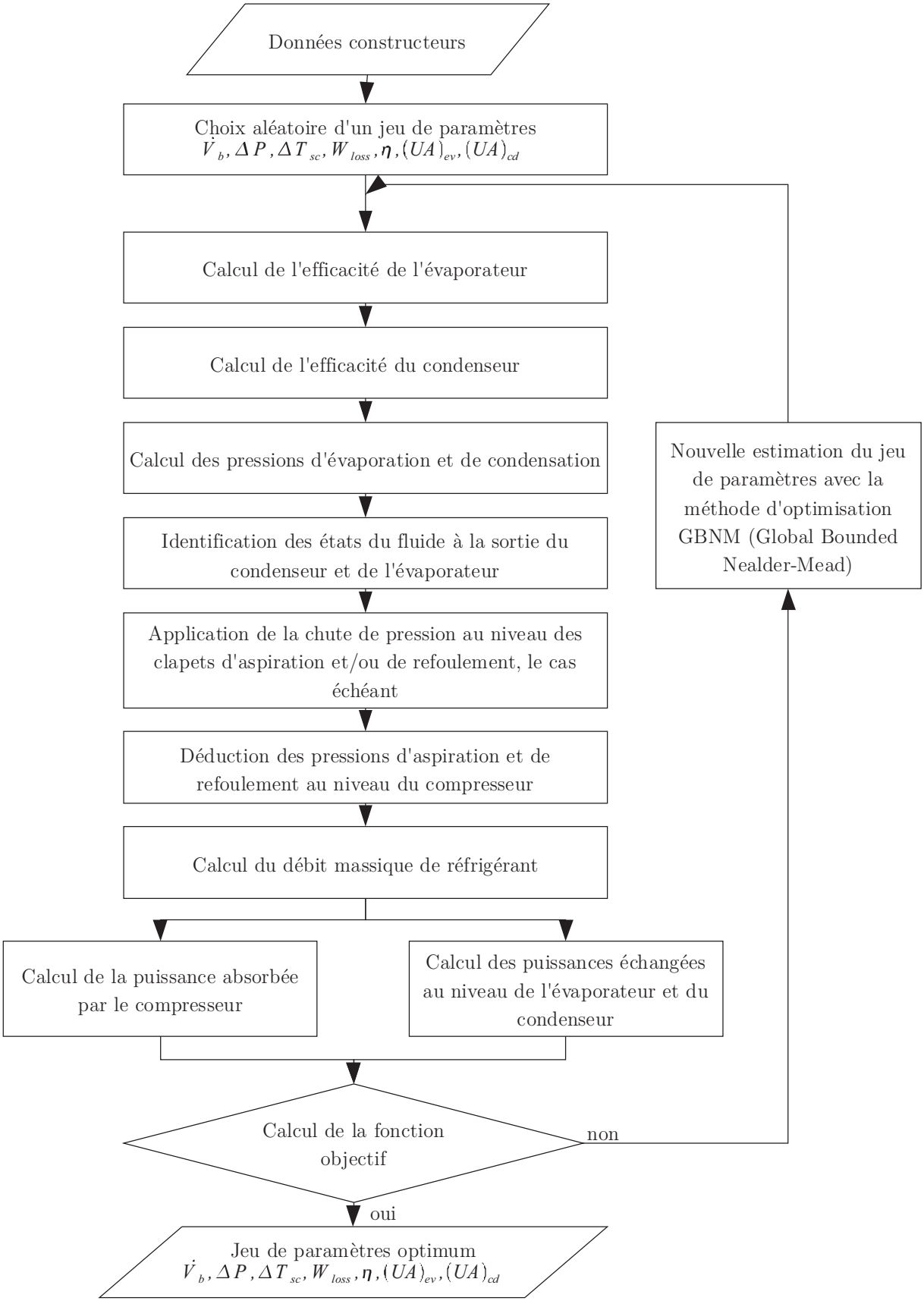


Figure 55: Algorithme de la méthode d'optimisation des paramètres du modèle

5.1.4. Méthode d'optimisation des paramètres (Nelder-Mead)

La méthode d'optimisation des paramètres utilisée est l'adaptation de la méthode classique de Nelder-Mead [NELD1965] par Luersen [LUER2001], [LUER2004a], [LUER2004b].

La méthode classique de Nelder-Mead s'applique à des variables sans bornes et à des problèmes sans contraintes, et s'arrête lorsqu'un minimum local est trouvé. Luersen propose une extension de cette méthode, l'adaptant à des problèmes avec contraintes, à variables bornées, et permettant d'aboutir à un optimum global et non local comme la méthode classique. Luersen la nomme: «the Globalized and Bounded Nelder Mead (GBNM) method».

5.1.4.1. Algorithme de Nelder-Mead classique

La méthode de minimisation classique de Nelder-Mead est basée sur la comparaison des valeurs d'une fonction «coût» (ou fonction «objectif») représentée par les $(n+1)$ sommets d'un simplexe général, dans un espace à n dimension, où n est le nombre de variables à optimiser. La position des sommet du simplexe se modifie à travers des opérations de *réflexion*, d'*expansion* et de *contraction*, ou de *rétrécissement* (figure 56), en modifiant le position du sommet ayant la plus grande valeur de la fonction coût par un autre somme de fonction coût plus petite. Le nouveau sommet est alors accepté ou rejeté en fonction de la valeur de sa fonction coût.

Une illustration des modifications opérées sur un simplexe dans le domaine bidimensionnel est présentée figure 56. On note $f(x_i, y_i)$ la valeur de la fonction coût au sommet i du simplexe. Pour toutes les opérations présentées figure 56, on suppose que $f(x_1, y_1) > f(x_2, y_2) > f(x_3, y_3)$. Dans cette illustration, le sommet P_1, de coordonnées (x_1, y_1) dispose de la valeur de la fonction coût la plus élevé. C'est ce sommet qu'on va chercher à modifier pour aboutir à un nouveau sommet dont la valeur de la fonction coût sera meilleure.

Inversement, le sommet P_3, de coordonnées (x_3, y_3) dispose de la valeur de la fonction coût la plus faible, et donc la meilleure. Suivant le résultat de cette modification, le nouveau sommet est accepté ou rejeté en fonction de la valeur de sa fonction coût. Les modifications des sommets proposées par le méthode de Nelder-Mead suivent l'algorithme de la figure.

Dans notre application d'identification des paramètres d'un modèle de machine thermodynamique, on dispose de 7 paramètres à optimiser par rapport à une fonction « coût » qu'on cherche à minimiser.

Pour cela on forme un simplexe comprenant 8 sommets (7+1), dont les coordonnées sont fournis par un jeu de 7 paramètres distinct, avec lesquelles on est capable de

calculer la valeur de la fonction « coût » en chacun de ces sommets.

Une fois les valeurs de la fonction coût calculée en chacun de ces sommets, on les trie par ordre croissant, on conserve les n sommets ayant le plus basse fonction coût, puis on modifie la position du sommet ayant la plus haute fonction coût afin de se rapprocher d'un minimum.

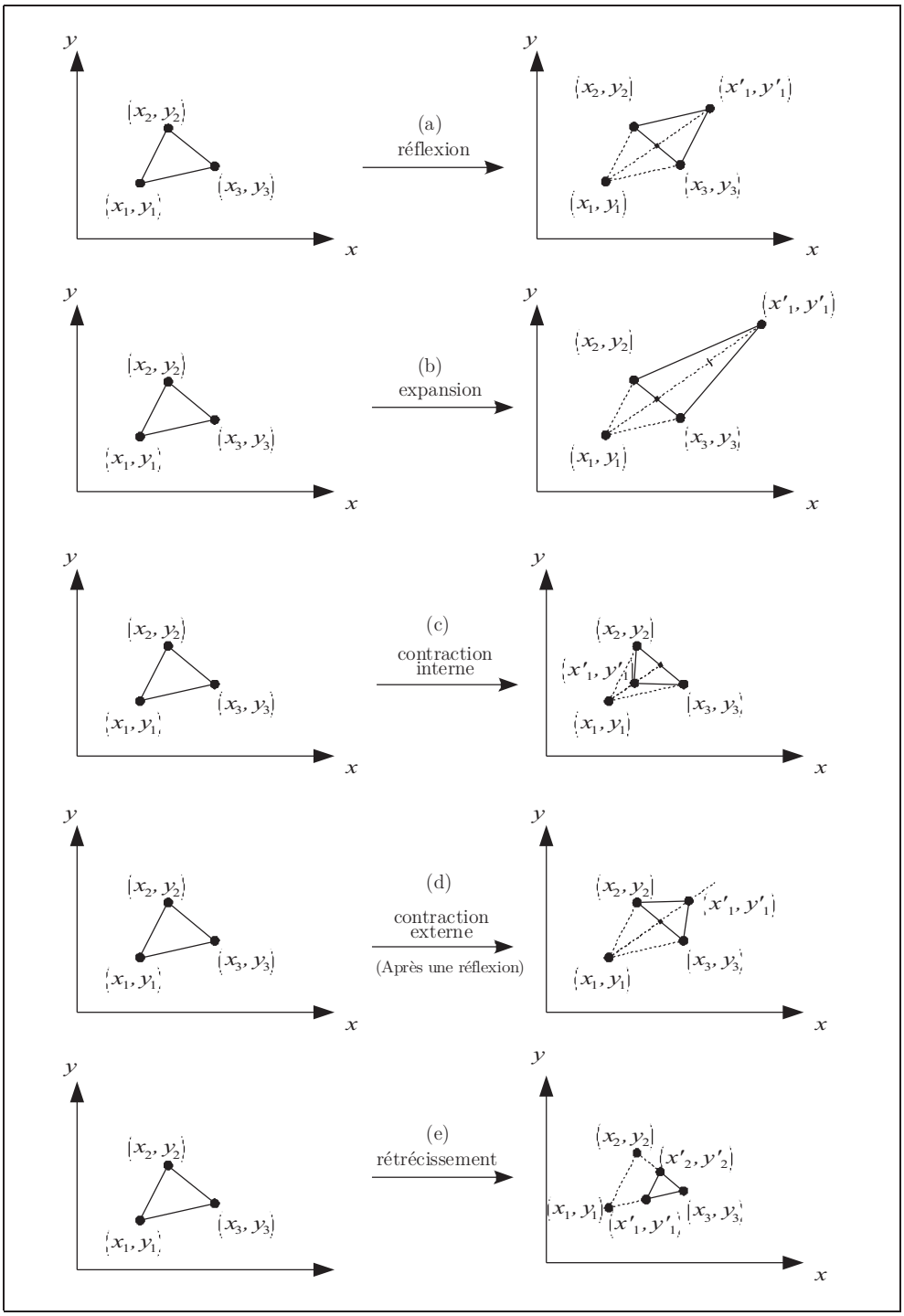


Figure 56: Transformation du simplexe proposé par la méthode d'optimisation de Nelder-Mead

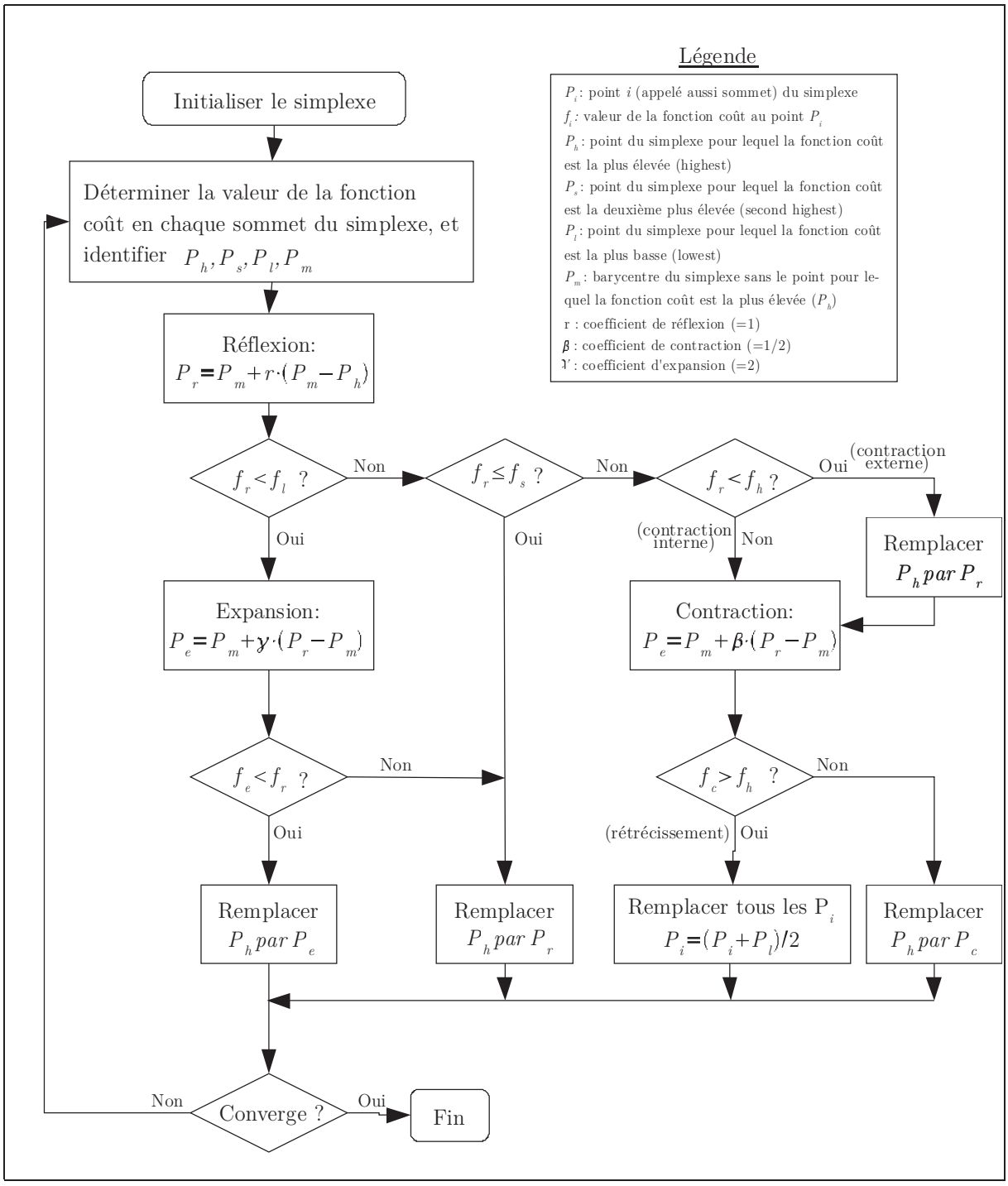


Figure 57: Algorithme d'optimisation classique de Nelder-Mead

5.1.5. Implémentation et utilisation du modèle

La méthode d'optimisation permet l'identification d'un jeu de paramètres optimal. L'implémentation du modèle reste relativement proche de la méthode d'évaluation des paramètres. En effet, la fonction coût de la méthode d'évaluation des paramètres utilise les puissances calorifiques et absorbées fournies par les constructeurs afin de minimiser l'erreur entre les résultats du modèle et les données constructeurs.

Dans l'implémentation du modèle, les puissances échangées et absorbées sont résolues simultanément par des substitutions successives des puissances échangées au niveau des échangeur, ce qui introduit une boucle itérative qui n'est pas présente dans la méthode d'évaluation des paramètres figure 59.

Le modèle détermine les températures de sorties de chacune des sources, la puissance calorifique délivrée par le condenseur, la puissance absorbée par le compresseur et le COP.

Les entrées/sorties de ce modèle sont comparables à celles d'un modèle simplifié.

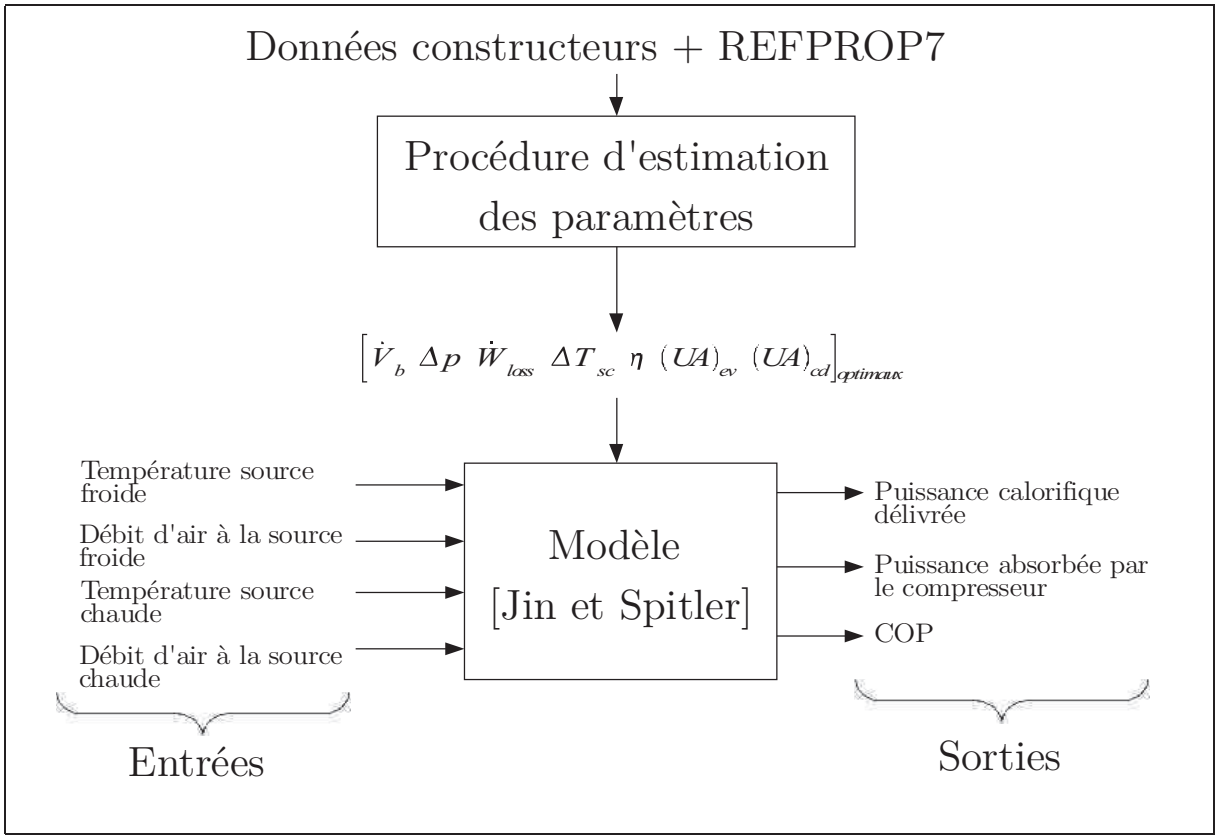


Figure 58: Entrées/sorties du modèle de Jin et Spitler

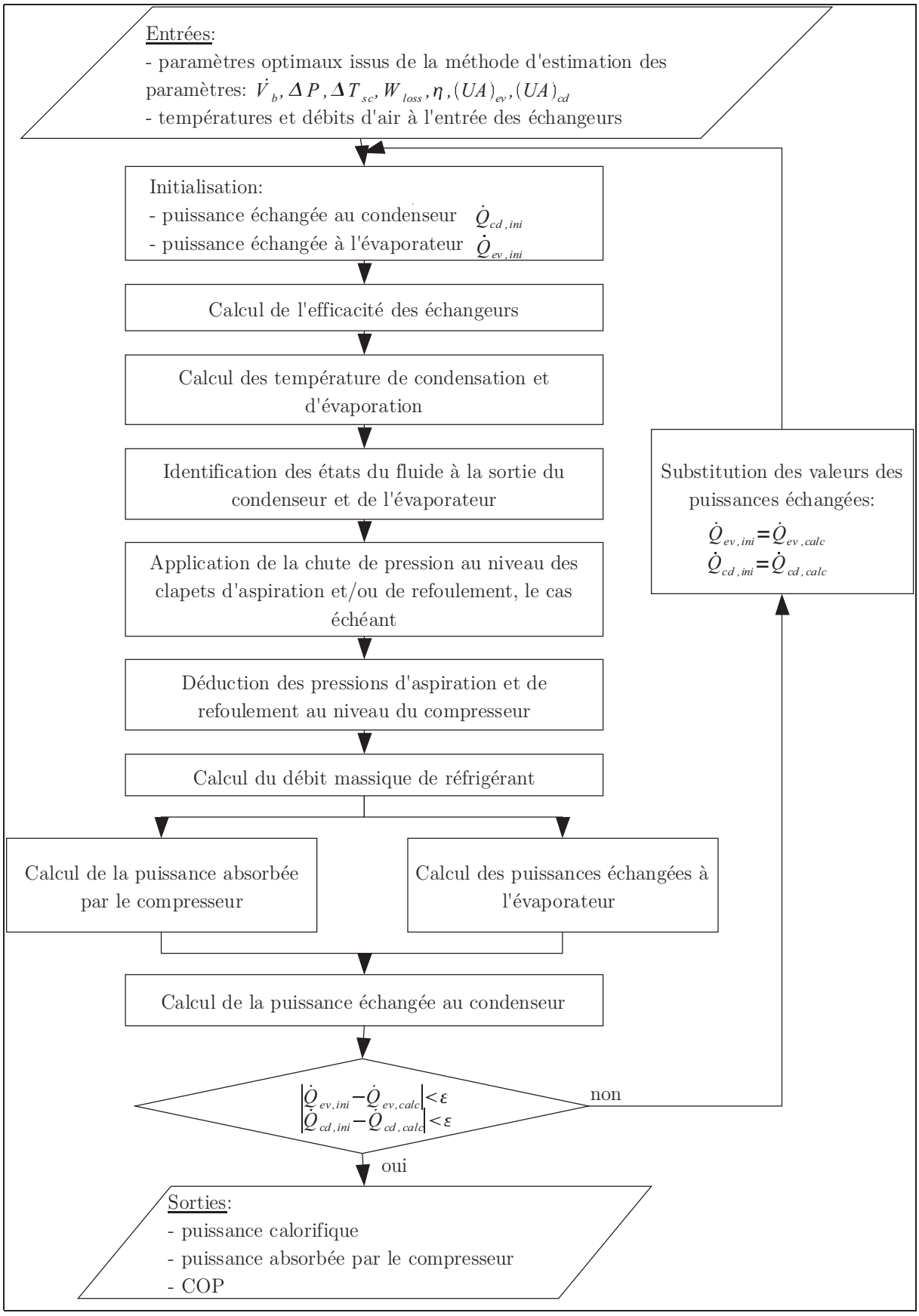


Figure 59: Algorithme du modèle de pompe à chaleur de Jin et Spitler

5.1.6. Comparaison des résultats avec les données constructeurs

Les résultats en sortie du modèle son comparées aux données constructeurs d'une pompe à chaleur d'une puissance nominale de 8 kW chaud, avec un coefficient de performance (COP) nominal de 3,46.

Le détail des données fournis par le constructeur est présenté par la suite.

a) Données constructeurs

La pompe à chaleur étudiées dispose d'une unité intérieure et d'une unité extérieure.



(a) (b)

Figure 60: Unité extérieure (a) et intérieure (b) de la PAC étudiée

Les données communiquées par le constructeur sont présentées tableau 11.

	Température extérieure Text (°CBH)											
	-15		-10		-5		0		6		10	
Tint (°CBS)	Pcalo	Pabs	Pcalo	Pabs	Pcalo	Pabs	Pcalo	Pabs	Pcalo	Pabs	Pcalo	Pabs
16	5,14	2,45	5,68	2,59	6,22	2,70	6,75	2,84	8,02	2,13	8,64	2,24
18	5,14	2,54	5,67	2,68	6,21	2,82	6,74	2,96	8,01	2,22	8,62	2,33
20	5,13	2,66	5,67	2,80	6,2	2,93	6,74	3,07	8	2,31	8,61	2,43
21	5,13	2,70	5,66	2,84	6,2	2,98	6,73	3,12	8	2,36	8,61	2,47
22	5,12	2,75	5,66	2,89	6,19	3,05	6,73	3,19	7,99	2,40	8,6	2,52
24	5,12	2,84	5,65	3,00	6,19	3,14	6,72	3,30	7,98	2,49	8,59	2,61

Tableau 11: Données constructeurs

Le constructeur indique que les tests de performances sont effectués avec une humidité relative moyenne de l'air extérieur de 85%.

La puissance absorbée intègre à la fois la puissance consommée par le compresseur et celle consommée par le ventilateur de chacune des unités.

Il est important de veiller à se ramener à des données compatibles avec les paramètres du modèle. Par exemple, la puissance absorbée annoncée par le constructeur comprend la puissance du compresseur et des ventilateurs, alors que le modèle nécessite uniquement la puissance consommée par le compresseur. Il faut donc estimer la puissance consommée par les ventilateurs puis la soustraire de la puissance absorbée totale pour se ramener à la puissance absorbée par le compresseur seul (tableau 12). Le détail du calcul de la consommation des ventilateurs est donné en

annexe E.

	Température extérieure Text (°CBH)											
	-15		-10		-5		0		6		10	
Tint (°CBS)	Pcalo	Pabs	Pcalo	Pabs	Pcalo	Pabs	Pcalo	Pabs	Pcalo	Pabs	Pcalo	Pabs
16	5,14	2,29	5,68	2,43	6,22	2,54	6,75	2,68	8,02	1,97	8,64	2,08
18	5,14	2,38	5,67	2,52	6,21	2,66	6,74	2,80	8,01	2,06	8,62	2,17
20	5,13	2,50	5,67	2,64	6,2	2,77	6,74	2,91	8	2,15	8,61	2,27
21	5,13	2,54	5,66	2,68	6,2	2,82	6,73	2,96	8	2,20	8,61	2,31
22	5,12	2,59	5,66	2,73	6,19	2,89	6,73	3,03	7,99	2,24	8,6	2,36
24	5,12	2,68	5,65	2,84	6,19	2,98	6,72	3,14	7,98	2,33	8,59	2,45

Tableau 12: Données constructeurs adaptées aux entrées du modèle

b) Résultats

Grâce à la méthode d'évaluation des paramètres présentées précédemment, un jeu de paramètres optimal caractérisant le système de pompe à chaleur à pu être trouvé (tableau 13).

Paramètres	Définition	Valeurs
$\dot{V}_b$	volume balayé par le compresseur [$m^3.s^{-1}$]	0,0011168
ΔP	chute de pression dans le clapet de refoulement [kPa]	0,191
$\dot{W}_{loss}$	part constant des pertes électromécaniques du compresseur [kW]	0,001177
ΔT_{sc}	surchauffe à la sortie de l'évaporateur [°C]	1,2
η	rendement électromécanique (moteur + transmission) du compresseur	0,85
$(UA)_{ev}$	coefficient de transfert thermique global de l'évaporateur [$kW.K^{-1}$]	5,32
$(UA)_{cd}$	coefficient de transfert thermique global du condenseur [$kW.K^{-1}$]	4,34

Tableau 13: Jeu de paramètres optimal caractérisant le système de pompe à chaleur

Les figures 61 à 63 montrent l'erreur entre les sorties du modèle (puissance calorifique délivrée par la PAC, la puissance absorbée (compresseur + ventilateurs) et le COP) calculés avec les paramètres du tableau 13, et les données constructeurs (tableau 11).

On constate que l'erreur sur le calcul de la puissance calorifique reste inférieure à 10%. En revanche, pour ce qui concerne la puissance absorbée et le coefficient de performance la précision est moins bonne. Pour certains points de fonctionnement, l'erreur s'approche de 20%.

Si on observe l'allure des courbes de performances (figures 64 et 65), on constate qu'elles différent quelque peu. Une des raisons à cela, est l'éventualité que les performances communiquées par les constructeurs ne correspondent uniquement pas au fonctionnement à pleine charge.

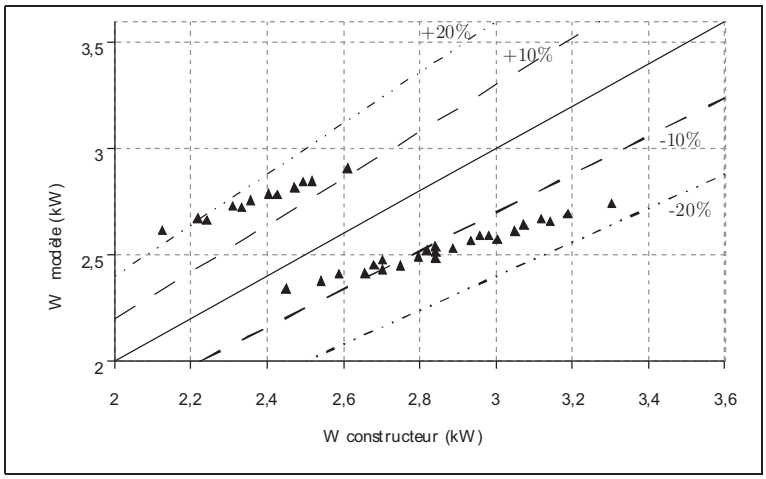


Figure 61: Écart entre les puissances absorbées par le compresseur du modèle et celles communiquées par les constructeurs.

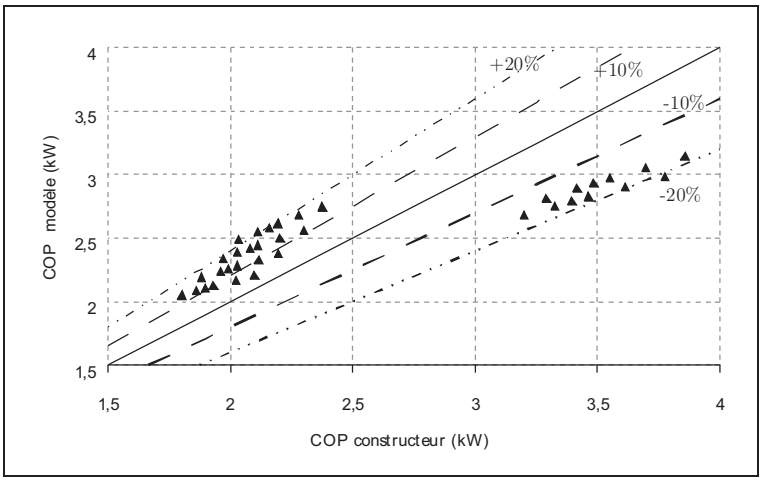


Figure 62: Écart entre les COP du modèle et les COP constructeurs

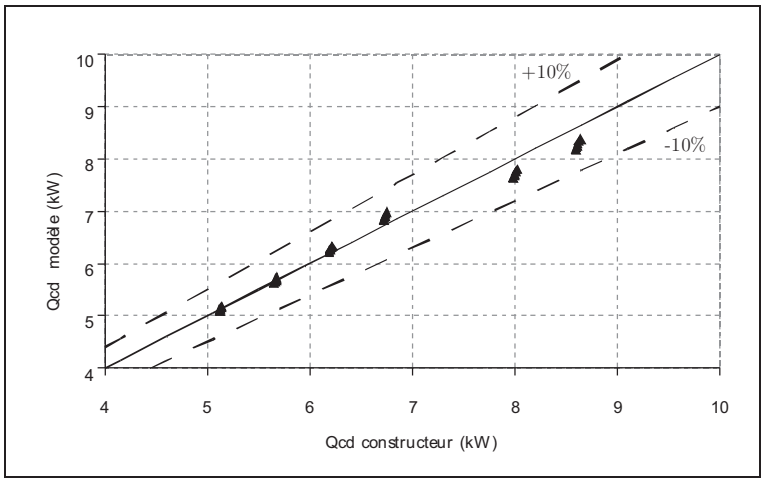


Figure 63: Écart entre les puissances calorifiques du modèle et celles communiquées par les constructeurs.

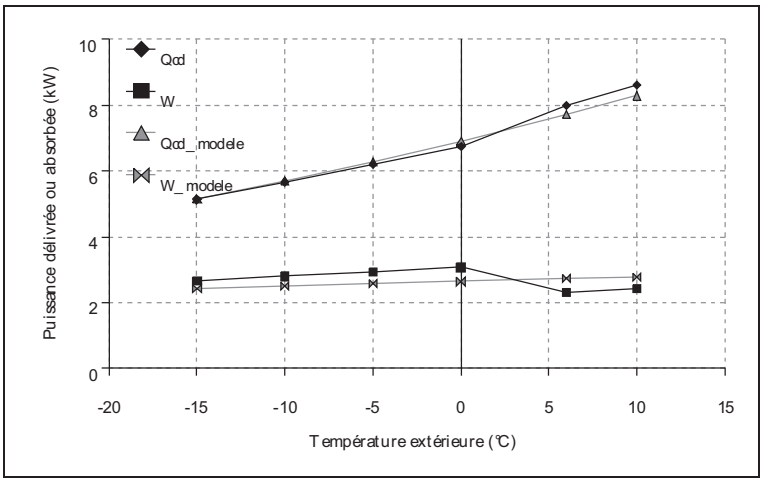


Figure 64: Comparaison des courbes de performances à pleine charge fournies par les constructeurs et celles obtenues à partir du modèle de Jin et Spitler.

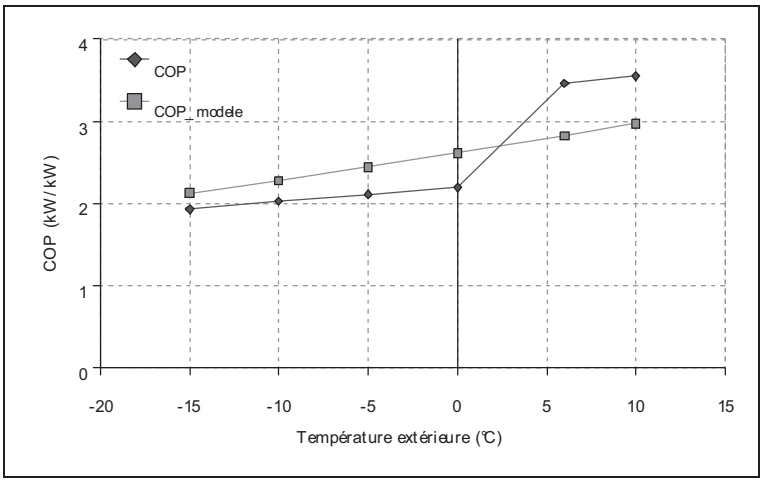


Figure 65: Comparaison des courbes de performances à pleine charge fournies par les constructeurs et celles obtenues à partir du modèle de Jin et Spitler.

Les coefficients de détermination et les écarts types du modèle sont donnés tableau 14, pour la puissance calorifique délivrée, la puissance absorbées (compresseur + ventilateur) et le COP.

	Modèle			Rappel performance constructeur
	R^2	Écart type	Nominal	
Qcd (kW)	0,8	0,21	7,72	8
W (kW)	0,33	0,40	2,73	2,31
COP (kW/kW)	0,2	0,47	2,83	3,46

Tableau 14: Coefficients de détermination et écarts types

5.1.7. Comparaison avec le DOE/ORNL « Heat pump design model »

Le « Heat Pump Design Model » (HPDM) est un modèle détaillé développé par le laboratoire national d'Oak Ridge (ORNL – Oal Ridge National Laboratory), dédié à la conception des PAC air-air. C'est un modèle physique détaillé qui modélise le comportement en régime permanent de ces systèmes pour leur fonctionnement à pleine charge. Si les données sont suffisantes, le comportement à charge partielle peut également être modélisé. Ce modèle a largement été utilisé au cours de trente dernières années pour la conception des composants internes des systèmes de PAC air-air. De nombreuses études de validation ont démontré la validité de ce modèle..

Ce modèle dispose d'une interface en ligne[47] qui permet le paramétrage de l'ensemble des éléments constituant la PAC. Les auteurs proposent des systèmes types dont l'ensemble des composants sont déjà paramétrés (compresseur, détendeur, échangeurs, ventilateurs).

Il est alors possible de modéliser le comportement de PAC air-air « type » pour différentes températures d'air à l'entrée du condenseur, et à l'entrée de l'évaporateur. Les résultats de la modélisation issus de modèle détaillé HPDM décrit le comportement du système à pleine charge en régime permanent. Ces résultats peuvent servir à paramétrer le modèle de Jin et Spitler.

Un fois paramétré, les résultats fournis par le modèle de Jin et Spitler peuvent être comparés avec ceux du modèle détaillé du laboratoire d'Oak Ridge.

5.1.7.1. Caractéristiques des PAC air-air du modèle HPDM

Les auteurs du modèle proposent plusieurs types de PAC air-air par défaut dont les composants internes ont déjà été paramétrés. Les résultats des trois PAC issues du modèle HPDM ont été comparés à ceux du modèle de Jin et Spitler. Les principales caractéristiques des trois systèmes sont présentés tableau 15.

	Réfrigérant	**Type de compresseur**	**Puissance calorifique nominale [kW]**	**COP nominal**
PAC 1	R410-A	Scroll	8,6	3,37
PAC 2	R410-A	Piston	10,5	3,67
PAC 3	R410-A	Scroll	11,1	3,21

Tableau 15: Caractéristiques des PAC air-air par défaut du modèle de HPDM

Chacun des systèmes est modélisé avec le modèle HPDM en vue d'établir des tableaux de puissances calorifique et de puissance absorbée par le compresseur,

47 http://www.ornl.gov/~wlj/hpdm/MarkVI.shtml

représentative de comportement des systèmes pour des plages de température allant de 16°C à 24°C pour la température intérieure, et de -15°C à 18°C pour la température extérieure. Ces tableaux sont équivalents à ceux communiqués par les constructeurs. Pour chaque systèmes 49 points de fonctionnement sont alors disponibles. Les tableaux 16 et 17 présente les tableaux de puissances calorifiques et de puissances absorbées par le compresseur issues des résultats du modèles HPDM.

		Température d'air sec à l'entrée de l'évaporateur [°C]						
		-15	**-9,5**	**-4**	**1,5**	**7**	**12,5**	**18**
Température d'air sec à l'entrée du condenseur [°C]	**16**	4,56	5,52	6,51	7,57	8,67	9,90	11,23
	17,3	4,56	5,52	6,49	7,54	8,64	9,85	11,19
	18,7	4,57	5,51	6,49	7,53	8,62	9,83	11,15
	20,0	4,57	5,50	6,49	7,51	8,60	9,80	11,11
	21,3	4,56	5,49	6,47	7,49	8,57	9,77	11,06
	22,7	4,55	5,49	6,46	7,48	8,54	9,73	11,02
	24,0	4,55	5,48	6,45	7,46	8,52	9,70	10,98

Tableau 16: Puissance calorifique à pleine charge en régime permanent de la PAC 1 [kW]

		Température d'air sec à l'entrée de l'évaporateur [°C]						
		-15	**-9,5**	**-4**	**1,5**	**7**	**12,5**	**18**
Température d'air sec à l'entrée du condenseur [°C]	**16**	1,38	1,43	1,48	1,54	1,60	1,68	1,79
	17,3	1,41	1,47	1,52	1,58	1,65	1,73	1,84
	18,7	1,45	1,51	1,57	1,63	1,70	1,78	1,89
	20,0	1,49	1,55	1,61	1,68	1,75	1,84	1,95
	21,3	1,53	1,59	1,66	1,72	1,80	1,89	2,00
	22,7	1,58	1,64	1,71	1,77	1,85	1,94	2,06
	24,0	1,62	1,69	1,75	1,83	1,90	2,00	2,11

Tableau 17: Puissance absorbée par le compresseur seul à pleine charge en régime permanent de la PAC 1 [kW]

Ces tableaux de puissance à pleine charge en régime permanent peuvent alors servir au paramétrage du modèle de Jin et Spitler. Une fois paramétré, les modélisations sont lancées en vue de comparer les résultats des puissances calorifiques, de la puissance absorbée et du COP du modèle de Jin et Spitler et de l'ORNL.

	PD [$m^3.s^{-1}$]	C [%]	ΔP [kPa]	ΔT_{sh} [°C]	W_{loss} [kW]	η_{comp} [%]	UA_{ev} [$W.m^{-2}.K^{-1}$]	UA_{cd} [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
PAC 1	0,00146	7,8%	0,00071	0,63911	0,32	78%	1,61	1,47
PAC 2	0,00176	10,0%	0,04853	1,48225	0,90	93%	2,20	7,99
PAC 3	0,00165	10,0%	0,00304	5,19475	1,39	95%	5,95	8,07

Tableau 18: Paramètres du modèle de Jin et Spitler pour chacune de PAC par défaut du modèle de l'ORNL

La comparaison des résultats du modèle HPDM et de Jin et Sptiler pour la PAC 1 sont présentés par la suite. On constate que les écarts entre les deux modèles pour le calcul de la puissance calorifique (figures 68 et 69), de la puissance absorbée au compresseur (figure 66 et 67) et de l'indice de performance (figure 70 et 71) sont inférieurs à 10%.

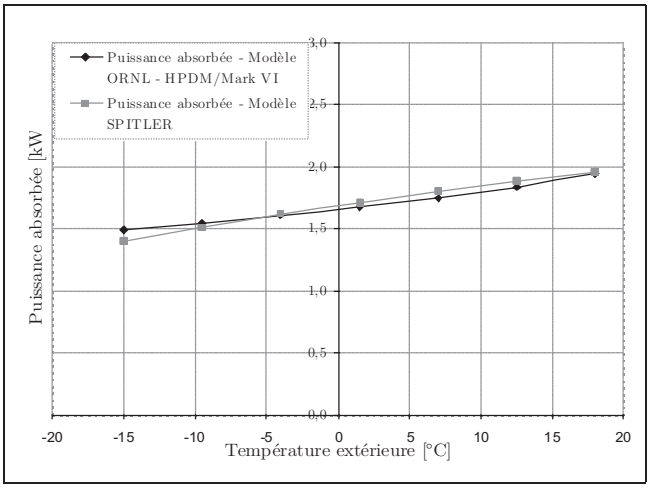


Figure 66: Puissance absorbée par le compresseur en fonction de la température extérieure pour une température intérieure de 20°C

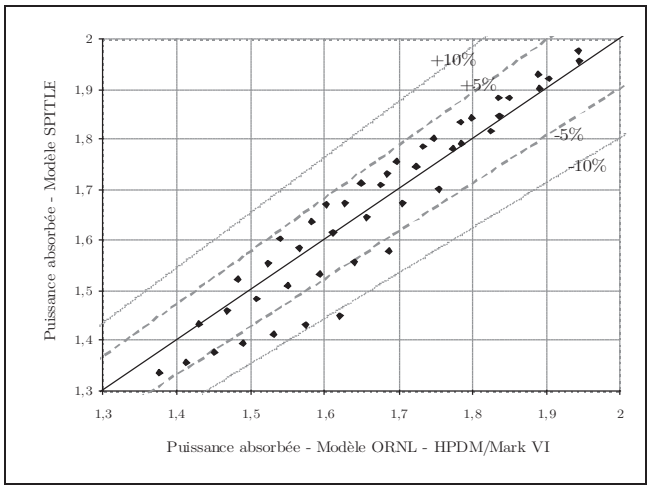


Figure 67: Écart entre les résultats de la puissance absorbée du modèle HPDM et celui de SPITLER

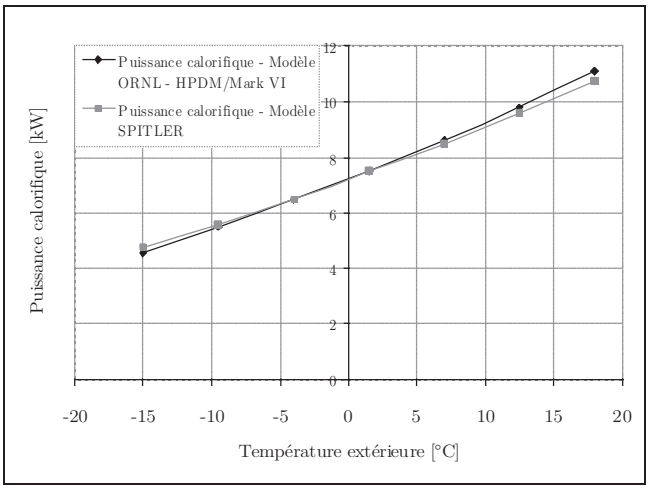


Figure 69: Puissance calorifique délivrée en fonction de la température extérieure pour une température intérieure de 20°C

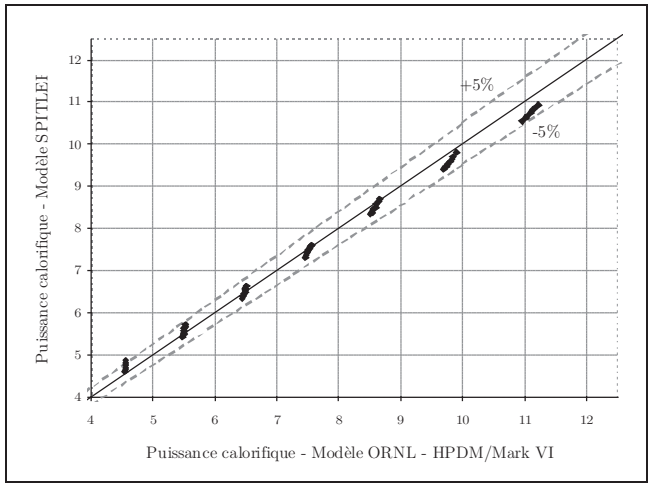


Figure 68: Écart entre les résultats de puissance calorifique du modèle HPDM et celui de SPITLER

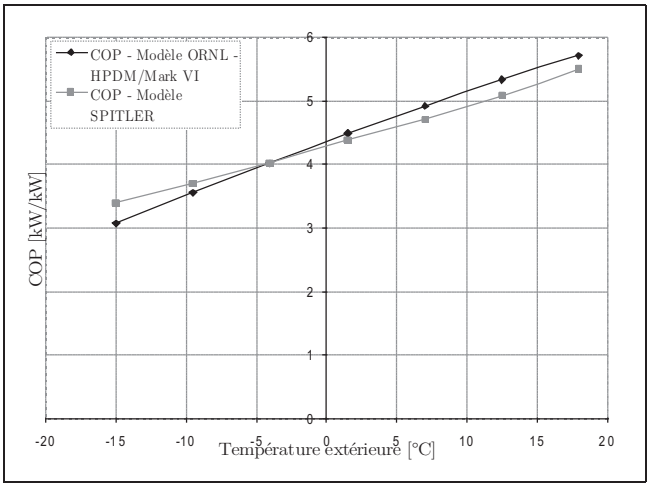


Figure 70: COP de la PAC en fonction de la température extérieure pour une température intérieure de 20°C

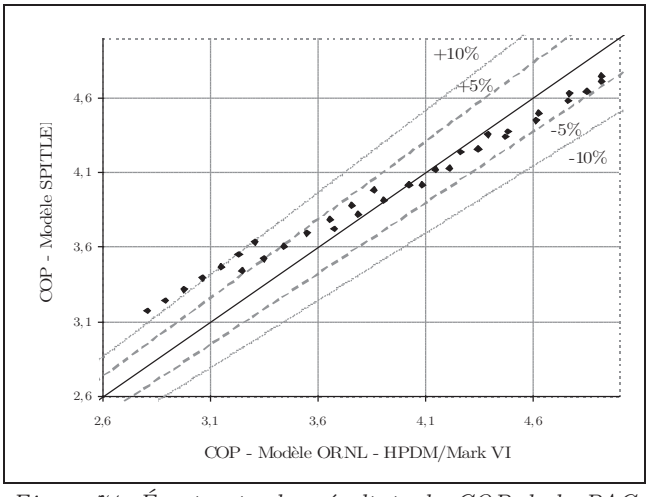


Figure 71: Écart entre les résultats du COP de la PAC du modèle HPDM et celui de SPITLER

5.1.7.2. Conclusions

Le modèle de Jin et Spitler est moins précis lorsqu'on utilise les données constructeur, que lorsqu'on utilise les résultats du modèle détaillé. Cela provient très probablement de la méconnaissance des données communiquées par les constructeurs. En effet, nous ne sommes pas sûrs à 100% que les données communiquées ne représentent que les performances à pleine charge. Il se peut (notamment au dessus de 0°C, figures 64 et 65) que les performances annoncées correspondent à un fonctionnement à charge partielle de la pompe à chaleur. Ce qui expliquerait les différences entre les performances à pleine charge provenant du modèle et les données constructeurs qui pourraient être biaisées par une prise en compte de la charge

partielle.

En l'état actuel, le modèle de Jin et Spitler permet de modéliser le comportement d'une pompe à chaleur pour un régime de fonctionnement déduit des données constructeurs. Le plus souvent les points de fonctionnement sont communiqués pour une vitesse de rotation du compresseur fixe. Dans le cas, des pompes à chaleur équipées d'inverter, il peut être difficile d'en déduire le fonctionnement pour d'autres fréquences de rotation du compresseur.

Jusqu'ici le modèle proposé considère des coefficients de transfert thermique globaux des échangeurs constants pour un régime de fonctionnement donné. Les systèmes de pompe à chaleur adaptent leur puissance, par une diminution du débit de réfrigérant et une diminution du débit d'air au niveau de l'évaporateur. La diminution des débits d'air et de réfrigérant au niveau des échangeurs implique une baisse de la valeur de coefficient d'échange global (UA).

L'une des voies d'amélioration du modèle précédemment présenté est la variation de ce coefficient global aux échangeurs en fonction du régime de fonctionnement.

5.2. Modèle de fonctionnement à charge partielle

L'ensemble des modèles simplifiés de fonctionnement à charge partielle présentés au paragraphe 4.2.2., ont été implémentés avec le modèle de régime de fonctionnement à pleine charge de Jin et Spitler.

Pour les applications du chapitre 5, le modèle de charge partielle pour les PAC contrôlées par inverter sera utilisé.

5.3. Modèle de givrage/dégivrage

L'ensemble des modèles présentés au paragraphe 4.2.1. ont également été implémentés. Pour les applications du chapitre 5, les modèles améliorés présentés au paragraphe 4.2.1.4.et 4.2.1.5. seront utilisés.

5.4. Modèle de ventilateur de l'unité extérieure

Jusqu'ici, on dispose d'une modèle de performances et de puissance calorifique à pleine charge en régime permanent. Les résultats issus de ce modèle sont dégradés par un modèle de fonctionnement à charge partielle, puis un modèle de givrage/dégivrage prenant en compte l'humidité. Les modèles de dégradation de performances, correspondent à la dégradation des performances intégrant à la fois la consommation du compresseur et des ventilateurs intérieur et extérieur.

La problématique de couplage, on l'a vue au chapitre 1 et à la figure 24 du présent chapitre, nécessite de coupler le modèle de PAC avec le modèle de bâtiment en vue de prendre l'ensemble des interactions imposées par cette configuration. En effet, lorsque l'unité extérieure de la PAC est placée à l'intérieur d'une zone tempérée, le débit d'air au niveau de l'unité extérieure de la PAC vient perturber le débit de renouvellement d'air de la zone.

Dans le cas des PAC contrôlées par marche-arrêt, on considère que le débit du ventilateur de l'unité extérieure est constant et égale au débit nominal communiqué par les constructeurs

Dans le cas des PAC contrôlées par inverter, la vitesse de rotation du ventilateur de l'unité extérieure est régulée en fonction de la vitesse de rotation du compresseur. Le débit d'air au niveau de l'unité extérieure est alors fonction du taux de charge de la PAC, mais très peu de données sont disponibles. Chez certains fabricants, les débits maximum et minimum sont parfois communiqués. Un modèle simplifié de régulation du ventilateur peut alors être proposé. Dans le cas inverse, un modèle basé sur une approche physique simplifié peut être utilisé.

Deux modèles simplifiés de régulation du débit de ventilateur de l'unité extérieure sont alors proposés. Aucun aspect de validation n'a encore été entrepris, mais une observation et des mesures du comportement de la vitesse de rotation du ventilateur de l'unité extérieur en fonction du taux de charge serait envisageable pour valider ces deux modèles.

5.4.1. Modèle simplifié constructeur

Le premier modèle proposé est un modèle simplifié de régulation du ventilateur extérieur en fonction du taux de charge de la PAC, et connaissant les débit mini et maxi de l'unité extérieure de la PAC.

Le débit au niveau de l'échangeur s'exprime de la façon suivante :

$$DB_{UE} = DB_{UE,min} \cdot \left(1 - PLR\right) + DB_{UE,max} \tag{62}$$

$DB_{UE,min}$ et $DB_{UE,max}$ étant les débit mini et maxi indiqué par les constructeurs exprimé en $m^3.h^{-1}$.

5.4.2. Modèle physique simplifié

Le modèle physique simplifié est basé sur l'application du premier principe de la thermodynamique sur le système de PAC. Il consiste à calculer une première fois la différence de température entre l'air entrant et l'air sortant de l'échangeur extérieur, grâce au bilan de puissance au niveau de la PAC.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{calo,pc} - \dot{W}_{pc} \tag{63}$$

Avec :

$\dot{Q}_{evap}$	*Puissance échangée au niveau de l'évaporateur*	*[W]*
$\dot{Q}_{calo,pc}$	*Puissance échangée au niveau du condenseur*	*[W]*
$\dot{W}_{pc}$	*Puissance absorbée au niveau du compresseur*	*[W]*

L'écart de température à travers l'évaporateur s'exprime alors :

$$\Delta T_{evap} = \frac{\dot{Q}_{evap} \cdot 3600}{\rho_{air} \cdot Cp_{air} \cdot DB_{UE}} \tag{64}$$

Avec :

ΔT_{evap}	*Différence de température de l'air entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur*	*[°C]*
ρ_{air}	*Masse volumique de l'air*	*[kg.m^{-3}]*
Cp_{air}	*Chaleur massique de l'air*	*[J.kg^{-1}.°C^{-1}]*
DB_{UE}	*Débit volumique au niveau de l'unité extérieure*	*[m^{3}.h^{-1}]*

Cette différence de température est ensuite supposée constante au niveau de l'échangeur de l'unité extérieure, et permet de recalculer le débit de ventilation pour un autre régime de fonctionnement notamment à charge partielle. Le débit de ventilation peut être calculé par itération successive.

5.5. Modèle d'appoint électrique

Un modèle simplifié d'appoint électrique est proposé lorsque la puissance calorifique à pleine charge délivrée par la PAC n'est plus suffisante pour satisfaire les besoins de chauffage.

Dans un premier temps, il est possible de proposer un modèle « idéal ». Lorsque la puissance calorifique n'est plus suffisante, le modèle calcule la puissance d'appoint P_{apt} comme la différence entre les besoins du chauffage et la puissance calorifique à pleine charge.

$$P_{apt} = B_{ch} - \dot{Q}_{calo_{pc}} \tag{65}$$

Mais la réalité est autre. Les PAC air-air sont équipées en général d'un ou deux étages de puissances d'appoint, qui se déclenchent lorsque la puissance calorifique délivrée par la PAC n'est plus suffisante. Un premier étage se déclenche puis un second si le premier étage n'est pas suffisant.

Le modèle utilisé est donc un modèle d'appoint régulé de façon tout ou rien, et composé de deux résistances électriques d'appoint dont la puissance électrique dépend du dimensionnement de la PAC, et est laissé au choix de l'utilisateur.

6. Conclusions

Ce chapitre nous a permis d'analyser les données constructeurs et d'émettre quelques doutes sur la connaissance de leur contenu. Ces données intègrent-elles une part de fonctionnement à charge partielle ? Intègrent-elles une part de dégradation due au givrage et au dégivrage ? Cette connaissance est impérative. Pour simplifier, les modèles de PAC se décomposent en trois modèles distincts : un modèle de COP et puissance calorifique à pleine charge, un modèle de dégradation à charge partielle, un modèle de dégradation par givrage/dégivrage. Si on utilise des données intégrant une part de charge partielle, ou de dégradation par dégivrage, pour le paramétrage du modèle de puissance et de performance à pleine charge, l'utilisation d'un modèle global incluant ensuite le modèle à charge partielle et le modèle de givrage/dégivrage, prendra alors deux fois en compte les aspects de charge partielle, ou de givrage. Ce qui est a proscrire. Pour éviter ce problème, les résultats du modèle détaillé du laboratoire d'Oak Ridge ont été utilisés comme points de fonctionnement à pleine charge en régime permanent sans givrage/dégivrage en entrée du modèle sélectionné.

Un état de l'art des modèles disponibles dans la littérature nous a permis d'orienter notre choix vers le modèle semi-empirique de Jin et Spitler. Il permet à partir de données constructeurs, ou de résultats issus d'un modèle détaillé de retrouver les paramètres caractéristiques des composants du système. Ce modèle utilise la méthode d'optimisation de Nelder-Mead afin de retrouver les paramètres des PAC.

Ce modèle dédié à la modélisation du comportement des PAC à pleine charge et en régime permanent, est complété par un modèle de dégradation par givrage/dégivrage amélioré sur les aspects d'humidité relative afin de prendre en compte son influence. De plus un modèle de charge partielle simplifié est paramétré à partir des résultats de l'institut suédois SP. Le modèle est également complété par un modèle de régulation du ventilateur de l'unité extérieur de la PAC et un modèle de déclenchement de l'appoint lorsque la puissance calorifique de la PAC n'est plus suffisante.

Le tout est implémenté en langage Pascal dans le modèle d'enveloppe Comfie, en vue de calculer les performances saisonnières de ces systèmes, et d'étudier l'intérêt de la récupération de chaleur par voie thermodynamique.

Chapitre 3 - Modèles de sources d'air tempérées intégrées au bâtiment

1. Introduction

Suite au choix d'un modèle de PAC pertinent pour l'évaluation de son comportement et de ses performances au sein d'un bâtiment, le présent chapitre s'attache à la description des modèles de sources d'air pouvant donner lieu au couplage avec la source froide d'une PAC.

Différents espaces ou dispositifs peuvent constituer des sources d'air dont la température est plus clémente que la température extérieure : (a) vide sanitaire; (b) combles, (c) véranda; (d) ventilation double flux; (e) capteur à air; (f) puits canadien; (g) façade double peau

Ce chapitre présente les modèles de ces différentes sources d'air tempérées.

2. Modèle d'enveloppe du bâtiment

2.1. Principes généraux de modélisation

Le modèle d'enveloppe du bâtiment est basé sur une méthode de modélisation assez classique qui consiste à décomposer le bâtiment en zones thermiques considérées à température homogène, puis en mailles sur lesquelles est réalisé un bilan thermique. L'ensemble des équations qui résultent du bilan d'énergie de chaque maille constitue un système d'équations différentielles qu'il faut résoudre à chaque pas de temps. Cette méthode, traditionnellement très coûteuse en temps de calcul, peut être simplifiée en ayant recours à une méthode de réduction de modèle appelée l'analyse modale. Cette opération de réduction aboutit à la formulation d'un système d'équations plus réduit, ne conservant que les composantes utiles dans la caractérisation du comportement dynamique de l'enveloppe du bâtiment.

Le modèle d'évolution thermique prend en compte les trois modes de transferts classiques dans un bâtiment: conduction, convection et rayonnement. Le bilan d'énergie sur une maille peut s'exprimer sous la forme générale :

$$\begin{array}{c} \textit{Variation temporelle} \\ \textit{d 'énergie interne} \end{array} = \begin{array}{c} \textit{Source interne} \\ \textit{de puissance} \end{array} + \begin{array}{c} \textit{Puissance échangée} \\ \textit{par conduction} \end{array} + \begin{array}{c} \textit{Puissance échangée} \\ \textit{par convection} \end{array} + \begin{array}{c} \textit{Puissance échangée} \\ \textit{par rayonnement} \end{array}$$

a) Transferts par conduction

Les transferts thermiques à travers les parois sont supposés unidirectionnels et perpendiculaires à ces parois. On utilise l'équation de Fourier dans le cas monodimentionnel :

$$\phi_{cond,j\to i} = \frac{\lambda}{e_{ij}} \cdot A_{ij} \cdot \left(T_j - T_i \right) \tag{66}$$

$\phi_{cond,j\to i}$	*Flux thermique entrant dans la maille i à travers A_{ii}*	*[W]*
λ	*Conductivité thermique*	*[W.m^{-1}.K^{-1}]*
e_{ij}	*Distance entre les mailles i et j*	*[m]*
A_{ii}	*Surface de contact entre les mailles i et j*	*[m^2]*

b) Transferts par convection et rayonnement

Les transferts convectifs et radiatifs au niveau des surfaces des parois sont combinés dans un coefficient d'échange h_{ij} unique.

$$\phi_{ray+conv,j\to i} = h_{ij} \cdot A_{ij} \cdot \left(T_j - T_i \right) \tag{67}$$

$\phi_{ray+cond,j\to i}$	*Flux thermique entrant dans la maille i à travers A_{ii}*	*[W]*
h_{ij}	*Coefficient de transfert thermique par convection et rayonnement*	*[W.m^{-2}.K^{-1}]*

Remarque :

Le choix d'un coefficient d'échange global intégrant à la fois les transferts convectifs et radiatifs implique que la température de zone n'est pas exactement la température de l'air. C'est une combinaison de la température de l'air et de la température des surfaces internes des parois constituant la zone. La température de la zone s'approche donc d'une température résultante qui peut être utilisée en simulation et constitue une approximation acceptable de la température de confort des locaux.

Comme les trois types de transferts sont présents en même temps dans une paroi, on peut les regrouper sous la forme :

$$\phi_{global,j\to i} = U_{ij} \cdot A_{ij} \cdot \left(T_j - T_i \right) \tag{68}$$

avec

$$U_{ij} = \frac{1}{1/h_{int} + \sum e_{ij}/\lambda + 1/h_{ext}} \tag{69}$$

U_{ii}	*Coefficient de déperditions thermiques de la paroi*	*[W.m^{-2}.K^{-1}]*

2.2. Vide sanitaire

2.2.1. Principe de modélisation

Un vide sanitaire peut être considéré comme une zone à température homogène qui peut être modélisée par la méthode des volumes finis [NEUV1984], [PEUP1990], [PEUP1994]. Chaque paroi est décomposée en mailles sur lesquelles est écrit un bilan thermique. Le volume d'air du vide sanitaire constitue une maille unique. Dans ce cas, et pour les zones de hauteur moyenne, cette description est une bonne approximation de la réalité. Le modèle ne conviendrait plus pour des pièces de grandes hauteurs.

Le maillage est automatique et se fait selon des critères de composition de paroi (présence d'isolant ou non, et d'inertie). Le nombre de maille n est plus important dans les murs inertes que dans des cloisons légères. Prenons l'exemple des murs périphériques du vide sanitaire ou de la couche de terre constituant la première épaisseur de sol que l'on considère comme inerte. La température de l'air du vide sanitaire étant influencée par les faces internes de ces parois, il semble intéressant de définir des mailles plus fines au voisinage de cette surface interne. Les épaisseurs de mailles du mur sont ainsi reliées par une raison géométrique r. La première maille dispose d'une épaisseur e, la seconde $e \cdot r$, la troisième $e \cdot r^2$, etc. Une étude paramétrique sur divers types de murs a montré que trois mailles sont suffisantes pour obtenir des résultats proches d'une référence qui compte 20 mailles par parois. La valeur r est peu influente et une valeur de trois a été choisie. Ainsi les murs inertes du vide sanitaire sont découpés en trois mailles.

En résumé, dans le cas sans isolant, on place une maille dans les parois peu inerte, et 3 mailles dans les parois inertes, suivant une raison géométrique de 3. Il n'y a jamais de maille dans les isolants car leur capacité thermique est considérée comme négligeable par rapport à celle des autres matériaux. Un isolant est modélisé simplement par une résistance thermique mais sa capacité thermique est ajoutée à celle du ou des matériaux voisins. Dans le cas avec isolant, la partie située du coté intérieur par rapport à l'isolant est également divisée en 3 mailles. Pour la partie extérieure, une maille unique est suffisante. C'est le cas du plancher bas isolé en sous face. Par contre ce même plancher bas est modélisé par 3 mailles dans la zone habitée située au-dessus. Les modèles de zones sont ensuite connectés entre eux par des températures de surfaces appelées « températures équivalentes » car elles intègrent aussi le flux solaire absorbée. La sortie du modèle du vide sanitaire sert d'entrée au modèle de la zone située au-dessus et réciproquement.

La figure 72 illustre le maillage du vide sanitaire et les principaux échanges pris en compte lors de sa modélisation.

- Le bilan thermique sur la maille 1 que constitue le volume d'air est le suivant :

$$\rho_a \cdot C_a \cdot V_a \cdot \frac{dT_1(t)}{dt} = P_{RA} + U_{12} \cdot A_{12} \cdot (T_2 - T_1) + U_{15} \cdot A_{12} \cdot (T_5 - T_1) + U_{18} \cdot A_{12} \cdot (T_8 - T_1) + U_{111} \cdot A_{111} \cdot (T_{11} - T_1) \quad (70)$$

ρ_a	*Masse volumique de l'air*	*[kg.m^{-3}]*
C_a	*Capacité calorifique de l'air*	*[J.kg^{-1}.°C^{-1}]*
V_a	*Volume d'air*	*[m^3]*
P_{RA}	*Puissance échangée par renouvellement d'air*	*[W]*
A_{ij}	*Surface d'échange entre les mailles i et j*	*[m²]*

Le coefficient U_{ij} de transferts thermiques inclut les résistances thermiques superficielles par convection et rayonnement et la part de conduction sur la demi maille.

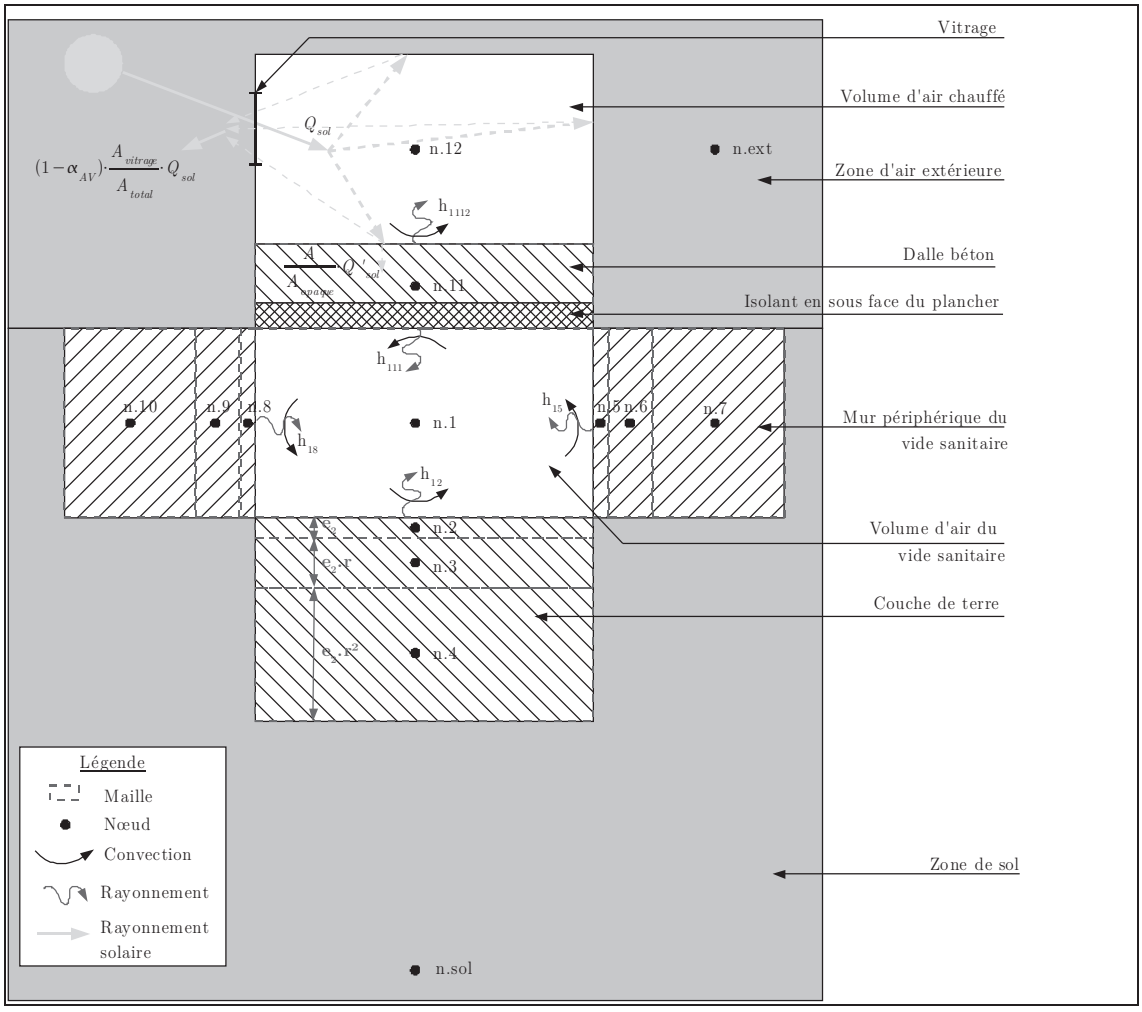


Figure 72: Maillage et bilan thermique du vide sanitaire

Les coefficients de transferts thermiques sont de la forme :

$$U_{ij} = \frac{1}{\frac{1}{h_{ij}} + \frac{e_j}{2 \cdot \lambda_j}} \tag{71}$$

e_i	*Épaisseur de la maille* j	*[m]*
λ_i	*Conductivité du matériau constituant la maille* j	*[W.m^{-1}.K^{-1}]*

La puissance de renouvellement d'air P_{RA} est calculée à l'aide du taux de renouvellement d'air du scénario de ventilation précisé par l'utilisateur. Elle est de la forme :

$$P_{RA} = \rho_a \cdot Cp_a \cdot (\tau_{RA,zi})_{min} \cdot V_{zi} \cdot \left(T_{ext} - T_i \right) \tag{72}$$

Si le taux de renouvellement d'air varie au cours du temps, cette variation est prise en compte durant la simulation par modification des sollicitations.

- Le bilan thermique sur une maille intérieure telle que la maille 2 s'écrit :

$$\rho_t \cdot C_t \cdot e_2 \cdot A \cdot \frac{dT_2(t)}{dt} = U_{12} \cdot A \cdot (T_1 - T_2) + U_{23} \cdot A \cdot (T_3 - T_2) \tag{73}$$

ρ_t	*Masse volumique de la couche de terre*	*[kg.m^{-3}]*
C_t	*Capacité calorifique de la couche de terre*	*[J.kg^{-1}.°C^{-1}]*
U_{12}	*Coefficient de transfert calculé selon l'équation 71*	*[W.m^{-2}.K^{-1}]*
U_{23}	*Coefficient de transfert par conduction entre la maille 2 et 3*	*[W.m^{-2}.K^{-1}]*

$$U_{ij} = \frac{1}{\frac{e_i}{2 \cdot \lambda_i} + \frac{e_j}{2 \cdot \lambda_j}} \tag{74}$$

- Le bilan thermique sur une maille intermédiaire telle que la maille 3 s'écrit :

$$\rho_t \cdot C_t \cdot e_2 \cdot r \cdot A \cdot \frac{dT_3(t)}{dt} = U_{23} \cdot A \cdot (T_2 - T_3) + U_{34} \cdot A \cdot (T_4 - T_3) \tag{75}$$

Les coefficients de transfert globaux U_{ij} de l'équation 75 étant définis selon l'équation 74.

- Le bilan sur une maille extérieure en contact avec le sol telle que la maille 4 s'écrit :

$$\rho_t \cdot C_t \cdot e_2 \cdot r^2 \cdot A \cdot \frac{dT_4(t)}{dt} = U_{34} \cdot A \cdot (T_3 - T_4) + U_{4s} \cdot A \cdot (T_{Sol} - T_4) \quad (76)$$

Le coefficient de transfert global entre la maille 4 et le sol s'écrit

$$U_{is} = \frac{1}{\frac{e_i}{2 \cdot \lambda_i} + \frac{A_{is}}{UA_g}} \quad (77)$$

Avec :

UA_a	*Coefficient de transfert global avec le sol*	*[W.m^{-2}.K^{-1}]*

Ce coefficient de transfert prend en compte les échanges par conduction entre la face inférieure de la couche de terre et une maille de sol à 10 mètres de profondeurs, dont la température est supposée constante tout au long de l'année. Une conductivité thermique de 2 W.m^{-1}.K^{-1} est considérée.

- Le bilan sur la maille constituée du plancher bas, s'écrit

$$\rho_{pl} \cdot C_{pl} \cdot e_{11} \cdot A \cdot \frac{dT_{11}(t)}{dt} = U_{111} \cdot A \cdot (T_1 - T_{11}) + U_{1112} \cdot A \cdot (T_{12} - T_{11}) + \beta \cdot Q'_{sol} \quad (78)$$

ρ_{nl}	*Masse volumique du plancher bas*	*[kg.m^{-3}]*
C_{nl}	*Capacité calorifique du plancher bas*	*[J.kg^{-1}.°C^{-1}]*

Le dernier terme de l'équation 78 correspond au rayonnement solaire reçu par le plancher bas via les vitrages de la zone chauffée. β correspond à la part d'énergie solaire absorbée par la surface du plancher bas et transmise vers la maille.

Selon l'analogie électrique et par l'application du diviseur de courant à la surface de la paroi externe du plancher bas, β a pour expression :

$$\beta = \alpha \cdot \frac{A / A_{opaque}}{1 + h_{ij} \cdot \frac{e}{2 \cdot k}} \quad (79)$$

α	*Facteur d'absorption du plancher*	*[-]*

Q'_{sol} est le flux solaire net restant dans la zone constituée par la maille 12. Il est considéré comme diffus et est distribué sur les différentes parois opaques de la zone au prorata des surfaces de ces parois et de leur facteur d'absorption. Son expression est la suivante :

$$Q'_{sol} = \underbrace{Q_{sol}}_{flux\ entrant} \underbrace{- Q_{sol} \cdot (1 - \alpha_{AV}) \cdot \frac{A_{vitrage}}{A_{total}}}_{flux\ renvoyé\ vers\ l'extérieur} \tag{80}$$

α_{AV}	*Le facteur d'absorption moyen des parois de la zone*	*[-]*
$A_{vitrage}$	*Aire totale des vitrages de la zone*	*[m²]*
A_{total}	*Aire totale des parois de la zone (opaque, vitrée, interne)*	*[m²]*
Q_{sol}	*Rayonnement solaire global*	*[W.m⁻²]*

Q_{sol} est le rayonnement solaire global de la zone. Il regroupe l'ensemble des rayonnements solaires entrant par les différents vitrages de la zone.

Étant donnée la structure linéaire des équations du modèle de zone, l'ensemble des équations précédentes peut être formalisé sous forme d'un système matriciel.

$$\begin{cases} C \cdot \dfrac{d\,\vec{T}(t)}{dt} = A \cdot \vec{T}(t) + E \cdot \vec{U}(t) \\ \vec{Y}(t) = J \cdot \vec{T}(t) + G \cdot \vec{U}(t) \end{cases} \tag{81}$$

$\vec{T}(t)$	*Vecteur ayant pour composantes les températures T_j aux différents nœuds de la discrétisation spatiale. Il est de dimension n.*
C	*Matrice diagonale $(n \times n)$ des capacités calorifiques associées à la maille entourant chaque nœud.*
A	*Matrice carrée de dimension n contenant les termes d'échange entre les mailles.*
$\vec{U}(t)$	*Vecteurs des p sollicitations.*
E	*Matrice rectangle $(n \times p)$ contenant les termes d'échange entre les mailles et les sollicitations.*
$\vec{Y}(t)$	*Vecteur des sorties que l'on souhaite observer.*
J	*Matrice qui relie les sorties aux températures de maille.*
G	*Matrice qui relie les sortie aux sollicitations.*

La méthode de réduction par analyse modale est ensuite utilisée pour résoudre simplement le système d'équation matricielle 81 [BACO1984], [LEFE1988], [CHEN1989].

Le vecteur des températures peut se décomposer comme la somme d'un terme en régime permanent et d'un terme en régime dynamique. En régime permanent, la dérivée du vecteur des températures est nulle, ainsi la première équation du système 81

s'écrit :

$$\vec{T} = -A^{-1} \cdot E \cdot \vec{U}(t) \tag{82}$$

Le vecteur se décompose comme la somme d'un terme en régime dynamique $\vec{T_0}(t)$ et du terme en régime permanent de l'équation 82.

$$\vec{T}(t) = \vec{T_0}(t) - A^{-1} \cdot E \cdot \vec{U}(t) \tag{83}$$

Le système d'équations matriciel devient alors :

$$\begin{cases} \dfrac{d\,\vec{T_0}(t)}{dt} = C^{-1} A \cdot \vec{T_0}(t) + A^{-1} \cdot E \cdot \dfrac{d\,\vec{U}(t)}{dt} \\ \vec{Y}(t) = J \cdot \vec{T_0}(t) + \left(G - J \cdot A^{-1} \cdot E \right) \cdot \vec{U}(t) \end{cases} \tag{84}$$

Le système d'équations matriciel peut être simple à résoudre si la dérivée de la température ne dépend que de cette même température, c'est-à-dire si la matrice formée par $C^{-1}.A$ est diagonale. Cela est possible grâce à un changement de base. Le vecteur des températures $\vec{T}(t)$ est transformé en un vecteur d'état $\vec{X}(t)$ via une matrice passage P.

$$\vec{X}(t) = P \cdot \vec{T}(t) \tag{85}$$

Le système d'équations matriciel 84 s'écrit alors sous la forme :

$$\begin{cases} \dfrac{d\,\vec{X}(t)}{dt} = F \cdot \vec{X}(t) + B \cdot \dfrac{d\,\vec{U}(t)}{dt} \\ \vec{Y}(t) = H \cdot \vec{X}(t) + S \cdot \vec{U}(t) \end{cases} \tag{86}$$

F matrice diagonale des valeur propres λ_i. Les valeur propres inverses sont les temps caractéristiques du système qui peuvent s'écrire sous la forme $-1/\tau_i$, où τ_i représente l'une des constantes de temps qui traduisent le régime dynamique de la zone.

L'intérêt de cette mise en forme du système d'équation matricielle est double : le système est plus simple à résoudre, et il peut se réduire. En effet, certaines constantes de temps sont petites, et les termes du vecteur $\vec{X}(t)$ atteignent leur régime permanent très rapidement. Certaines composantes n'affectent que très peu l'évolution des variables de sorties. On peut alors les négliger dans le calcul de la partie dynamique de $\vec{T_0}(t)$. De plus, certaines constantes de temps reviennent plusieurs fois, notamment dans le cas de murs identiques. Il suffit alors d'utiliser un seul vecteur propre associé dont la valeur propre associée est légèrement supérieure à la valeur propre multiple.

On conserve ainsi les N plus grandes constante de temps différentes afin de réduire l'ordre du modèle. Les études de validation ont montré qu'un mode unique est

suffisant pour l'évaluation saisonnière des besoins de chauffage. Pour des temps de simulation plus court, trois modes sont nécessaires.

$$\begin{cases} \dfrac{d\vec{X_r}(t)}{dt} = F_r \cdot \vec{X_r}(t) + B_r \cdot \dfrac{d\vec{U}(t)}{dt} \\ \vec{Y}(t) = H_r \cdot \vec{X_r}(t) + S \cdot \vec{U}(t) \end{cases} \tag{87}$$

La méthode précédente permet d'obtenir un modèle réduit pour chaque zone thermique. La même méthode est appliquée à chacune des zones du projet. Pour obtenir le modèle global du bâtiment il faut coupler les modèles de zone entre eux à l'aide des variables de couplage [BLAN1987]. Ces variables de couplage sont les températures d'air équivalente de chacune des zones. Les vecteurs des sollicitations $\vec{U}(t)$ peuvent être décomposés en un vecteur des sollicitations extérieures et d'un vecteur de variables de couplage correspondant aux températures équivalentes de zone. A l'aide des modèles réduits de chacune des zones on forme un système global d'équations matricielles pour l'ensemble du bâtiment.

$$\begin{cases} \dfrac{d\vec{X_g}(t)}{dt} = F_g \cdot \vec{X_g}(t) + B_{g,1} \cdot \dfrac{d\vec{U_g}(t)}{dt} + B_{g,2} \cdot \dfrac{d\vec{Y_g}(t)}{dt} \\ \vec{Y_g}(t) = H_g \cdot \vec{X_g}(t) + S_{g,1} \cdot \vec{U_g}(t) + S_{g,2} \cdot \vec{Y_g}(t) \end{cases} \tag{88}$$

Ce système peut alors être intégré sur un pas de temps Δt donné. On peut ainsi obtenir les valeurs au pas de temps $(n+1)\cdot\Delta t$, noté $\vec{X_g^{n+1}}(t)$, $\vec{Y_g^{n+1}}(t)$ en fonction des valeurs de $\vec{X_g^{n}}(t)$ $\vec{Y_g^{n}}(t)$ du pas de temps $n\cdot\Delta t$.

Le système d'équations 88 devient :

$$\begin{cases} \vec{X_g^{n+1}}(t) = \exp\left(F_g \cdot \Delta t\right) \cdot \vec{X_g^{n}}(t) + W_{g,1} \cdot \left(\vec{U_g^{n+1}} - \vec{U_g^{n}}\right) + W_{g,2} \cdot \left(\vec{Y_g^{n+1}} - \vec{Y_g^{n}}\right) \\ \vec{Y_g^{n+1}}(t) = H_g \cdot \vec{X_g^{n+1}}(t) + S_{g,1} \cdot \vec{U_g^{n+1}}(t) + S_{g,2} \cdot \vec{Y_g^{n+1}}(t) \end{cases} \tag{89}$$

La matrice $\exp\left(F_g \cdot \Delta t\right)$ est une matrice diagonale dont les i^{ème} coefficients sont de la forme $\exp\left(\tau_i \cdot \Delta t\right)$.

Les matrices $W_{g,1}$ et $W_{g,2}$ sont reliées respectivement aux matrices $B_{g,1}$ et $B_{g,2}$ par la relation :

$$W_i^j = \frac{\tau_i}{\Delta t} \cdot \left(1 - \exp\left(\frac{-\Delta t}{\tau_i}\right)\right) \cdot B_i^j \tag{90}$$

Pour résoudre le système 89, on remplace $\vec{X_g^{n+1}}(t)$ dans la deuxième équation.

2.2.2. Limites et discussion

Il est difficile d'évaluer les débits de ventilation dans un vide sanitaire. Les vitesses d'air dépendent de la dépression naturelle entre intérieur et extérieur, et du trajet du flux d'air à l'intérieur du vide sanitaire. Les bouches de ventilation doivent assurer le balayage de l'ensemble du vide sanitaire, et leur implantation influence les échanges entre intérieur et extérieur.

Les échanges thermiques dans le sol sont complexes. Les champs de température sont tri-dimensionnelles et varient au cours du temps. La température extérieure et les coefficients de transfert de chaleur à la surface du sol varient également avec le temps.

Le type d'isolation et la structure des fondations, ainsi que leur géométrie introduisent un grand nombre de paramètre lors de la modélisation des pertes thermiques par le sol.

Les propriétés thermiques du sol varient d'une région à l'autre. Le sol est souvent hétérogène et composé d'éléments aux propriétés thermiques différentes.

Les mouvements d'humidité peuvent influencer les échanges thermiques. La neige peut se comporter comme une résistance thermique variant au cours du temps à la surface du sol. Au cours de l'hiver, l'eau contenue dans le sol peut alors geler. Dans ce cas, la chaleur latente de fusion qui traduit la chaleur libérée lors du passage de l'état liquide à l'état solide de l'eau doit être prise en compte. La conductivité thermique est également différente lorsque le sol est gelé ou non. La présence de nappe phréatique à proximité du système étudié peut avoir une grande influence dans les échanges thermiques par le sol. Dans ce cas, les effets de convection thermique dans le sol au-dessous de la nappe doivent être pris en compte [HAGE1986].

On comprend alors les difficultés de modélisation détaillée des transferts thermiques et hydrides dans un vide sanitaire, à la fois en contact avec le sol, en contact avec un espace chauffé, lieu de circulation d'air d'échange et de mouvement d'humidité.

2.2.3. Exemple d'application

Soit un vide sanitaire de 60 cm de hauteur situé sous une maison de 70 m^2 au climat de Trappes. Les murs périphériques sont en parpaing et le plancher bas de maison est isolé en sous-face avec des plaques de 20 cm de polyuréthane.

Il est alors possible d'observer la température de l'air à l'intérieur du vide sanitaire lors de la semaine la plus froide pour différents débits de renouvellement d'air imposé par un scénario de ventilation. On considère qu'à l'état non-perturbé le vide sanitaire est ventilé naturellement avec un taux de renouvellement d'air de 1 volume par heure. Cela correspond à un débit de 43 $m^3.h^{-1}$ (figure 73).

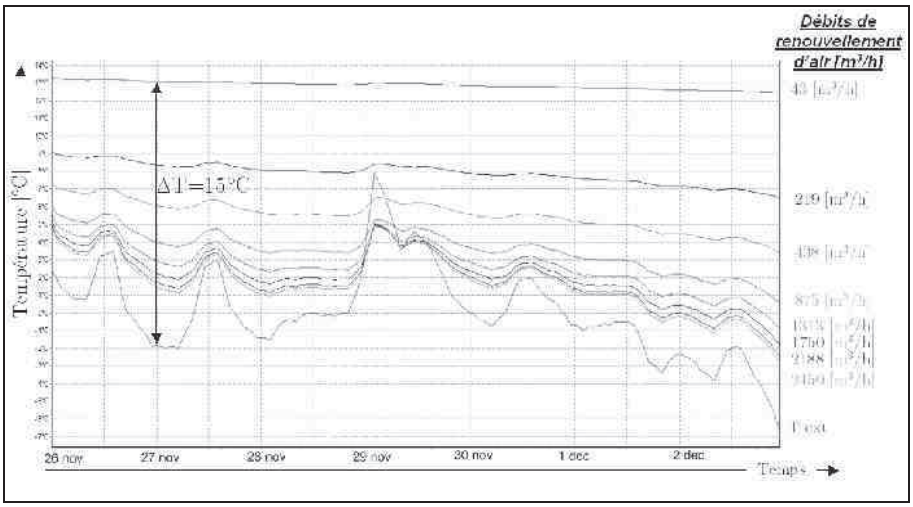


Figure 73: Évolution de la température d'un vide sanitaire au climat de Trappes pour différent taux débit de renouvellement d'air

Comme on pouvait s'y attendre, l'augmentation du débit de renouvellement dans le vide sanitaire fait baisser sa température. L'écart de température avec la température extérieure est de l'ordre de 15°C pour des débits de renouvellement faibles et de 2°C pour des débits correspondant au débit nécessaire au niveau de l'échangeur extérieur d'une PAC air-air d'une puissance de nominale de 8 kW.

La diminution de la température du vide sanitaire, implique l'augmentation de l'écart de température entre le vide sanitaire et la zone chauffée, et donc une augmentation des besoins de chauffage. La figure 74 présente l'écart relatif des besoins de chauffage de la zone chauffée pour les différentes valeur de débit de renouvellement d'air, par rapport à la maison de référence dont le renouvellement d'air du vide sanitaire est de 1 volume par heure.

On constate que même pour un plancher bas bien isolé on observe une augmentation de 4% à 7% des besoins de chauffage des locaux à chauffer.

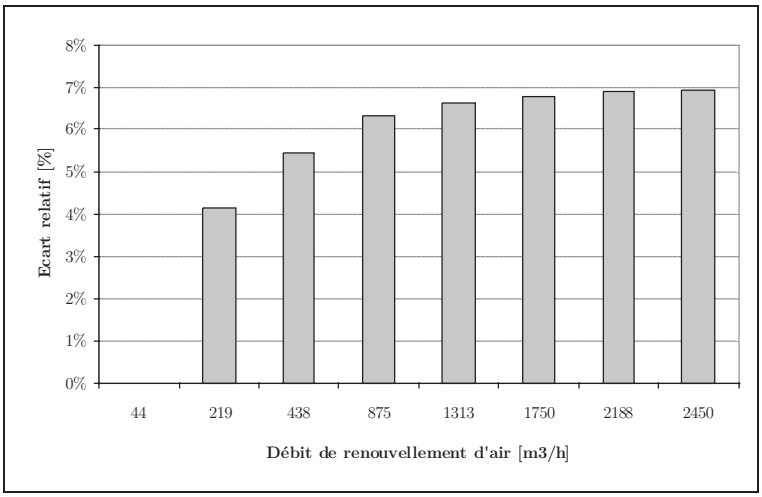


Figure 74: Écart relatif des besoins de chauffage de la zone chauffée par rapport au cas du vide sanitaire ventilé de façon naturelle à 1 volume par heure

Cette application illustre bien la problématique posée par le couplage de la source froide de la PAC avec une source d'air tempérée. Les débits d'air nécessaires au niveau de l'échangeur extérieur de la PAC implique nécessairement une augmentation du débit de renouvellement de la zone et donc une augmentation des besoins de chauffage de la zone chauffée.

Tout l'enjeu est de savoir si l'augmentation possible des performances de la PAC (grâce au couplage avec une source d'air tempérée) peut permettre de couvrir l'augmentation des besoins de chauffage et de réaliser des économies d'énergie.

2.3. Comble

2.3.1. Principe de modélisation

Un comble est modélisé comme une zone du bâtiment. La méthode présentée précédemment est utilisée pour discrétiser et établir le modèle de la zone. Les bilans sur chacune des mailles sont similaires à ceux présentés dans le cas du vide sanitaire. Seule différence, la maille extérieure de la toiture reçoit une certaine quantité de flux solaire, selon son inclinaison et son orientation. Si on considère que les éléments de toiture forment une composition de faible inertie, un maillage avec un seul nœud est alors possible. De même pour le plancher haut, si il est isolé sur sa face supérieure, le plancher est considéré comme une unique maille.

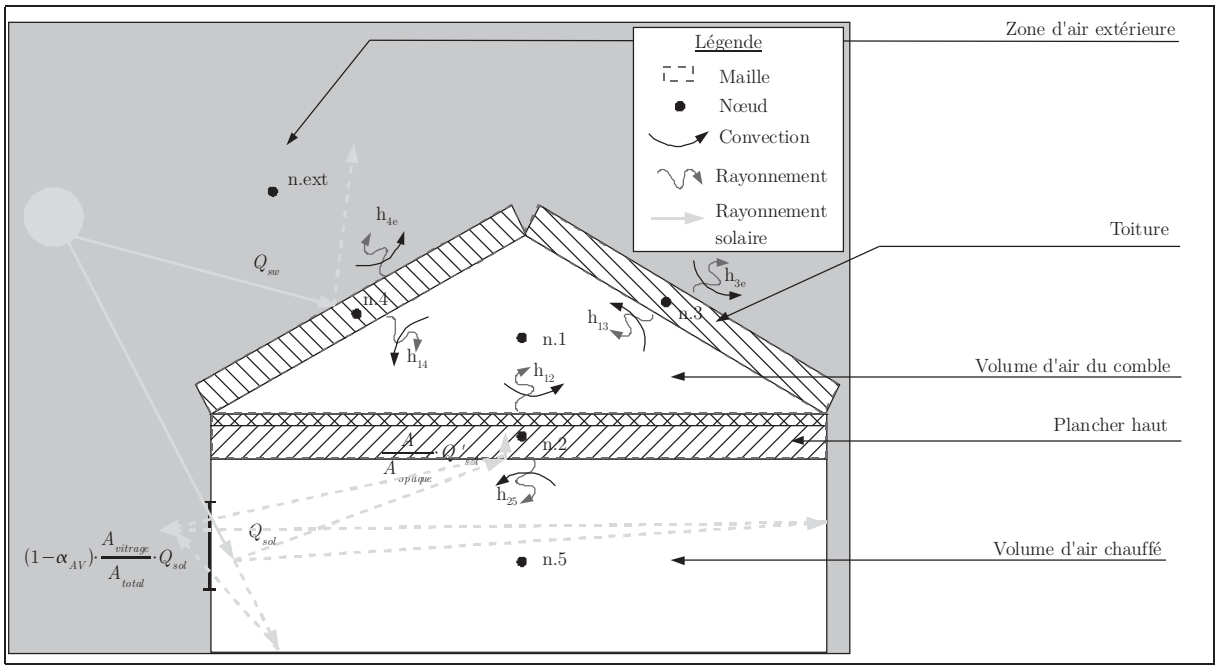


Figure 75: Maillage et bilan thermique du comble

Le bilan thermique sur la maille 4 recevant une partie du flux solaire s'écrit :

$$\rho_{tt} \cdot C_{tt} \cdot e_4 \cdot A \cdot \frac{dT_{11}(t)}{dt} = U_{14} \cdot A \cdot (T_1 - T_4) + U_{4e} \cdot A \cdot (T_{ext} - T_4) + \alpha \cdot A \cdot Q_{sw} \quad (91)$$

Q_{sw}	*Rayonnement solaire incident sur un mur opaque*	*[W.m^{-2}]*
α	*Facteur d'absorption de la paroi ou expression comme* β *(équation 72)*	*[-]*

2.3.2. Exemple d'application

Soit un comble perdu situé au dessus d'une maison chauffée, dont le plancher haut est isolé avec 20 cm de laine minérale. Il occupe un volume de 19 m^3, sous une toiture non isolée, inclinée à 45° et orientée Nord/Sud. Un taux de renouvellement naturel par infiltration est considéré constant pour l'ensemble des variantes présentées et égale à 1 volume par heure. On observe à la figure 76, l'évolution de la température du comble au cours de la semaine la plus froide, au climat de Trappes, pour différentes isolations de la sous-face de la toiture.

L'augmentation de l'épaisseur d'isolation de la sous-pente de toit permet d'augmenter la température du comble. Ceci est vrai pour un débit constant. Mais on le verra lors des applications de couplage l'isolation de la sous-pente peut être gênante. Le couplage avec la source froide décharge le comble, et l'isolation de la sous pente peut être gênante lors de la recharge du comble par les apports solaires.

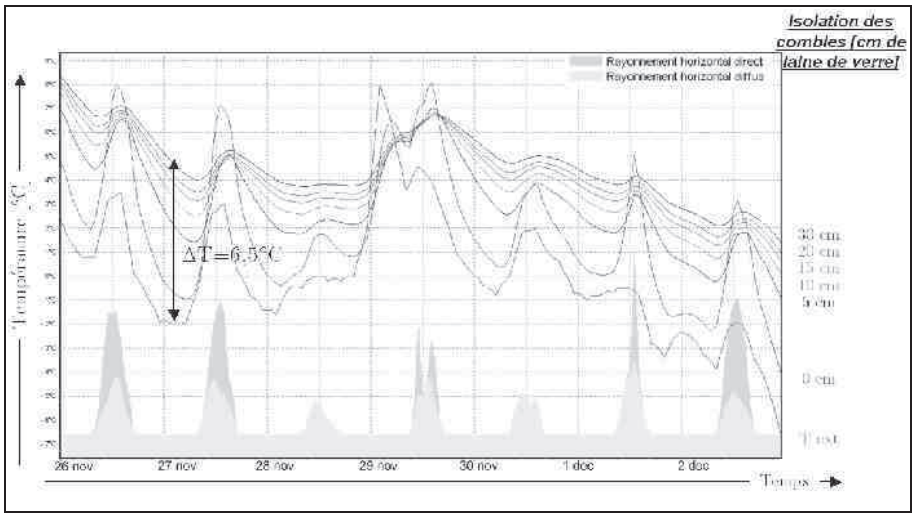


Figure 76: Évolution des températures intérieures du comble perdu d'un volume de 19 m³, en fonction de l'isolation de la sous-pente de toit au climat de Trappes

2.4. Véranda

2.4.1. Principe de modélisation

Comme pour les isolants, on ne place pas de maille dans un vitrage considéré comme peu inerte: la surface des vitres est grande par rapport à leur volume, et on suppose que le régime permanent est atteint rapidement dans ce type de composants. La résistance variable liée à l'usage des occultations est prise en compte au niveau de la simulation, en introduisant une puissance de chauffe équivalente à la diminution des déperditions.

Le flux solaire traversant les vitrages forme pour chaque zone une sollicitation unique, en prenant éventuellement en compte le pourcentage d'occultation donné par le scénario complété par l'utilisateur. Le facteur solaire ou taux de transmission τ_t à travers le vitrage varie en fonction de l'angle d'incidence γ. Le calcul de sa valeur est défini dans le cas d'un simple vitrage :

$$\tau_t = \tau_{tn} \cdot \cos(\gamma) \cdot (2{,}5 - 1{,}56\cos(\gamma)) \qquad (92)$$

Où

τ_{tn} *Taux de transmission normale lorsque le flux solaire arrive perpendiculairement à la surface du vitrage.*

Le rayonnement solaire transmis par les différents vitrages de la zone est globalisé dans un flux unique considéré comme diffus. Un facteur d'absorption moyen α_{AV} est calculé en tenant compte de toutes les parois de la zone, y compris la paroi interne. Une proportion $(1-\alpha_{AV})$ est réfléchie par les murs et on suppose qu'une proportion

$(A_{vitrage}/A_{totale})$ est renvoyée hors de la zone à travers les vitrages.

Le flux solaire net Q'_{sol} restant dans la zone est alors donné par l'équation 70. Ce flux est considéré comme diffus et distribué sur les différentes parois en fonction de leur surface.

Une partie du flux pénètre jusqu'à la première maille de la paroi, le reste est cédé à la maille associée à l'air et au mobilier. Les proportions respectives sont calculées par un bilan thermique à la surface de la paroi.

La surface du sol autour du bâtiment influence le rayonnement solaire reçu par les parois, en réfléchissant une partie du rayonnement solaire. Le facteur de réflexion ou « albedo » est défini mois par mois pour tenir compte des variations saisonnières (avec ou sans neige par exemple).

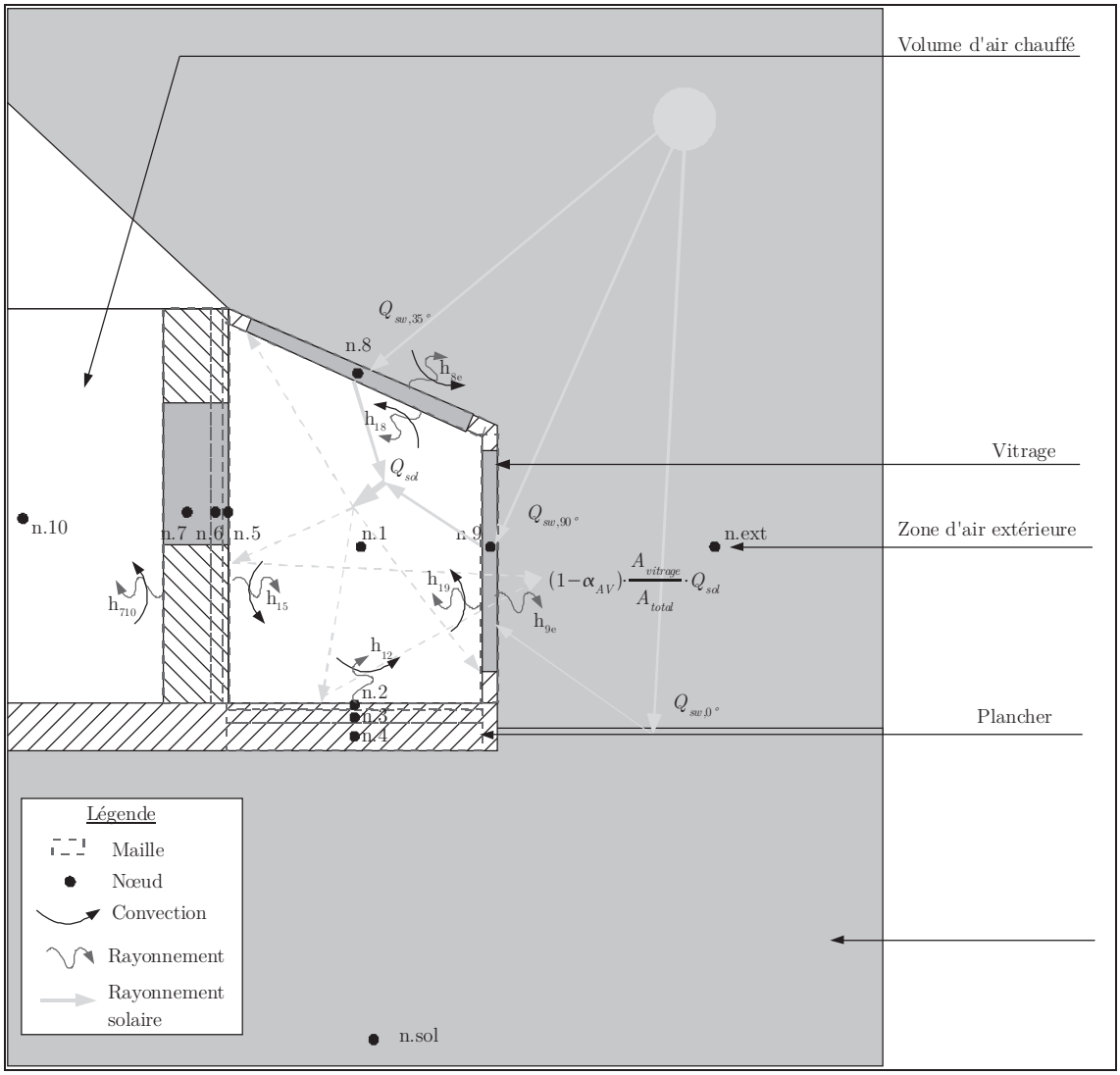


Figure 77: Maillage et bilan thermique de la véranda

L'environnement proche du bâtiment étudié (autres bâtiments, arbres, relief) peut constituer des masques, qui sont pris en compte dans le calcul du rayonnement solaire incident.

2.4.2. Exemple d'application

Soit une véranda de 20 m² accolée à une maison dont les murs sont isolés avec 10 cm de polystyrène expansé, et dont les fenêtres intermédiaires sont à isolation renforcée (double vitrage peu émissif à lame d'argon). Son orientation est double, disposant de deux parois entièrement vitrée, l'une exposée au Sud, l'autre exposée à l'Est et d'une toiture également entièrement vitrée, inclinée de 20° et orientée au sud. On considère peu d'infiltration d'air dans la véranda, avec un taux de renouvellement d'air de 0,2 volume par heure.

On observe (figure 78) la température de la véranda au cours de la semaine la plus froide, au climat de Trappes, pour différentes caractéristiques de vitrage constituant la véranda. Des écarts de 16°C entre la température du vide sanitaire et l'extérieur sont constatés pour une véranda constituée de double vitrage performant à faible émissivité.

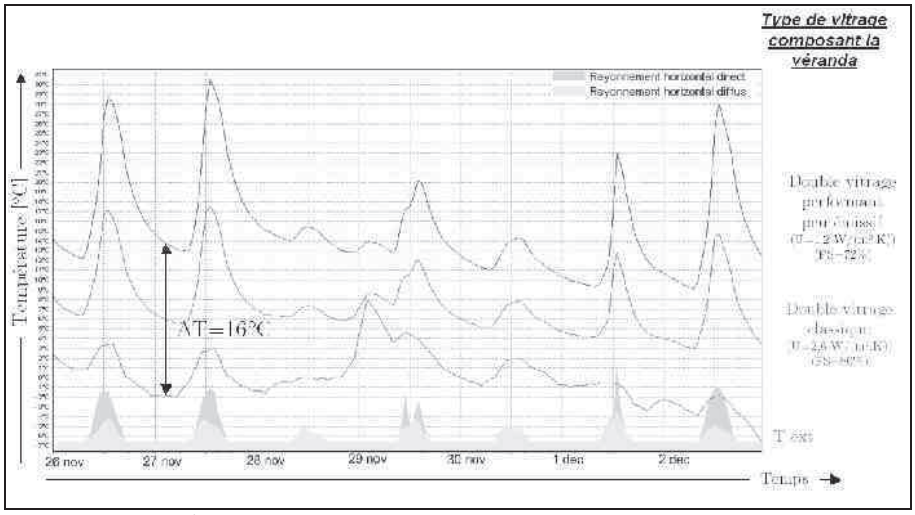


Figure 78: Évolution de la température de l'air d'une véranda de 20 m² orientée Sud/Est, au climat de Trappes

2.5. Capteur solaire hybride à air

2.5.1. Principe de modélisation

Ces systèmes sont également modélisées comme des zones thermiques, de la même manière que la véranda.

2.6. Échangeur double flux

2.6.1. Principe de modélisation

Il s'agit d'un échangeur statique qui permet de préchauffer l'air neuf de ventilation en récupérant la chaleur contenue dans l'air vicié. Seule la chaleur sensible est récupérée. L'air extrait reste un peu plus chaud que l'air extérieur, et peut donc être utilisé comme source tempérée.

La modélisation est simplifiée et considère une efficacité d'échangeur moyenne.

On considère que le débit massique d'air neuf insufflé est égal au débit d'air neuf extrait. Les fuites et les pertes de charges à travers le réseau de ventilation sont négligées.

$$\dot{m}_{ae,e} = \dot{m}_{ae,s} = \dot{m}_{an,e} = \dot{m}_{an,s} = \dot{m}_{ech} \tag{93}$$

$\dot{m}_{ae,e}$ *Débit massique d'air extrait du logement, à l'entrée de l'échangeur double flux* $[kg.s^{-1}]$

$\dot{m}_{ae,s}$ *Débit massique d'air extrait du logement, à la sortie de l'échangeur double flux* $[kg.s^{-1}]$

$\dot{m}_{an,e}$ *Débit massique d'air neuf, à l'entrée de l'échangeur double flux* $[kg.s^{-1}]$

$\dot{m}_{an,s}$ *Débit massique d'air neuf, à la sortie de l'échangeur double flux* $[kg.s^{-1}]$

$\dot{m}_{ech}$ *Débit massique d'air traité par l'échangeur double flux* $[kg.s^{-1}]$

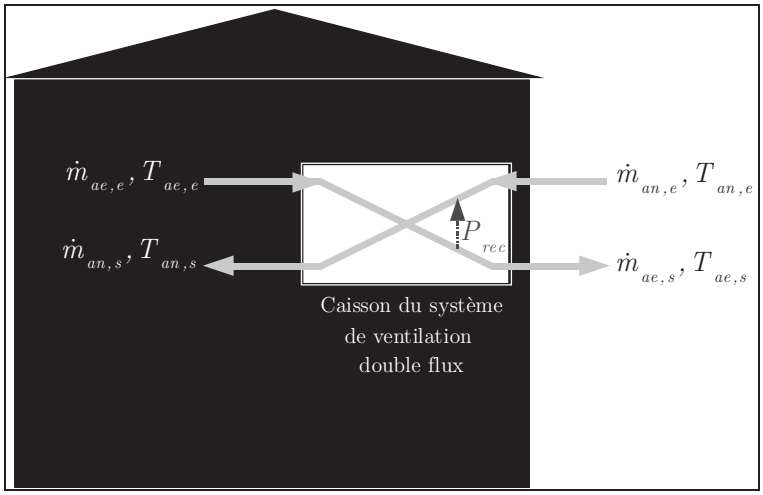


Figure 79: Schéma de principe d'un système de ventilation double flux

La puissance échangée P_{rec} entre le flux chaud et le flux froid s'exprime par :

$$P_{rec} = \dot{m}_{ech} \cdot Cp_{air} \cdot \left(T_{ae,e} - T_{ae,s} \right) = \dot{m}_{ech} \cdot Cp_{air} \cdot \left(T_{an,s} - T_{an,e} \right) \tag{94}$$

$T_{ae,e}$ *Température de l'air extrait à l'entrée de l'échangeur double flux* $[°C]$

$T_{ae,s}$	*Température de l'air extrait à la sortie de l'échangeur double flux*	*[°C]*
$T_{an,e}$	*Température de l'air neuf à l'entrée de l'échangeur double flux*	*[°C]*
$T_{an,s}$	*Température de l'air neuf à la sortie de l'échangeur double flux*	*[°C]*

L'efficacité de l'échangeur se définit comme le rapport entre la puissance récupérée et la puissance maximale théorique récupérable :

$$\varepsilon_{ech} = \frac{P_{rec}}{P_{rec,max}} \tag{95}$$

P_{rec}	*Puissance récupérée par l'air neuf*	*[W]*
$P_{ech,max}$	*Puissance théorique maximale récupérable*	*[W]*

La puissance maximale théorique récupérable est la puissance qui serait récupérée par un échangeur idéal.

$$P_{rec,max} = \dot{m}_{ech} \cdot Cp_{air} \cdot \left(T_{ae,e} - T_{an,e} \right) \tag{96}$$

L'efficacité de l'échangeur s'écrit alors :

$$\varepsilon_{ech} = \frac{T_{ae,e} - T_{ae,s}}{T_{ae,e} - T_{an,e}} \tag{97}$$

Pour une efficacité d'échangeur donnée, la température de sortie de l'air extrait s'écrit :

$$T_{ae,s} = T_{ae,e} - \varepsilon_{ech} \cdot \left(T_{ae,e} - T_{an,e} \right) \tag{98}$$

Bien qu'une partie de la chaleur contenue dans l'air extrait soit transférée à l'air neuf entrant, la température de l'air extrait en sortie de l'échangeur double flux est supérieure à la température extérieure. Il est possible de se servir de cette source d'air tempérée pour alimenter la source froide d'une PAC air-air.

2.6.2. Limites et discussion

Le modèle présenté considère une efficacité d'échangeur moyenne au cours de l'année, alors qu'en pratique son efficacité varie au cours du temps en fonction des températures à ces sources, et de l'humidité de l'air. Ce modèle convient bien pour des bilans saisonniers et le calcul des besoins de chauffage annuel mais pourrait être amélioré pour avoir une meilleure idée des températures d'air en sortie de l'échangeur.

2.6.3. Exemple d'application

Soit un échangeur double flux en place pour assurer la ventilation d'une maison de 135 m². La température de consigne de chauffage est de 19°C. Elle assure un débit

d'extraction et de soufflage identique de 0,5 volume par heure. Ce qui correspond à un dédit d'air de l'ordre de 200 $m^3.h^{-1}$.

On observe (figure 80) l'évolution de la température de l'air extrait à la sortie de l'échangeur double flux pour différentes valeurs d'efficacité moyennes de l'échangeur double flux.

L'air extrait de ventilation sera d'autant plus intéressant que l'efficacité de l'échangeur double sera faible. Du point de vue de l'utilisation de l'air extrait comme source froide d'une pompe à chaleur, il est sans doute plus intéressant d'utiliser l'air extrait d'une ventilation simple flux (qui correspond au cas où l'efficacité de l'échangeur est nulle), que l'air extrait d'une ventilation double flux quelle qu'elle soit.

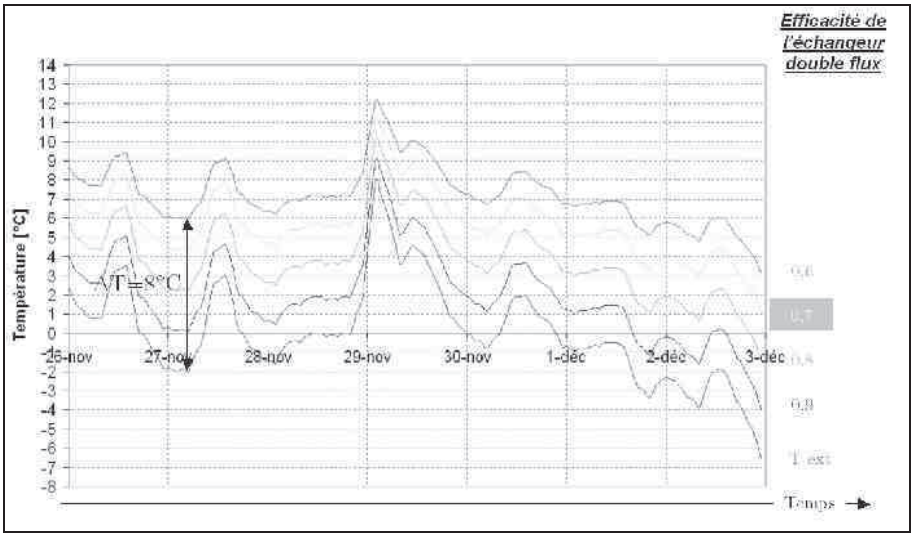


Figure 80: Évolution de température de l'air extrait à la sortie d'une ventilation double flux, pour différente valeur d'efficacité de l'échangeur, au climat de Trappes

2.7. Échangeur air-sol

2.7.1. Principe de modélisation

Le système d'échangeur air-sol[48] est utilisé pour limiter les puissances échangées par renouvellement d'air entre l'air extérieur et l'air intérieur des locaux, en été, comme en hiver. L'air extérieur est soumis à de fortes variations de température journalières et saisonnières. La température du sol à quelques mètres sous sa surface reste peu variable au cours de l'année. Elle est plus fraîche que la température extérieure en période estivale et plus chaude l'hiver. Un tube, de plusieurs dizaines de mètres de long, enterré à quelques mètres de profondeur peut servir d'échangeur entre le sol et l'air. L'été, l'air de ventilation peut être rafraîchi au contact de ce tube avant d'être insufflé dans les

48 Aussi souvent appelé, puits canadien, puits provençal, puits climatique.

locaux. Inversement, l'hiver, l'air peut être préchauffé pour limiter les déperditions par renouvellement d'air.

Dans le cadre de cette thèse, l'air de l'échangeur air-sol peut être utilisé pour alimenter directement ou indirectement la source froide d'une PAC. Avec une température plus douce au niveau de sa source froide, les performances saisonnières de la PAC peuvent être améliorées et sa consommation diminuée. Mais les performances du système global du couplage (PAC + échangeur air-sol) doivent intégrer la consommation du ventilateur supplémentaire pour faire circuler l'air et vaincre les pertes de charge à travers l'échangeur air-sol. Les gains sur les performances et la consommation de la PAC peuvent-ils couvrir la consommation supplémentaire du ventilateur de l'échangeur air-sol ? Des économies d'énergie sont-elles envisageables ?

Pour apporter des éléments de réponse à cette question, le modèle d'échangeur air-sol développé et implémenté par S. Thiers dans le logiciel *Pléiades+Comfie* [THIE2008] a été couplé au modèle de PAC présenté au chapitre 2. L'objet de cette partie concerne la présentation du modèle d'échangeur air-sol.

Le modèle échangeur air-sol est basé sur l'assemblage de deux modèles :

- un modèle thermique de sol calcule la température du sol à tout moment et en tout point ;
- un modèle thermique d'échangeur calcule la température à la sortie de l'échangeur en fonction de la température de l'air à l'entrée et des conditions aux limites imposés par le modèle de thermique de sol.

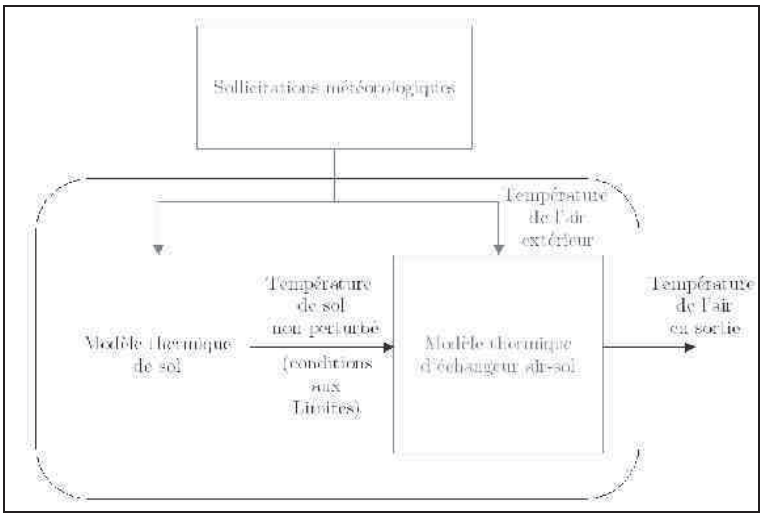


Figure 81: Schéma de principe du modèle d'échangeur air-sol

2.7.1.1. Modèle d'échangeur air-sol

Le modèle de sol précédemment présenté sert à établir les conditions aux limites du modèle d'échangeur air-sol, dont on présente les principales hypothèses ci-après.

Le modèle d'échangeur air-sol est basé sur la méthode des volumes finis. Ainsi, l'air, l'échangeur et le sol environnant sont découpés en mailles, sur lesquelles est réalisé un bilan thermique. Les températures et les caractéristiques physiques sont supposées uniformes dans chaque maille. L'échangeur air-sol parcourt le sol selon un plan supposé horizontal. Il est découpé en tronçons. Chaque tronçon est découpé en mailles cylindriques. Au total 4 mailles sont considérées pour chacun des tronçons :

- Une première maille cylindrique caractérise le volume d'air circulant dans le tronçon ;
- Une seconde maille tubulaire autour de la première caractérise l'ensemble du tube qui constitue l'échangeur air-sol ;
- Une troisième maille tubulaire entoure la maille du tube et caractérise le sol proche du tube. Elle a pour rôle la prise en compte des transferts par conduction et du stockage thermique du sol au voisinage du tube ;
- Une quatrième maille de sol entoure la troisième maille et correspond au sol plus éloigné du tube. Dans le cas où le système d'échangeur air-sol est constitué de plusieurs tubes positionnés proches les uns des autres, la quatrième maille est commune à chaque tube et prend en compte les interactions entre ces tubes La surface extérieure de la quatrième maille constitue les limites du systèmes dont les conditions sont imposées par le modèle de sol précédemment présenté (§ 2.7.1.1).

Comme pour le modèle d'enveloppe du bâtiment présenté au début du présent chapitre, un bilan thermique est réalisé sur chacune des mailles. Le modèle prend en compte :

- La circulation de l'air entre les mailles ;
- Les transferts convectifs entre la maille d'air et la maille de tube ;
- Les transferts conductifs entre les différentes mailles solides ;
- Les transferts conductifs entre la surface du sol libre et la surface extérieure de la seconde maille de sol ;
- L'inertie thermique dans chacune des mailles ;
- Les interactions par transferts conductifs entre les tubes dans le cas où ils sont suffisamment proches.

Le bilan sur la maille d'air est découplé du bilan sur les mailles solides. La résolution du système se fait de proche en proche. Le bilan sur la maille d'air permet le calcul de la température d'air à la sortie du tronçon. Une température moyenne d'air dans chaque tronçon est déduite et sert de sollicitation au bilan thermique des mailles solides.

L'ensemble des équations des mailles solides de chaque tronçon constitue un système d'équations qu'il est possible de mettre sous forme matricielle et de résoudre à chaque pas de temps :

$$C \cdot \frac{d\,\vec{T}(t)}{dt} = A \cdot \vec{T}(t) + E \cdot \vec{U}(t) \tag{99}$$

C *Matrice diagonale des capacités thermiques des mailles du tube et du sol ;*

$\vec{T}(t)$ *Vecteur ayant pour composantes les températures moyennes des différentes mailles de la discrétisation spatiale.*

A *Matrice carré contenant les termes d'échanges entre les mailles.*

E *Matrice carré contenant les termes d'échanges entre les mailles et les sollicitations*

$\vec{U}(t)$ *Vecteurs des sollicitations contenant la température moyenne de l'air dans le tronçon et la température de sol sur la surface extérieure des mailles les plus éloignées du tube.*

Les étapes de la résolution du système matriciel des mailles solides sont identiques à celles de la résolution du système matriciel d'équations formé par la modélisation d'une zone du bâtiment, présenté en début de chapitre. La résolution de ce système permet le calcul des températures des mailles de tube et de sol pour chacun des tronçons. La température de l'air à la sortie du tronçon est utilisée comme entrée pour le tronçon suivant.

De proche en proche, on calcule la température d'air et la température des mailles solides de chaque tronçon, et ce jusqu'au dernier. La température d'air de sortie du dernier tronçon constitue l'air qui sera insufflé pour ventiler le bâtiment.

2.7.2. Limites et discussion

Le choix de certaines hypothèses, la nécessité de simplification des phénomènes et le choix de la méthode de résolution confèrent quelques limites au modèle. Il ne prend pas en compte:

- L'humidité de l'air et les changements d'état de la vapeur d'eau contenue dans l'air au moment de son passage dans les tubes ;
- La variation du débit d'air au cours de la simulation ;
- Les phénomènes d'évolution de la température du sol sur plusieurs années.

2.7.3. Exemple d'application

On considère un échangeur air-sol de 50 mètres de long et de 25 cm de diamètre en polyéthylène, enterré à 2 m de profondeur, dont le dimensionnement est prévu pour assurer le débit de ventilation hygiénique d'une maison individuelle de 135 m^2. Les débits associés sont de l'ordre de 210 m^3.

On observe (figure 82) la température d'air à la sortie de l'échangeur air-sol pour différents débits d'air le traversant. Plus on augmente le débit d'air, plus sa température à la sortie est proche de la température extérieure.

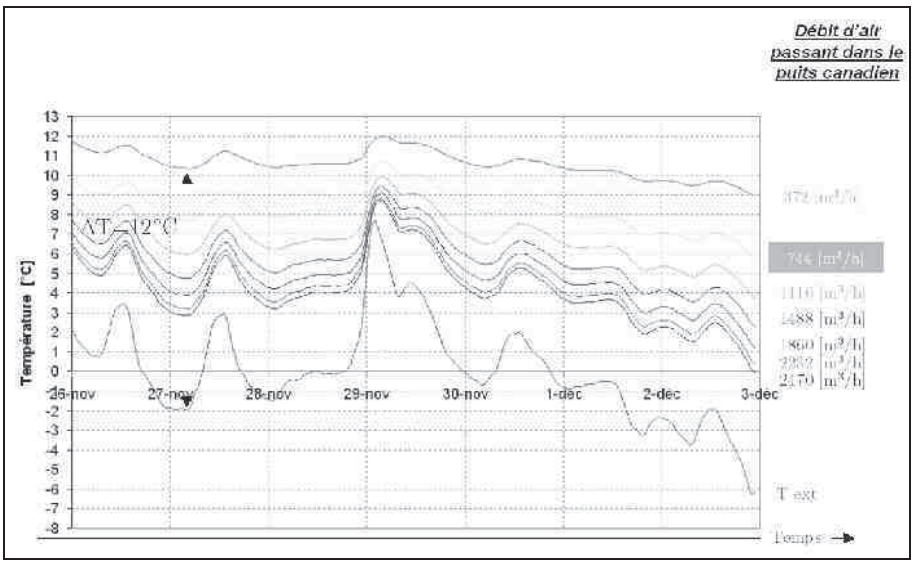


Figure 82: Évolution de la température d'air à la sortie de l'échangeur air-sol, en fonction du débit d'air passant à travers ce dernier, dans le climat de Trappes.

On observe (figure 83) l'évolution de l'air à la sortie d'un échangeur air sol dont on fait varier le nombre de tubes dans le sol, à débit d'air identique. Plus il y a de tubes enterrés, plus il y a d'échange avec le sol, plus la température à la sortie de l'échangeur est élevée.

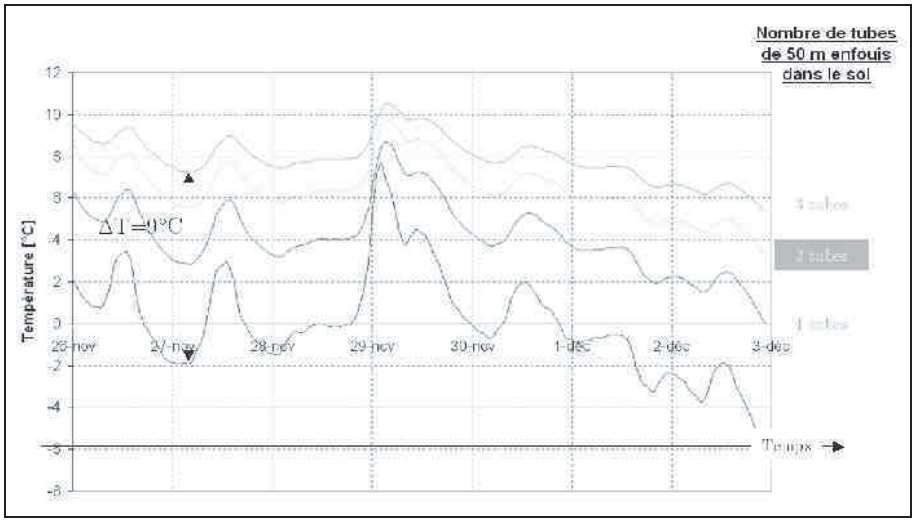


Figure 83: Évolution de la température à la sortie de l'échangeur air-sol en fonction du nombre de tubes enterrés dans le sol

3. Couplage des composants PAC/bâtiments

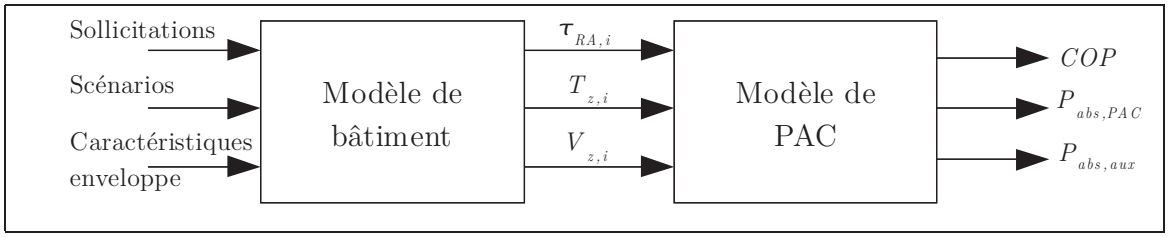


Figure 84: Couplage directe des modèles bâtiment/PAC sans perturbation

Au chapitre 1, deux configurations de mise en œuvre de PAC dans le bâtiment ont été proposées : le *couplage direct* et le *couplage indirect*. Le *couplage indirect* propose d'utiliser l'air tempéré de zones attenantes à la zone chauffée sans perturbation de leur comportement conventionnel (figure 84). Le comportement conventionnel correspond au comportement de la zone non perturbé, c'est-à-dire dans les conditions naturelles d'utilisation et de fonctionnement. Par exemple, dans les conditions non perturbées, une zone i est ventilée naturellement. On peut supposer son débit de renouvellement d'air égal à $\tau_{RA,i}$ volume par heure. Pour un volume de zone $V_{z,i}$, un débit total d'air égal à $\tau_{RA,i} \times V_{z,i}$ $m^3.h^{-1}$ est susceptible d'être utilisé pour alimenter l'unité extérieure de la PAC. Un ventilateur supplémentaire est considéré pour acheminer l'air de la zone à l'unité extérieure de la PAC. Dans cette configuration, l'utilisation du comportement non perturbé des zones attenantes à la zone chauffée, n'implique aucune interaction entre le modèle de PAC et le modèle de bâtiment. La configuration de *couplage indirect*

laisse tout de même la possibilité de réguler de façon *tout ou rien* (figure 85) le débit de renouvellement d'air de la zone d'air tempérée en fonction de ses conditions de températures par rapport à la température extérieure. Lorsque la température de la zone est supérieure à $T_{ae}+\Delta T_{max}$, un ventilateur est enclenché pour assurer un taux de renouvellement d'air de $\tau_{RA,i}\times F$, qui alimentera l'unité extérieure de la PAC. Lorsque la température de la zone passe en dessous de seuil $T_{ae}+\Delta T_{min}$, la régulation coupe le ventilateur et le taux de renouvellement d'air revient au taux de renouvellement d'air conventionnel non perturbé $\tau_{RA,i}$.

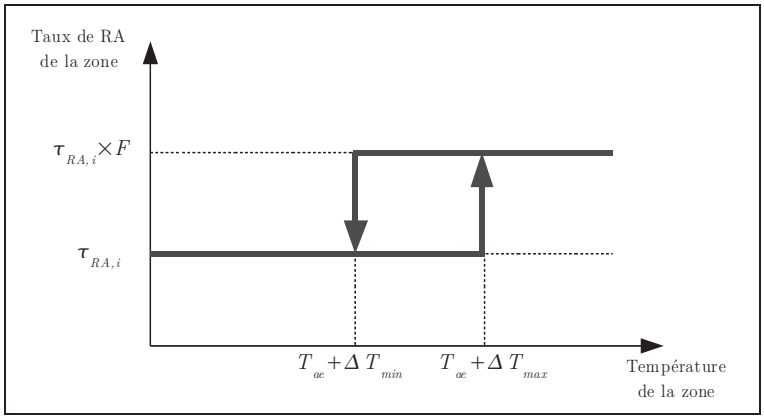


Figure 85: Régulation tout ou rien du taux de renouvellement d'air dans la configuration couplage direct

Dans le cas du *couplage direct* avec régulation du taux de renouvellement de la zone, le modèle de PAC pilote et impose le débit de renouvellement d'air de la zone (figure 75). Il y a alors une interaction entre le modèle de PAC et le modèle de bâtiment. Les pertes par renouvellement d'air sont recalculées par le modèle de PAC, et les sollicitations du modèle de bâtiment sont modifiées pour le calcul de la nouvelle température de zone. Il y a couplage entre la puissance thermique de renouvellement d'air imposé par le modèle de PAC et les températures de zones du bâtiment. L'augmentation du débit de renouvellement contribue à diminuer la température de zone d'air tempéré, et la puissance thermique de renouvellement d'air calculé à partir de la température de la zone. Des itérations sont nécessaires pour ajuster la température de la zone et des zones attenantes en fonction du taux de renouvellement d'air imposé par le modèle de PAC. L'algorithme de couplage entre le modèle de PAC et celui du bâtiment pour un pas de temps donné est présenté à la figure 88.

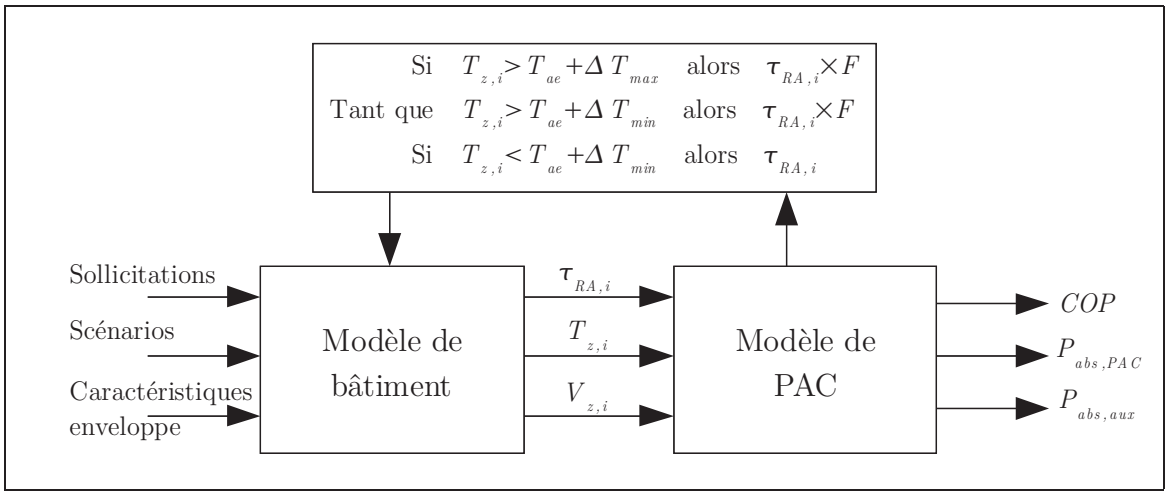


Figure 86: Configuration « couplage direct » des modèles bâtiment/PAC avec perturbation

Il en va de même pour la configuration *couplage direct*, où l'unité extérieure de la PAC est placée à l'intérieur d'une zone du bâtiment.

Le taux de renouvellement d'air de la zone est imposé par le débit d'air nécessaire au niveau de l'unité extérieure de la PAC pour son bon fonctionnement (figure 87). Ce débit est fonction du régime de fonctionnement de la PAC. Le régime de fonctionnement dépend du taux de charge partielle de la PAC, c'est-à-dire du rapport entre les besoins de chauffage à couvrir et la puissance calorifique à pleine charge délivrable par la PAC pour des conditions de températures aux sources données. Il y a là encore une interaction entre la puissance thermique de renouvellement d'air imposé par les conditions de fonctionnement de la PAC et le régime de fonctionnement de la PAC qui dépend lui-même de la température de la zone où se trouve son unité extérieure. L'algorithme de couplage suit également celui présenté à la figure 88.

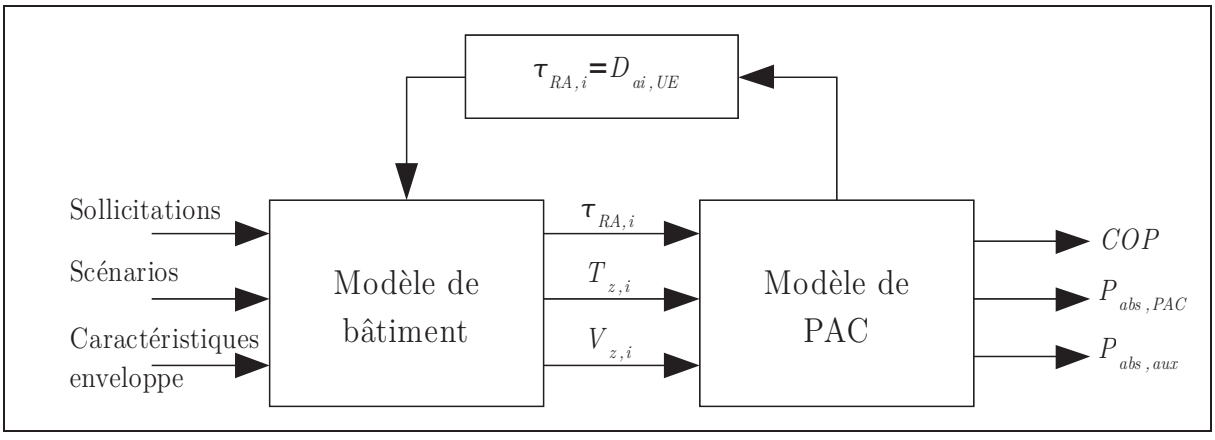


Figure 87: Configuration "couplage indirect" des modèles bâtiment/PAC

Dans le cas d'une configuration de *couplage indirect* avec perturbation ou de *couplage direct*, il est nécessaire de coupler la puissance thermique de renouvellement

d'air calculée par le modèle de PAC et le calcul des températures des zones du bâtiment. L'algorithme présenté à la figure 88 suit les grandes étapes suivantes :

Le vecteur de température de la zone à l'entrée du modèle de PAC est la moyenne arithmétique des températures entre l'itération j et $(j+1)$. Pour la première itération, on fixe $T_{z,i}^{n+1,0} = T_{z,i}^{n}$.

Le modèle de PAC calcule la différence $P_{RA,i}$ entre la puissance de renouvellement d'air dans les conditions non perturbée $P_{RAn,i}$ et la puissance de renouvellement d'air avec régulation $P_{RAr,i}$.

$$P_{RA,i} = P_{RAn,i} - P_{RAr,i} \tag{100}$$

avec :

$$P_{RAn} = \rho_{air} \cdot Cp_{air} \cdot \frac{\left(\tau_{RAn} \cdot V_{z,i}\right)}{3600} \cdot \left(T_{z,i} - T_{ae}\right) \tag{101}$$

et

$$P_{RAn} = \rho_{air} \cdot Cp_{air} \cdot \frac{\left(\tau_{RAn} \cdot V_{z,i} \cdot F\right)}{3600} \cdot \left(T_{z,i} - T_{ae}\right) \tag{102}$$

Le modèle de PAC ajoute la puissance $P_{RA,i}$ aux sollicitations du modèle de bâtiment, qui recalcule le nouveau vecteur de température au pas de temps suivant.

L'ensemble de ces opérations est réalisée jusqu'à convergence de la température de la zone.

Une fois la convergence assurée le vecteur des températures au pas de temps suivant est donné par la moyenne arithmétique des températures au cours des deux dernières itérations.

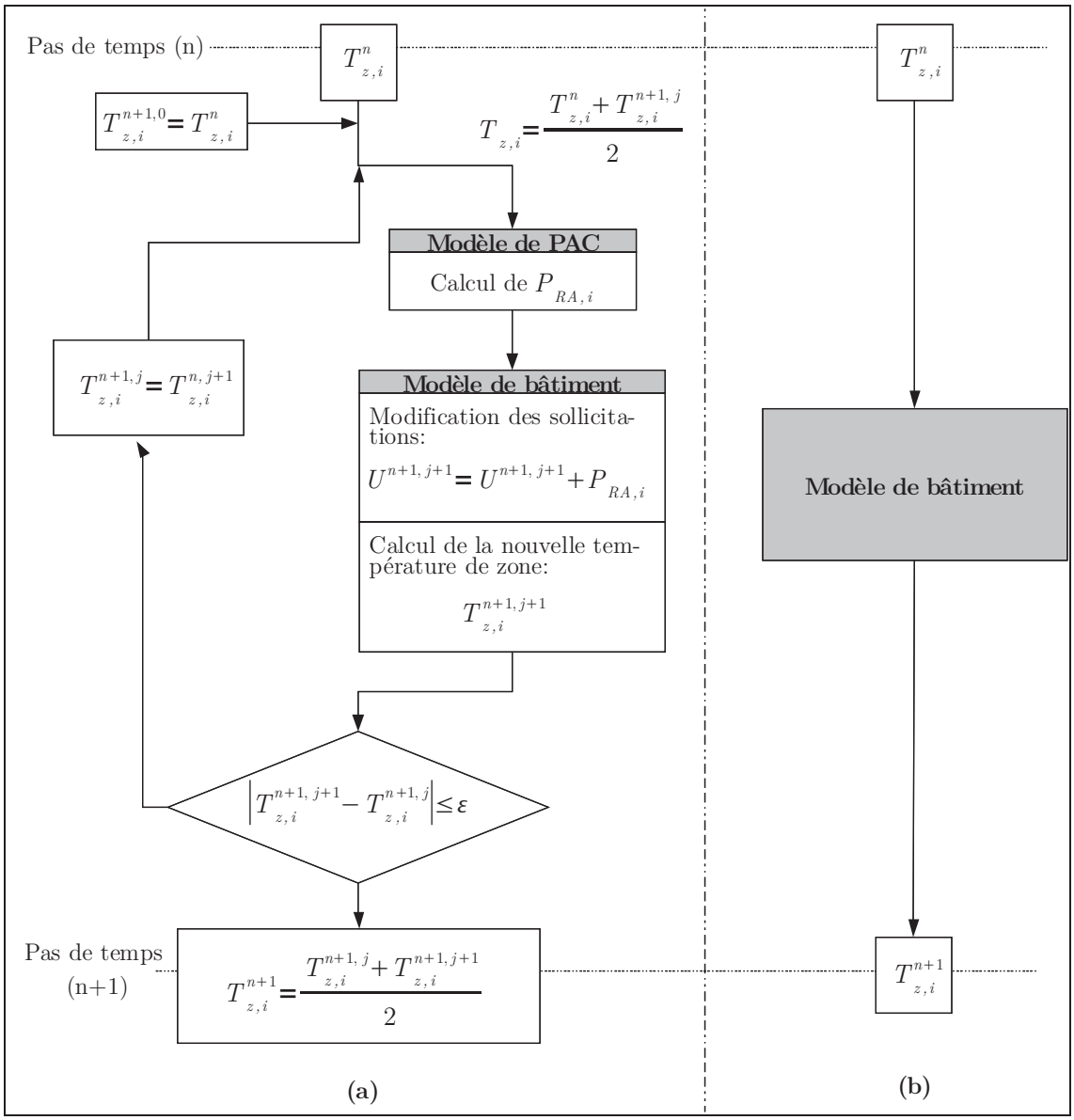


Figure 88: Algorithme :(a) Configurations de couplage direct et indirect avec perturbation du taux de renouvellement d'air ; (b) Sans perturbation.

4. Conclusions

Le présent chapitre a été l'occasion de présenter l'ensemble des modèles de sources d'air tempérées qui seront potentiellement utilisées comme source froide d'une PAC air-air.

Pour chacun modèle, une application a été proposée afin d'observer l'évolution de leur température par rapport à la température extérieure. L'écart de température avec l'air extérieure varie d'une source à l'autre, et varie pour une même source selon les hypothèses et les caractéristiques constructives de chacune des zones.

La problématique de couplage implique des interactions entre le modèle d'enveloppe et le modèle de PAC. La prise en compte de ces interactions et la mise en œuvre informatique a également été présentée.

L'impact de l'humidité sur les performances de la PAC notamment sur les plages de températures de givrage sont importantes à prendre en compte. Un modèle d'air humide est présenté, et utilisé dans le cadre du calcul des températures de mélange lors de certaines configurations de couplage.

Pour chacun des modèles de sources d'air tempérées des études de sensibilité font apparaître les paramètres influençant leur comportement dynamique. Ainsi la température des zones dépendent principalement : (a) du débit de renouvellement d'air ; (b) des caractéristiques constructives ; (c) de la région climatique, et de l'orientation du bâtiment.

Chapitre 4 – Potentiel énergétique d'une source froide alimentant une pompe à chaleur

1. Introduction

L'évaluation de l'intérêt du couplage d'une pompe à chaleur (PAC) air-air avec des sources d'air tempérées intégrées au bâtiment consiste à comparer les performances et les consommations d'une PAC installée de façon conventionnelle à celle d'une PAC couplée à des sources dont la température est supérieure à la source conventionnelle : l'air extérieur. Comment évaluer l'intérêt d'utiliser un air plus doux que l'air extérieur comme source froide d'une PAC ?

Dans un premier temps il semble intéressant de comprendre le comportement d'une PAC dans son environnement. À l'aide du modèle de PAC de Jin et Spitler, sélectionné au chapitre 2, intégré au modèle thermique dynamique d'enveloppe du bâtiment *Pléiades + Comfie*, le comportement d'une PAC installée de façon conventionnelle est analysé. Les conditions de fonctionnement d'une PAC installée sur site diffèrent grandement de celles imposées lors de tests standardisés de la norme NF EN 14511. Les résultats issus de ces tests permettent une comparaison des produits entre eux dans les conditions de fonctionnement données, mais ne reflètent aucunement le comportement du système une fois en place dans son environnement. Le modèle global enveloppe/système dont on dispose désormais permet d'évaluer le comportement d'une PAC intégrée au bâtiment, et évaluer l'impact de différents paramètres sur les performances et consommations saisonnières d'une PAC : régions climatiques, caractéristiques constructives de l'enveloppe du bâtiment, scénarios d'utilisation, dimensionnement et type de régulation.

Dans un second temps, avant d'imaginer des solutions permettant d'augmenter la température de la source froide d'une PAC air-air, essayons de quantifier l'impact d'un écart constant de température par rapport à la source froide conventionnelle (la température extérieure) sur les performances de la PAC. Il s'agit alors d'évaluer les gains maximums d'une source froide « idéale » sur les performances d'une PAC air-air et d'identifier un potentiel maximal de référence, qui permettra de comparer les différentes sources d'air tempérées entre elles.

Enfin, une analyse des paramètres caractéristiques d'une source froide (débit, température moyenne, etc.) permet de proposer une définition du « potentiel énergétique » d'une source

2. Comportement d'une PAC installée de façon conventionnelle

On l'a vu au chapitre 2, le comportement d'une PAC dépend de trois principaux paramètres :

- des conditions extérieures ;
- des besoins de chauffage des locaux (caractéristique constructive de l'enveloppe, apports internes, apports solaires) ;
- du type de PAC (dimensionnement, technologie de régulation de fonctionnement (marche-arrêt, inverter ou non) et de dégivrage de l'échangeur extérieur).

Prenons l'exemple d'une PAC air-air de 8 kW de puissance calorifique nominale installée dans une maison de 135 m², située en région parisienne au climat de Trappes. Les simulations couvrent la période hivernale du 15 octobre au 20 mai soit un total de 5208 heures. Sur cette période de simulation la PAC est en marche 70% du temps, soit 3669 heures. Le reste du temps elle se trouve en veille.

La performance saisonnière d'une PAC avec comme source froide l'air extérieur est extrêmement dépendante des conditions climatiques. Plus la température de la source froide s'abaisse et s'éloigne de la température de la source chaude, moins la PAC est performante.

Afin de mieux se représenter les plages de fonctionnement sur lesquelles une PAC installée en région parisienne fonctionne, il est possible d'observer dans un premier temps l'occurrence des températures de l'ambiance extérieure.

On définit la fréquence d'occurrence d'une température comme le pourcentage de temps d'une période où la température extérieure est égale à une température donnée.

$$OC_{T_a} = \frac{\sum_{i=0}^{N} h(T_i)}{\sum_{i=0}^{N} f(t_i)} \quad \text{où} \quad \begin{cases} h(T_i) = 1 \; si \; T_i = T_a \\ h(T_i) = 0 \; si \; T_i \neq T_a \end{cases} \tag{103}$$

La fonction f définit la période de référence sur laquelle est fait le calcul de la fréquence d'occurrence où N est le nombre d'heure de la période. Pour une année $N = 8760$ heures. Si la période de simulation est définie comme la période de référence, la fonction f est définie par les conditions (103). Si la période de référence est le temps de fonctionnement de la PAC, la fonctions f era défini par les conditions (104).

$$\begin{cases} f(t_i)=1 \; \forall \, t_i \end{cases} \tag{104}$$

$$\begin{cases} f(t_i)=1 \; si \; la \; PAC \; est \; allumée \\ f(t_i)=0 \; si \; la \; PAC \; est \; éteinte \end{cases} \tag{105}$$

La figure 89 présente les fréquences d'occurrence de l'ensemble des températures de l'air extérieur ramenées à la période de simulation (5208 heures) ou à la période de fonctionnement de la PAC (3669 heures). Le choix de la période de référence modifie l'allure de la courbe des fréquences d'occurrence et la décale vers les températures les plus faibles. Les températures les plus hautes de la période de simulation correspondent aux moments où les besoins de chauffage sont les plus bas et où la PAC n'est pas forcément en marche, les conditions extérieures, l'ensoleillement et les apports internes étant suffisants pour assurer le confort thermique de la zone chauffée.

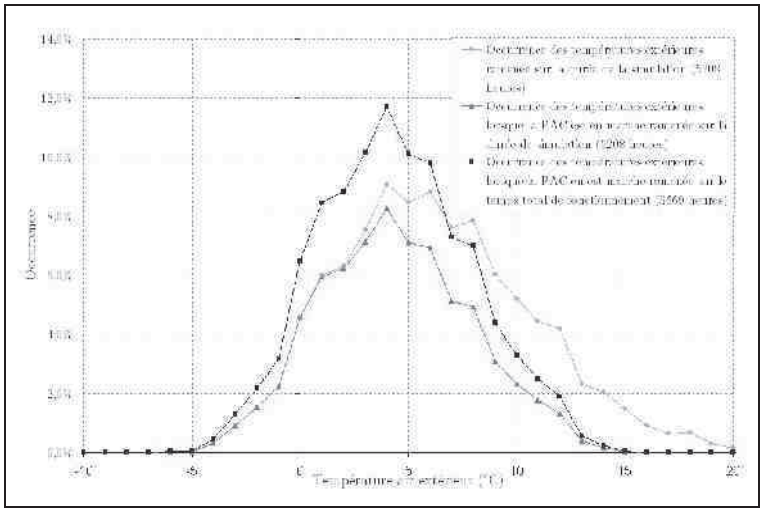


Figure 89: Occurrence des températures de l'air extérieur ramenée à différente période de référence.

L'influence des températures extérieures sur les performances de la PAC n'ayant de sens que lorsque la PAC est en fonctionnement et que les besoins de chauffage sont différents de zéro, la courbe d'occurrence noire illustre le mieux la fréquence d'occurrence des températures de l'air extérieur. Le sens de la récupération de chaleur dans des sources d'air tempérées est de décaler le plus possible cette courbe d'occurrence vers les températures plus douces.

Il est alors possible, comme illustré à la figure 90, de découper les occurrences par plages de températures correspondant à des comportements types d'une PAC. Cette figure, valable au climat de Trappes, montre que seulement 17% du temps de fonctionnement de la PAC, la température extérieure est supérieure à 7°C : plage de températures où l'apparition de givre au niveau de l'échangeur extérieur est peu probable.

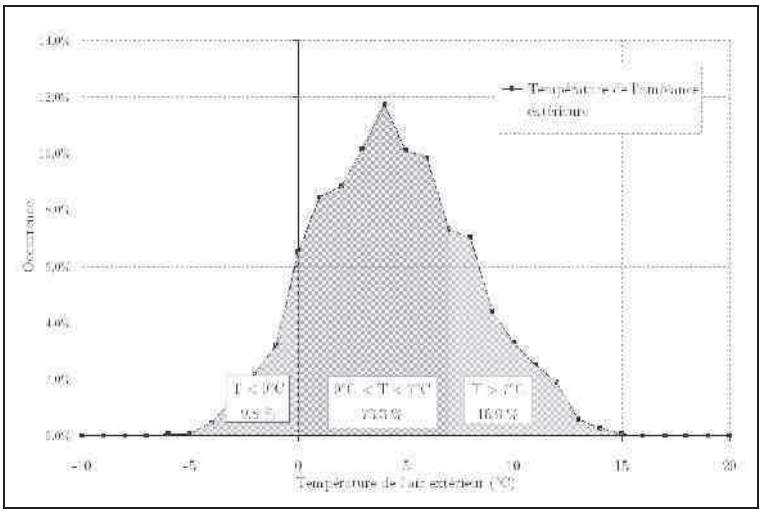


Figure 90: Découpage des occurrences sur des plages de températures type pour le climat de Trappes.

Les travaux d'Argaud T. [ARGA2001] sur l'amélioration des cycles de givrage/dégivrage précisent que « les PAC sur air extérieur ont l'inconvénient d'être soumises au phénomène de givrage dès que la température extérieure est inférieure à 7°C ». Il semble intéressant d'observer qu'au climat de Trappes, 73% du temps du fonctionnement de la PAC se situe à des températures comprises entre 0°C et 7°C et 83% du temps à des températures strictement inférieures à 7°C. La PAC est alors soumise à de très probables cycles de dégivrage de l'échangeur extérieur, interrompant sa production de chaleur, et nécessitant un apport d'énergie pour faire fondre le givre. Le contrôle et la régulation de ces cycles a plus ou moins d'impacts sur la dégradation de ses performances.

Maintenant que l'on connaît le pourcentage du temps de fonctionnement pour lequel la PAC fonctionne sur ces différentes plages de températures il est intéressant d'observer quelles sont les performances moyennes de la PAC pour chacune de ces températures extérieures. La figure 91 présente la moyenne des puissances délivrées et consommées à pleine charge par la PAC pour chacune des températures extérieures.

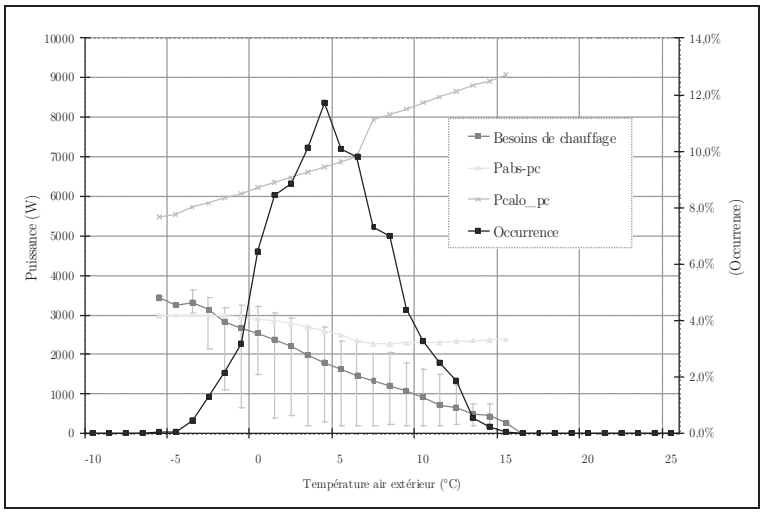


Figure 91: Moyenne de la puissance calorifique à pleine charge (Pcalo_pc), de la puissance absorbée à pleine charge (Pabs_pc) et des besoins de chauffage pour chaque température extérieure.

Les PAC de petites puissances se voient pour la plupart équipées de la technologie *inverter*, permettant l'adaptation de la puissance calorifique délivrée aux besoins de chauffage des locaux. Lorsque la puissance calorifique à pleine charge est supérieure aux besoins de chauffage, la PAC adapte sa puissance. La figure 91 présente la puissance calorifique à pleine charge, la moyenne ainsi que les minima et maxima des besoins de chauffage à satisfaire. Dans cette exemple, la PAC fonctionne uniquement à charge partielle : les besoins de chauffage ne dépassant jamais la puissance calorifique à pleine charge délivrée par la PAC.

Le modèle de PAC implémenté dans Pléiades + Comfie permet d'évaluer la puissance absorbée par la PAC une fois la régulation de puissance faite pour atteindre les besoins de chauffage. La figure 92 présente la puissance absorbée par la PAC (compresseur + auxiliaires) dans son fonctionnement à charge partielle. Le modèle suppose une régulation parfaite de la puissance calorifique délivrée par la PAC, qui correspond au calcul horaire des besoins de chauffage.

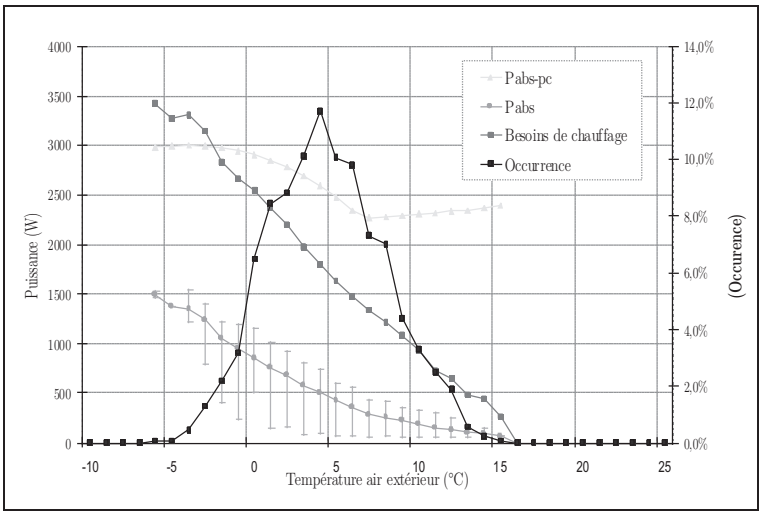


Figure 92: Moyenne de la puissance absorbée par la PAC de 8 kW au climat de Trappes

L'évolution de la consommation d'énergie de la PAC décroît avec les besoins de chauffage : plus les besoins sont faibles moins la PAC consomme. La consommation de la PAC décroît avec les besoins, mais comment évolue le coefficient de performance (COP) ?

La figure 93 présente la moyenne des COP en fonction de la température extérieure ainsi que les minima et maxima associés. Le COP s'améliore avec l'augmentation de la température extérieure. Au-delà de 7°C, plage de températures de non-givrage de l'échangeur extérieur, la PAC ne nécessite plus de cycle de dégivrage, qui induit des COP bien supérieurs.

Dans cet exemple le COP nominal[49] annoncé par le constructeur est de 3,46. Connaissant la fréquence d'occurrence des températures de l'air extérieur, on estime ainsi que la PAC fonctionne avec un COP inférieur au COP nominal plus de la moitié de son temps de fonctionnement, environ 53%. Le couplage de la source froide avec des sources d'air tempérées en vue d'augmenter le temps de fonctionnement où la PAC dispose d'un COP supérieur au COP nominal va dans le sens des économies d'énergie. On constate également que pour cet exemple la PAC fonctionne avec un COP supérieur à 4 environ 27 % de son temps de fonctionnement.

49 7°C source froide / 20°C source chaude

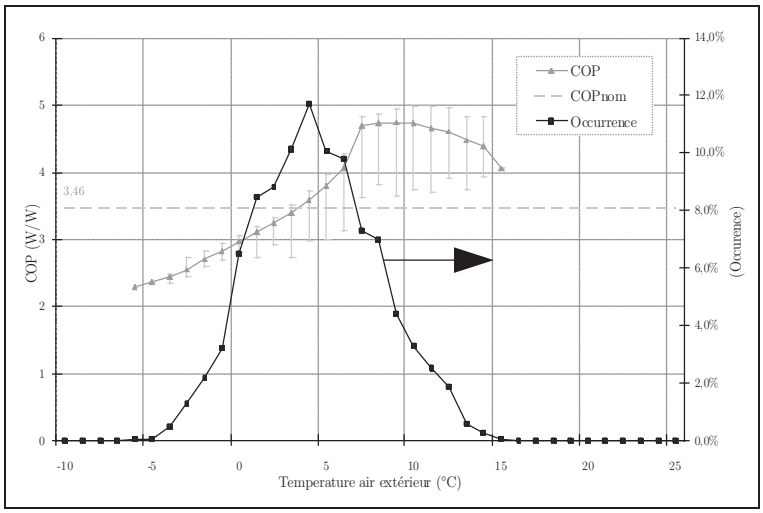


Figure 93: Moyenne des COP en fonction de la température extérieure

À partir des figures 92 et 93, on constate qu'une possibilité d'amélioration des performances de la PAC serait de faire correspondre la fréquence d'occurrence des températures avec les plages de températures où les performances de la PAC sont les meilleures, c'est-à-dire à des températures supérieures au seuil de givrage de l'échangeur extérieur (~7°C).

3. Source d'air tempérée idéale

Avant d'imaginer des concepts et couplage permettant une augmentation des températures de la source froide d'une PAC air-air et une amélioration de l'occurrence des températures dans le but d'améliorer sa performance, les paragraphes qui suivent apportent quelques éléments de réponses aux questions suivantes :

- Toutes choses égales par ailleurs, quel impact une augmentation d'un degré Celsius de la température de la source froide d'une PAC a-t-elle sur ses performances saisonnières ? Qu'en est-il d'une augmentation de deux, trois, quatre... dix degrés Celsius ?

- Peut-on quantifier l'intérêt énergétique de l'augmentation de quelques degrés Celsius de la source froide d'une PAC ?

- L'augmentation de n degrés Celsius à une température de –5°C a-t-elle le même impact que l'augmentation de n degrés Celsius à une température de +5°C ?

– Existe-t-il une plage de température préférentielle vers laquelle il faudrait faire tendre la température de source froide d'une PAC sur l'air pour aboutir à un fonctionnement optimal ?

3.1. Définition

Ce paragraphe propose une définition de la notion de *source froide idéale* d'une PAC.

Au premier abord, plusieurs définitions sembleraient correspondre à cette notion. La *source froide idéale* pourrait se définir comme:

(a) une source dont l'écart de température ΔT avec la source conventionnelle (dans notre cas l'air extérieur) est constant tout au long de la période fonctionnement de la PAC (figure 95);

(b) une source capable d'adapter sa température à la température d'air à l'entrée de l'évaporateur nécessaire à la PAC pour délivrer une puissance calorifique à pleine charge égale aux besoins de chauffage (figure 94).

La définition (a) sera utilisée par la suite pour évaluer l'impact de l'augmentation de la température de la source froide sur les performances et la consommation.

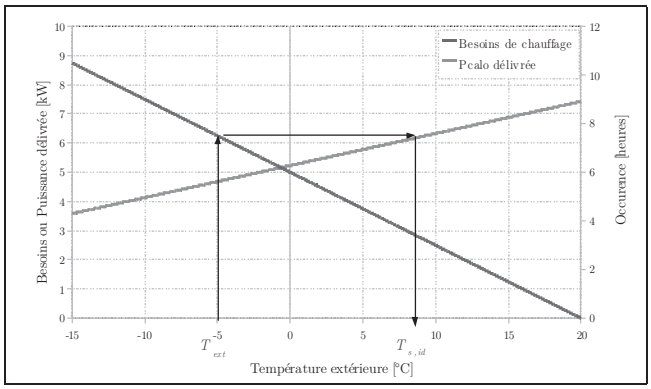


Figure 94: Température de source idéale $T_{s,id}$ pour une température extérieure T_{ext} de 5°C

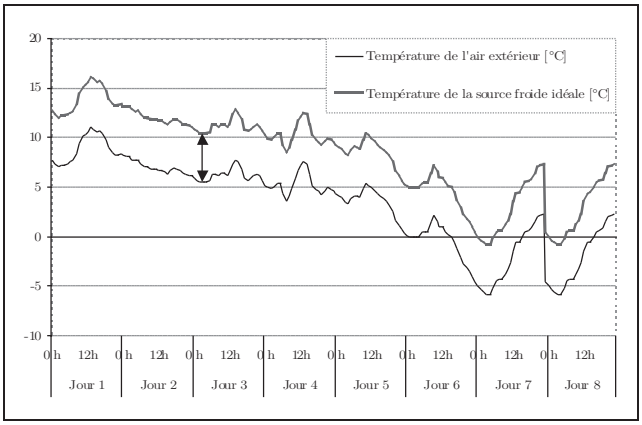


Figure 95: Source froide idéale avec un écart constant avec la source froide conventionnelle

3.2. Potentiel d'une source froide

On définit pour la suite du rapport le potentiel d'une source comme l'économie d'énergie réalisable par rapport à une installation conventionnelle, utilisant l'air extérieur comme source froide.

$$Pot_{source} = P_{abs,conv} - P_{abs,source} - P_{aux,sup} \quad (106)$$

Pot_{source}	*Potentiel de la source froide*	*[W]*
$P_{abs,conv}$	*Puissance absorbée par l'installation conventionnelle*	*[W]*
$P_{abs,source}$	*Puissance absorbée par l'installation une source d'air tempérée*	*[W]*

$P_{aux,sup}$	*Puissance absorbée par d'éventuels ventilateurs supplémentaires*	*[W]*

3.3. Impact énergétique d'une hausse de la température de la source froide d'une PAC air-air

Avant d'imaginer des solutions permettant d'augmenter la température de la source froide d'une PAC air-air, essayons de quantifier l'impact de la hausse de sa température sur les performances de la PAC.

La différence de température entre la source froide et la source chaude d'une PAC est certes l'une des principaux facteurs influençant ses performances, mais son dimensionnement, son intégration dans le bâtiment, et son système de contrôle et de régulation le sont également.

Les constructeurs annoncent les performances de leur machine selon des essais définis par la norme NF EN 14511. Cette norme fixe la température des sources pour lesquelles les tests doivent être effectués, ce qui permet d'évaluer les performances à pleine charge (à plein régime). Ils annoncent alors les performances « nominales » de leur machine. Ces chiffres sont certes utiles pour la comparaison de machines équivalentes entre elles, mais n'est pas un critère suffisant, pour pouvoir estimer les consommations ou les performances réelles que pourra avoir une PAC une fois installée dans son environnement. En effet, les conditions nominales seront rencontrées à peine 5% du temps de fonctionnement de la machine. Si l'on reprend l'exemple précédemment cité (PAC 8KW chaud dans une maison de 135 m² au climat de Trappes), les conditions ne sont même jamais rencontrées.

A l'aide du modèle de PAC implémenté dans le modèle thermique du bâtiment Comfie-Pléiades nous avons cherché à quantifier l'influence d'un degré supplémentaire à la source froide sur les consommations et les performances de la PAC.

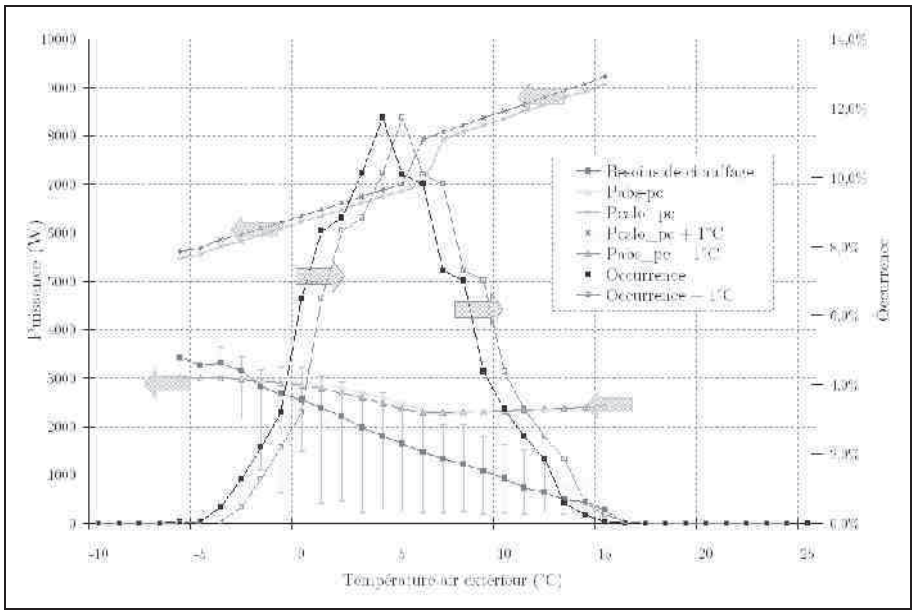


Figure 96: Augmentation de 1°C la source froide

La figure 96 présente la tendance d'évolution de la puissance calorifique à pleine charge, la puissance absorbée ainsi que l'occurrence des températures. L'augmentation de la température de la source froide étant complètement indépendante des besoins de chauffage de la maison, la courbe des besoins de chauffage reste inchangée.

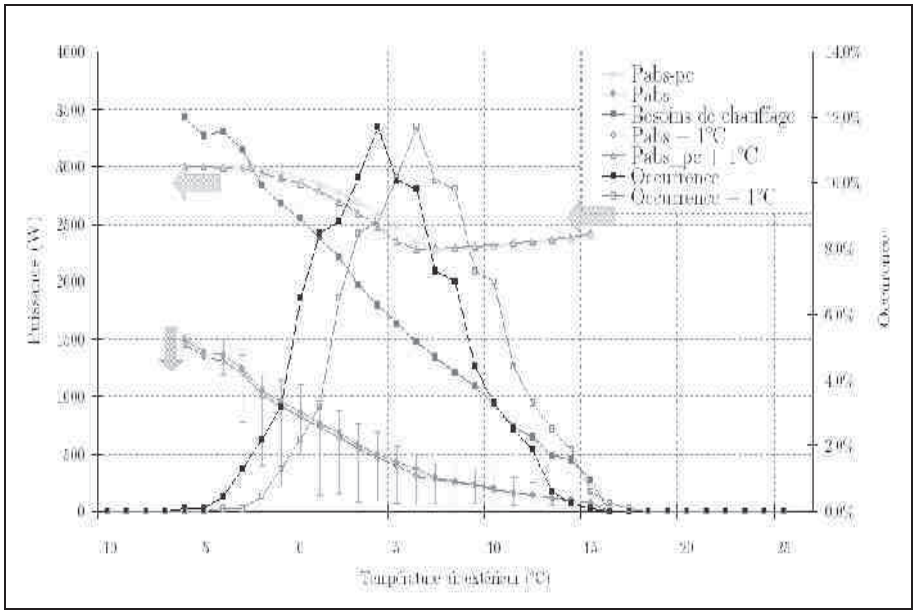


Figure 97: Impact sur la consommation électrique de la PAC

La Figure 97 illustre la tendance de la moyenne des puissances absorbées pour chacune des températures extérieures. Globalement, avec une température de source froide supérieure de 1°C, la PAC consomme moins. Quel gain sur la consommation observe-t-on lors de l'élévation de 1°C de la source froide ?

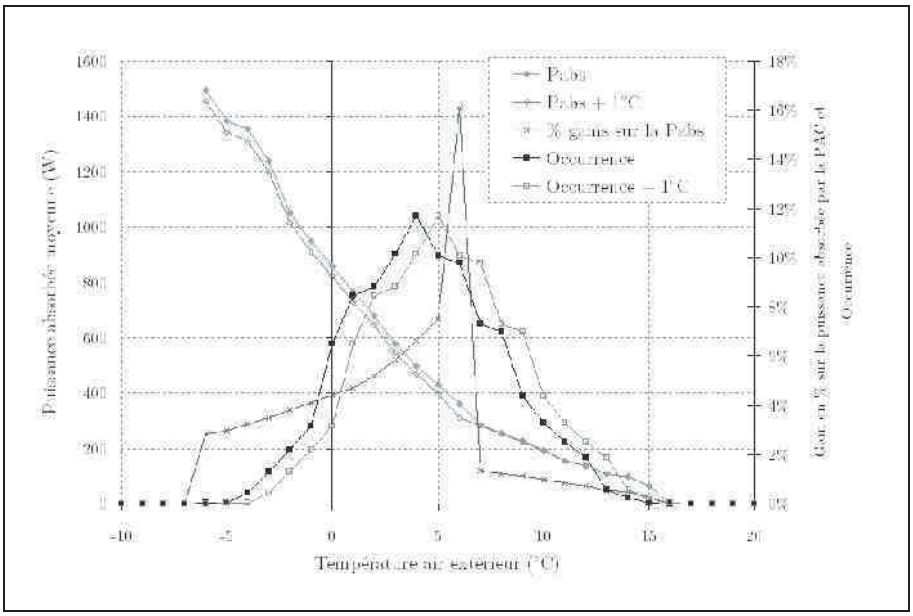


Figure 98: Gains sur la puissance absorbée par la PAC dus à l'élévation de 1°C de la source froide

Il n'y pas de réponse unique. Le gain sur la consommation dépend de la température extérieure. Ainsi le gain observé à –6°C est de l'ordre de 3% et le gain observé à +6°C est de 14%. La figure 98 illustre ces propos. Ce gain s'explique par un changement de plage de fonctionnement. En effet, une température extérieure de +6°C, en fonctionnement normal correspond à la plage de fonctionnement où le givre commence à apparaître. Le fait d'augmenter la température de la source froide d'1°C, fait passer la PAC d'un régime de fonctionnement avec givrage à un régime de fonctionne hors-givrage avec des performances bien meilleures.

L'augmentation de 1°C de la température de la source froide permet d'économiser de l'énergie, puisque la PAC fonctionne à des températures plus clémentes. Il en va de même sur l'évolution du coefficient de performance (COP). La figure 99 présente les gains sur le COP en fonction de la température extérieure. Là encore, l'élévation de la température de la source froide permet une augmentation hétérogène du COP. On constate une augmentation de 3% à –6°C alors qu'il est de 16% à +6°C. Une fois de plus, ce gain s'explique par le changement de plage de fonctionnement. À 6°C la PAC passe d'un fonctionnement avec givrage à un fonctionnement hors-givrage.

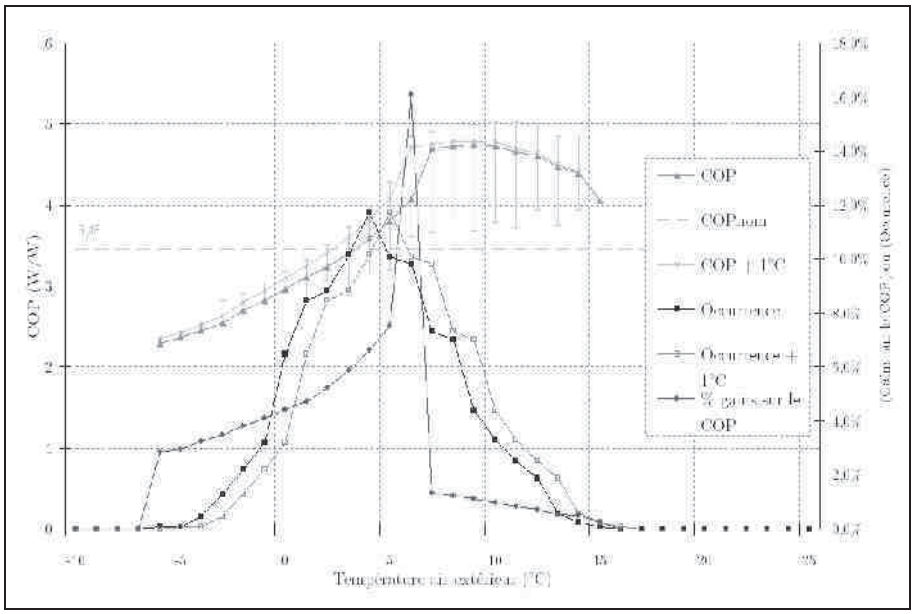


Figure 99: Gains sur le COP dus à l'élévation de 1°C de la source froide

Les gains sur le COP sont plus importants sur la plage de fonctionnement avec givrage.

Globalement, sur la période de simulation (15 octobre au 20 mai), on observe les gains moyens du tableau 19

	Besoins (kWh)	Ecart relatif (%)	Pcalo (kWh)	Ecart relatif (%)	C_PAC (kWh)	Ecart relatif (%)	C_APT (kWh)	Ecart relatif (%)	C_AUX (kWH)	Ecart relatif (%)	COP_PAC	Ecart relatif (%)	COP_PAC +APT	Ecart relatif (%)	COP_PAC+A PT+AUX	Ecart relatif (%)
Base	6447	-	6447	-	1865	-	0	-	0	-	3,46	-	3,46	-	3,46	-
Base +1°C	6447	0	6447	0,0%	1769	-5,1%	0	0,0%	0	0,0%	3,64	5,2%	3,64	5,2%	3,64	5,2%

Tableau 19: Performance saisonnière et comparaison par rapport au fonctionnement de base

La hausse de 1°C de la température de la source froide implique une baisse de la consommation de l'ordre de 5% et une hausse du coefficient de performance de 5%.

Qu'en est-il pour une hausse de 5 et 10°C de la température de la source froide ? Les courbes qui suivent sont équivalentes aux courbes précédemment présentées. Elles illustrent l'impact sur la consommation et les performances de la PAC d'une hausse de 5°C et 10°C.

Les figures 100 à 103 correspondent à l'élévation de 5°C la température de la source froide de la PAC.

Les figures 104 à 107 correspondent à l'élévation de 10°C.

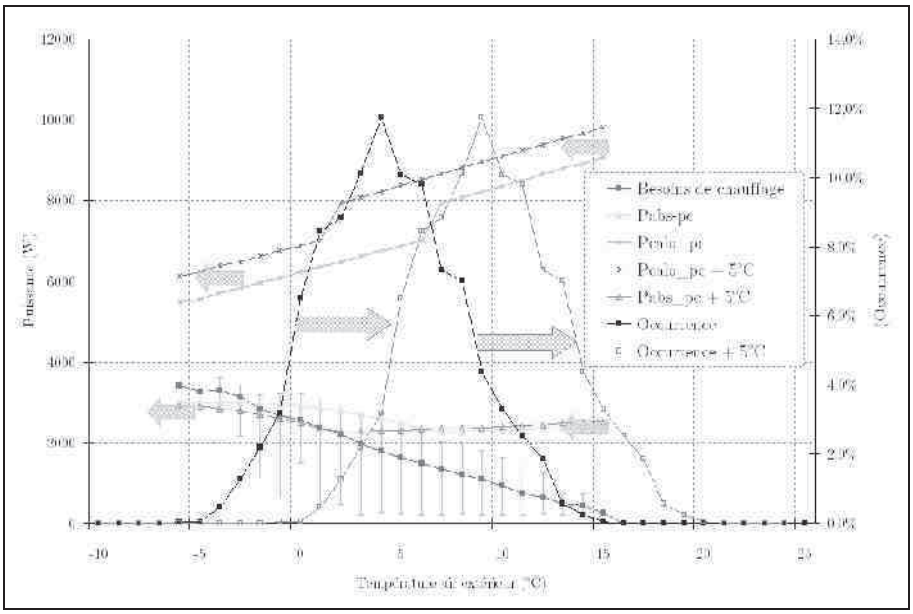


Figure 100: Hausse de 5°C de la source froide. Impact sur les performances à pleine charge

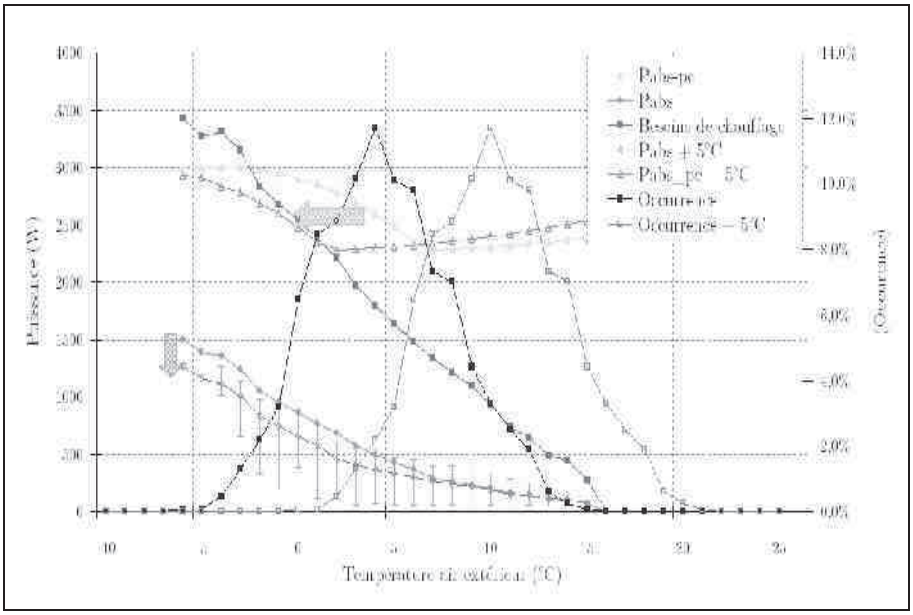


Figure 101: Hausse de 5°C de la source froide. Impact sur la consommation électrique.

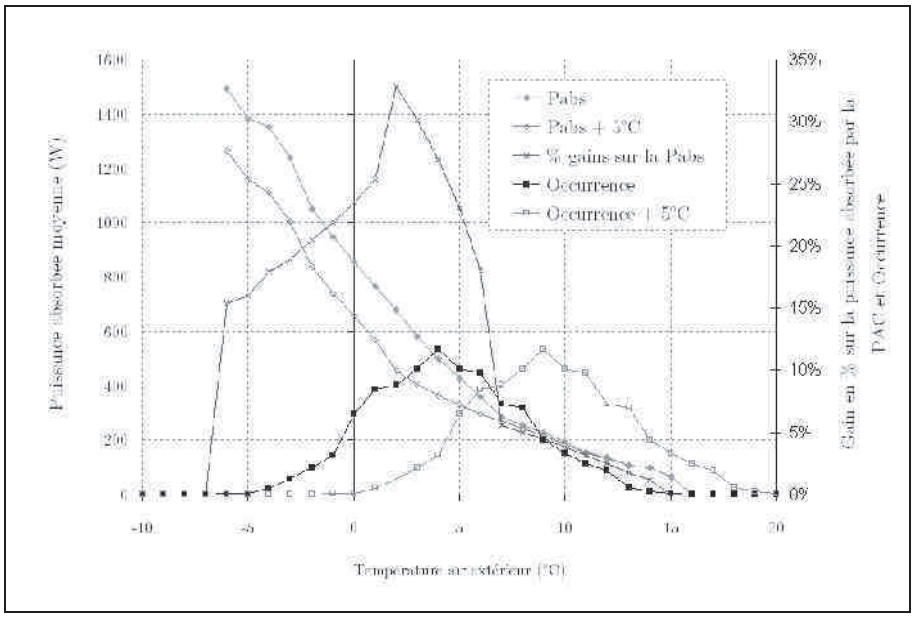


Figure 102: Gains sur les consommations de la PAC. Hausse de 5°C de la source froide.

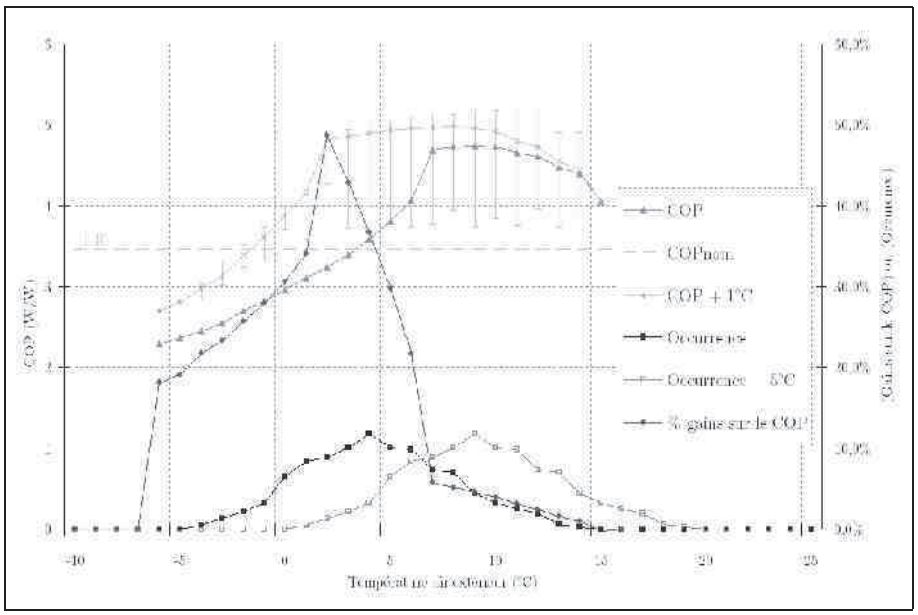


Figure 103: Gains sur le COP. Hausse de 5°C de la source froide.

Les courbes qui suivent montrent l'influence d'une hausse de la température de la source froide de 10°C.

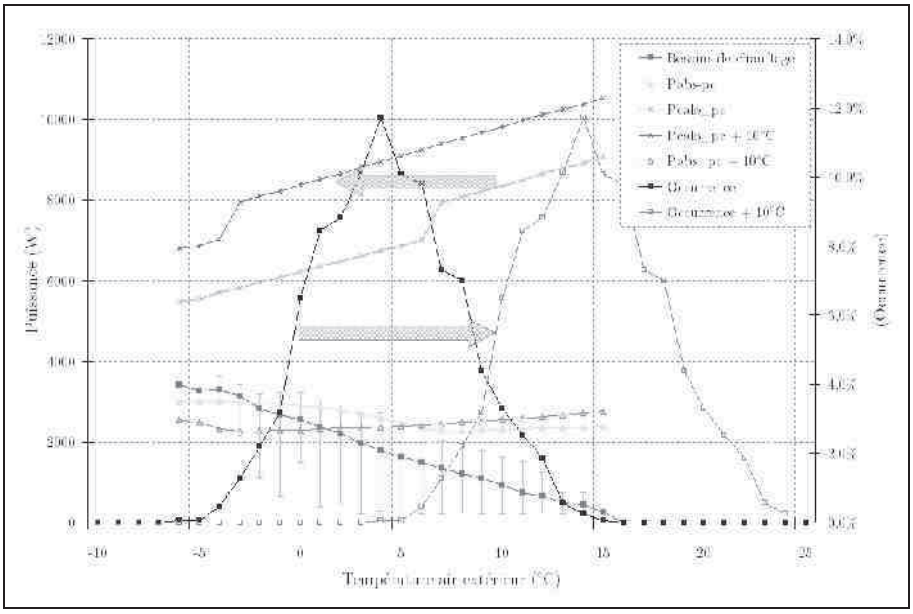


Figure 104: Hausse de 10°C de la température de la source froide. Impact sur les performances à pleine charge

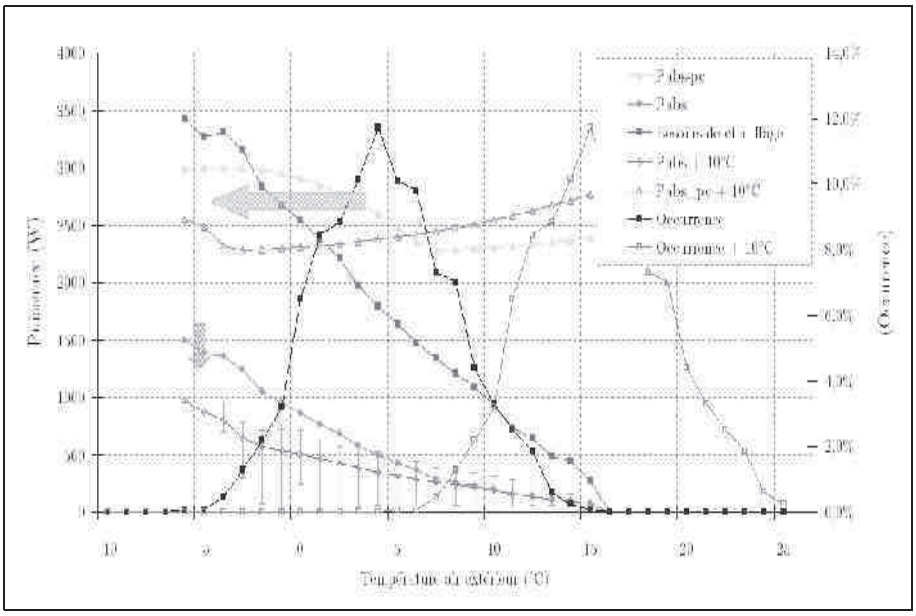


Figure 105: Hausse de 10°C de la température de la source froide. Impact sur la puissance absorbée

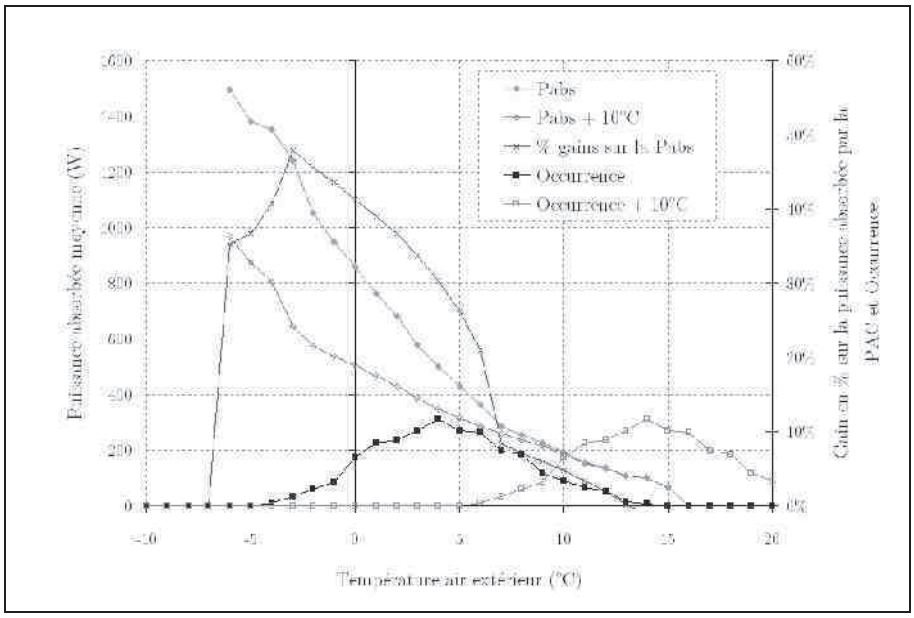


Figure 106: Gains sur la puissance absorbée par la PAC

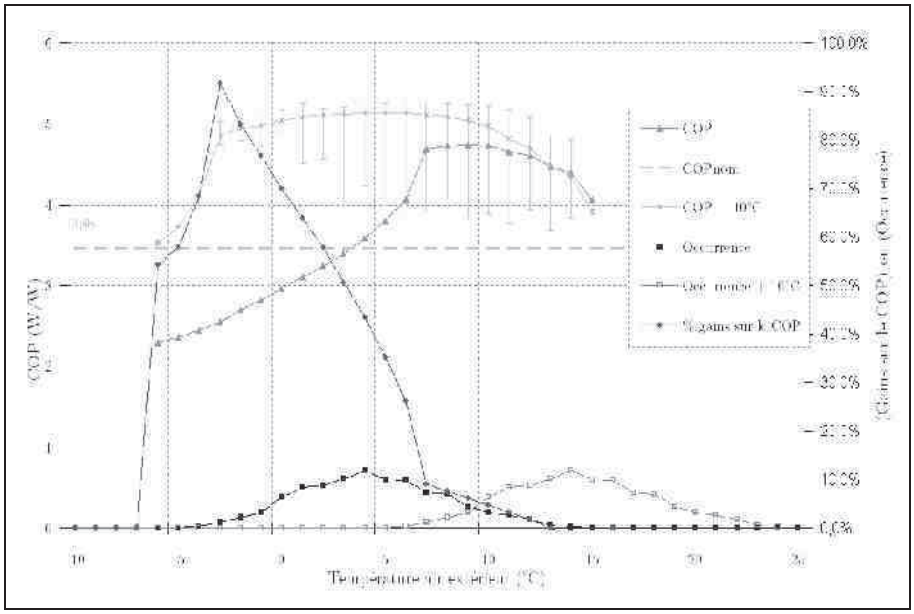


Figure 107: Hausse de 10°C de la température de la source. Impact sur le COP.

Le tableau 20 fait le point sur les gains possibles par rapport à la l'écart de température entre l'ambiance extérieure et la température de la source froide.

	Besoins (kWh)	Ecart relatif (%)	Pcalo (kWh)	Ecart relatif (%)	C_PAC (kWh)	Ecart relatif (%)	C_APT (kWh)	Ecart relatif (%)	C_AUX (kWH)	Ecart relatif (%)	COP_PAC	Ecart relatif (%)	COP_PAC +AP	Ecart relatif (%)	COP_PAC+ APT+AUX	Ecart relatif (%)
Base	6447	-	6447	-	1865	-	0	-	0	-	3,46	-	3,46	-	3,46	-
Base +1°C	6447	0	6447	0,0%	1769	-5,1%	0	0,0%	0	0,0%	3,64	5,2%	3,64	5,2%	3,64	5,2%
Base +2°C	6447	0	6447	0,0%	1676	-10,1%	0	0,0%	0	0,0%	3,85	11,3%	3,85	11,3%	3,85	11,3%
Base + 3°C	6447	0	6447	0,0%	1587	-14,9%	0	0,0%	0	0,0%	4,06	17,3%	4,06	17,3%	4,06	17,3%
Base +4°C	6447	0	6447	0,0%	1508	-19,1%	0	0,0%	0	0,0%	4,27	23,4%	4,27	23,4%	4,27	23,4%
Base +5°C	6447	0	6447	0,0%	1440	-22,8%	0	0,0%	0	0,0%	4,48	29,5%	4,48	29,5%	4,48	29,5%
Base +6°C	6447	0	6447	0,0%	1382	-25,9%	0	0,0%	0	0,0%	4,67	35,0%	4,67	35,0%	4,67	35,0%
Base +7°C	6447	0	6447	0,0%	1338	-28,3%	0	0,0%	0	0,0%	4,82	39,3%	4,82	39,3%	4,82	39,3%
Base +8°C	6447	0	6447	0,0%	1308	-29,9%	0	0,0%	0	0,0%	4,93	42,5%	4,93	42,5%	4,93	42,5%
Base +9°C	6447	0	6447	0,0%	1286	-31,0%	0	0,0%	0	0,0%	5,01	44,8%	5,01	44,8%	5,01	44,8%
Base +10°C	6447	0	6447	0,0%	1269	-32,0%	0	0,0%	0	0,0%	5,08	46,8%	5,08	46,8%	5,08	46,8%

Tableau 20: Hausse de la température de la source froide. Quels gains ?

Ainsi si on imagine une hausse permanente de 10°C de la température de la source froide, avec le débit nécessaire au niveau de l'échangeur de l'unité extérieure, le gain de la consommation électrique de la PAC est de l'ordre de 32% et l'amélioration du COP de 47%.

Mais trouver une source d'air tempérée ayant un écart constant avec l'ambiance extérieure n'est pas une chose facile, surtout dans l'environnement d'un bâtiment. Certes, certains composants d'une maison agissent comme des zones tampons ou bien des capteurs solaires passifs, stockant une partie du rayonnement incident (une véranda, un vide sanitaire, des combles, un puits canadien, un capteur à air).

La disponibilité de ces sources est loin d'être constante toute l'année. Il faut de plus prendre en compte, les débits nécessaires au niveau de l'unité extérieure pour assurer le bon fonctionnement de la PAC.

Or les zones dont on souhaite se servir, ne permettent qu'un débit de renouvellement d'air limité. Les volumes de ces zones restant assez faibles dans le cadre d'une maison individuelle, augmenter le débit de renouvellement d'air afin de satisfaire le débit nécessaire au niveau de l'unité extérieure peut engendrer des effets négatifs. En effet, la hausse de débit de renouvellement d'air dans ces zones, engendre une baisse de leur température. Ces espaces étant en contact avec l'espace chauffé, si leur température chute, les besoins de chauffage de la zone à chauffer augmentent.

Mais avant d'aller plus loin, la suite du rapport propose une analyse équivalente à la précédente pour une PAC plus petite de 4 kW au lieu de 8 kW toujours au climat de Trappes.

3.4. Dimensionnement de la PAC

Considérons le même bâtiment que précédemment équipé d'une PAC air-air moins puissante. Sa puissance calorifique nominale est de 4 kW chaud. La figure 108 compare la performance de la PAC de 4 kW avec celle de 8 kW. Les flèches pleines indiquent la tendance d'évolution de la puissance calorifique à pleine charge et la puissance absorbée à pleine charge.

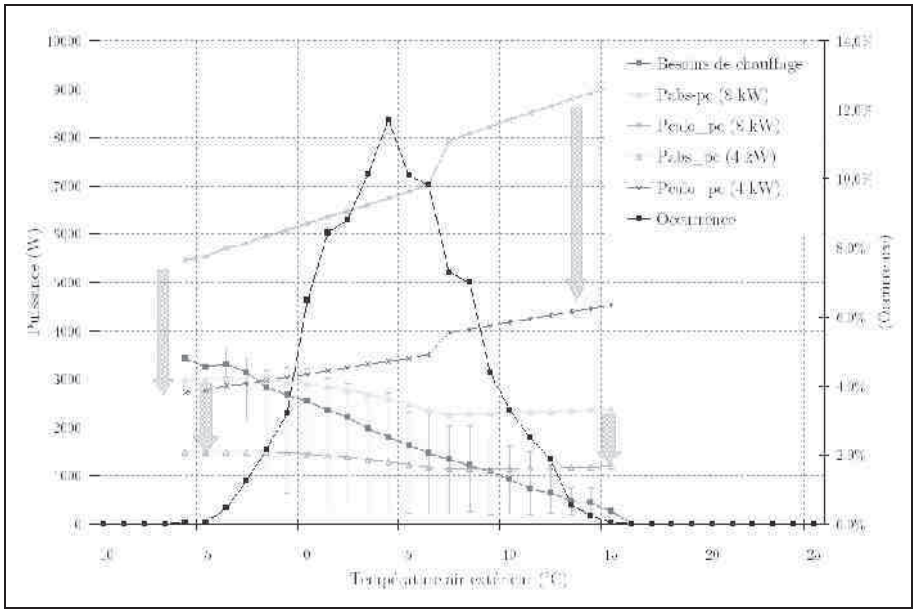


Figure 108: Comparaison des performances à pleine charge de la PAC 4 kW et 8kW

Contrairement à la figure 96 qui présente les performances moyennes de la PAC de 8 kW, on constate que cette fois-ci la puissance calorifique à pleine charge délivrée par la PAC n'est pas toujours supérieure aux besoins de chauffage du logement. Ainsi lorsque les besoins de chauffage sont supérieurs à la puissance calorifique à pleine charge, la PAC agit de deux façon :

- Soit le rapport entre les besoins et la puissance calorifique à pleine charge est inférieur à 120%, dans ce cas la technologie inverter permet de pousser la puissance de la PAC au delà de sa puissance nominale, avec des performances moindres ;
- Soit le rapport est supérieur à 120% et dans ce cas la PAC continue de fonctionner et déclenche les étages d'appoint électrique nécessaires pour satisfaire les besoins de chauffage. Les PAC sont généralement équipées de deux étages d'appoint prévus pour fonctionner les jours de grands froids.

Bien que la PAC ne fonctionne pas tout le temps en charge partielle comme c'était le

cas pour la PAC de 8 kW, ce type de fonctionnement reste tout de même prépondérant. On chiffre à 86%, le temps de fonctionnement à charge partielle. Le reste correspond à un fonctionnement à pleine charge (besoins de chauffage = puissance calorifique à pleine charge) ou en « surcharge » jusqu'à 120%, et au delà « pleine charge + appoint ».

Ainsi la figure 109 présente la moyenne des puissances absorbées pour chaque température. On constate qu'à des températures extérieures supérieures à 5°C, malgré la moindre puissance absorbée à pleine charge de la part de la PAC de 4 kW, la moyenne de la puissance absorbée est sensiblement la même. La figure 110 présente un zoom pour une plage de température plus restreinte. On constate alors que la puissance absorbée de la PAC de 4 kW est inférieure à celle de 8 kW.

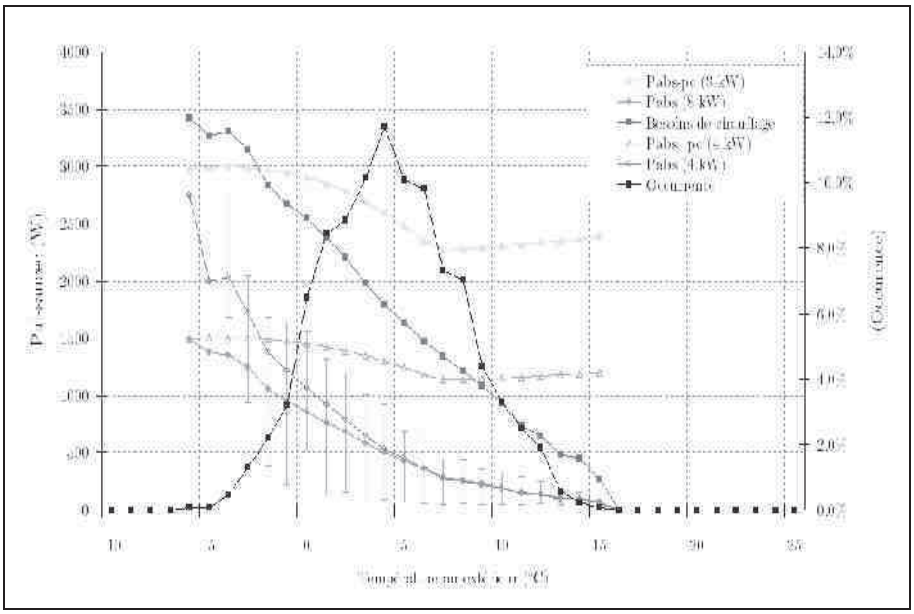


Figure 109: Moyenne de la puissance absorbée (PAC + Appoint)

Cependant on constate qu'en dessous de 5°C, un écart se creuse entre la moyenne des puissances absorbées par la PAC de 4 kW et celle de 8 kW. Ceci s'explique pour cette plage de température par des taux des charges partielles (rapport entre besoins de chauffage et la puissance calorifique à pleine charge) plus élevés dans le cas de la PAC de 4 kW. De plus en dessous de –5°C l'écart se creuse de façon encore plus nette, s'expliquant par la mise en route du premier étage d'appoint électrique intégré à la PAC dans le cas de la PAC de 4 KW. On chiffre à environ 50% du temps de fonctionnement où la PAC de 4 kW consomme plus d'électricité que la PAC de 8 kW.

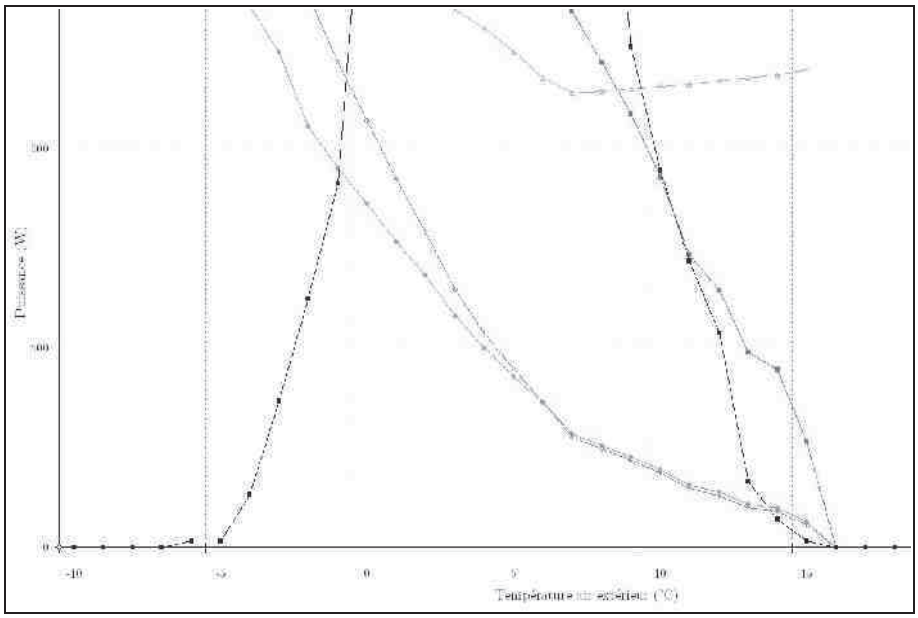


Figure 110: Zoom de l'évolution des puissances absorbées de la Figure 19

Comme relevé précédemment et constaté sur la figure 110, pour des températures supérieures à 7°C la puissance absorbée moyenne de la PAC de 4 kW est inférieure à celle de 8 kW. La justification réside dans l'évolution du taux de charge partielle et du coefficient de dégradation à charge partielle PLF. Certes, pour la plage des températures supérieures à 7°C, les taux de charge partielle moyens sont sensiblement les mêmes, bien que ceux de la PAC de 4 kW soient supérieurs, le coefficient de dégradation de charge partielle devient supérieur à celui de la PAC de 8 kW sur cette plage de température (cf. figure 111)

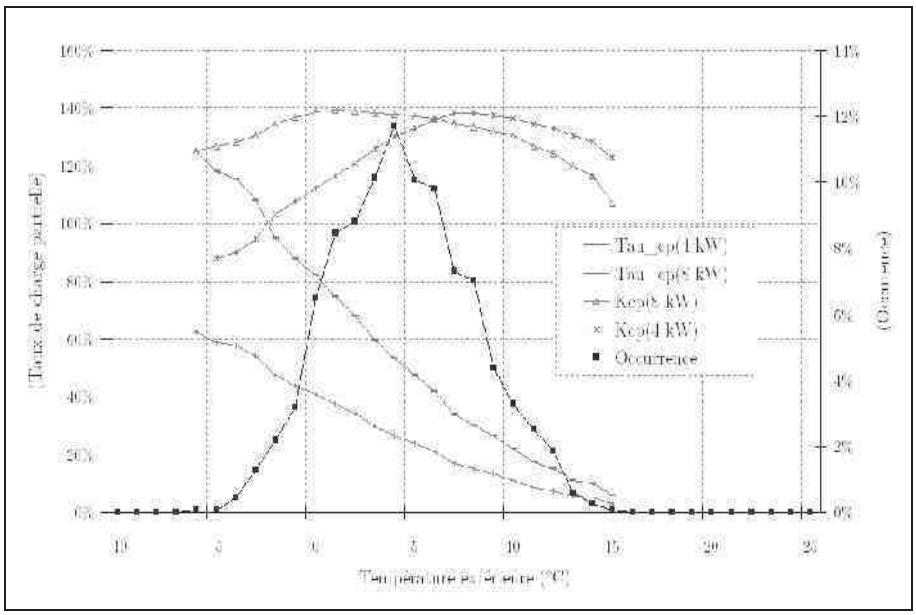


Figure 111: Évolution du taux de charge partielle moyen

Globalement, si l'on compare les performances saisonnières des deux PAC (4 kW et 8 kW), on constate que la PAC de 4 kW est moins performance et consomme plus que la PAC de 8 kW (Cf. tableau 21). Deux principales raisons à cela :

- La PAC de 4 kW utilise le type de fonctionnement « surcharge» lorsque la température extérieure descend en dessous de 1°C. Ce type de fonctionnement pousse le compresseur à fonctionner à un régime supérieur à son régime nominal et donc à performance réduite.
- Les taux de charge partielle moyens de la PAC de 4 kW sont globalement supérieurs à ceux de la PAC de 8 kW, entraînant des performances moindres.

La figure 112 présentant les COP moyens en fonction des températures extérieures, confirme les constats précédents. Ainsi la PAC (4kW) dispose de meilleures performances pour des températures au-delà de 7°C et des performances moindres pour des températures en deçà de 7°C.

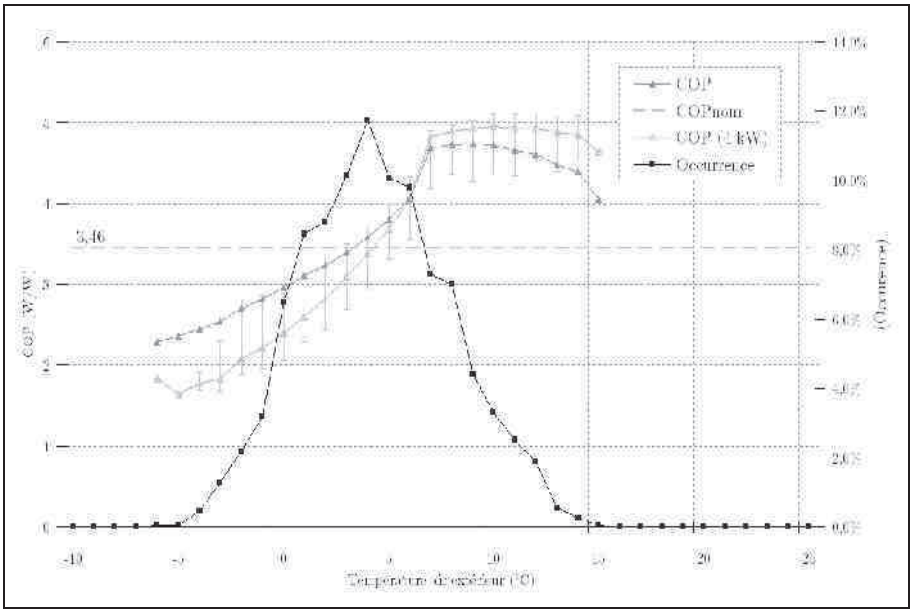


Figure 112: COP moyen pour chacune des températures

Une remarque concernant la meilleure performance moyenne à –6°C pour la PAC (4 kW). Cette hausse est finalement due au fait que le COP de la PAC seule n'intègre pas la puissance supplémentaire des appoints quand cela est le cas (cf. figure 112). Ainsi jusqu'à une température de –5°C, la PAC sera capable de fournir une puissance calorifique en fonctionnement « surcharge », avec des performances moindres qu'à pleine charge, sans la nécessité d'appoint. Mais en deçà, la PAC ne sera plus capable d'assurer toute seule le chauffage, il faudra alors déclencher un étage électrique. Dans ce cas, la PAC fonctionnant à pleine charge et non en « surcharge », elle fonctionne avec des performances supérieures ce qui se retrouve sur la figure 112 qui n'intègre pas

la puissance des appoints électriques.

L'illustration de ces performances moyennes, où les valeurs minimales et maximales apparaissent entre crochets verticaux, explique le comportement et les résultats des performances saisonnières du tableau 21. Les performances globales sont moindres pour la PAC (4 kW) puisque si on fait le lien avec l'occurrence des températures, on chiffre à environ 70% du temps de fonctionnement de la PAC où l'on se situera sur la plage de température (Text<7°C), c'est-à-dire où la PAC fonctionne avec des performances inférieures.

	Besoins (kWh)	Pcalo (kWh)	C_PAC (kWh)	C_APT (kWh)	C_AUX (kWH)	COP_PAC	COP_PAC +APT	COP_PAC+APT+AUX
PAC 8 kW	6447	6447	1865	0	0	3,46	3,46	3,46
PAC 4 kW	6447	6442	2123	8	0	3,03	3,02	3,02

Tableau 21: Performances saisonnières

Le tableau 21 amène aux constats suivant : la PAC de 4 kW ne fournit pas la totalité de la puissance calorifique nécessaire pour satisfaire les besoins de la maison. Pour pallier à cela un étage d'appoint de résistances électriques ou deux doivent être mis en route afin de satisfaire la demande en chauffage. Ce sont des étages d'appoint, non modulable en puissance. C'est pourquoi la somme de la puissance calorifique et de la puissance de l'appoint peuvent dépasser les besoins totaux à satisfaire. De plus, les performances saisonnières de la PAC sont moindres notamment pour les raisons données précédemment.

Au regard de ces résultats il semble intéressant d'effectuer le même travail que pour la PAC de 8 kW, et d'étudier l'impact de l'augmentation de la température de la source froide sur ces performances.

Les constats d'une élévation de 1°C la température de la source froide, sont les mêmes que pour la PAC de 8 kW : diminution de la puissance absorbée et augmentation du coefficient de performance. La figure 113 présente les performances à pleine charge de la PAC suite à l'élévation de 1°C de la source froide.

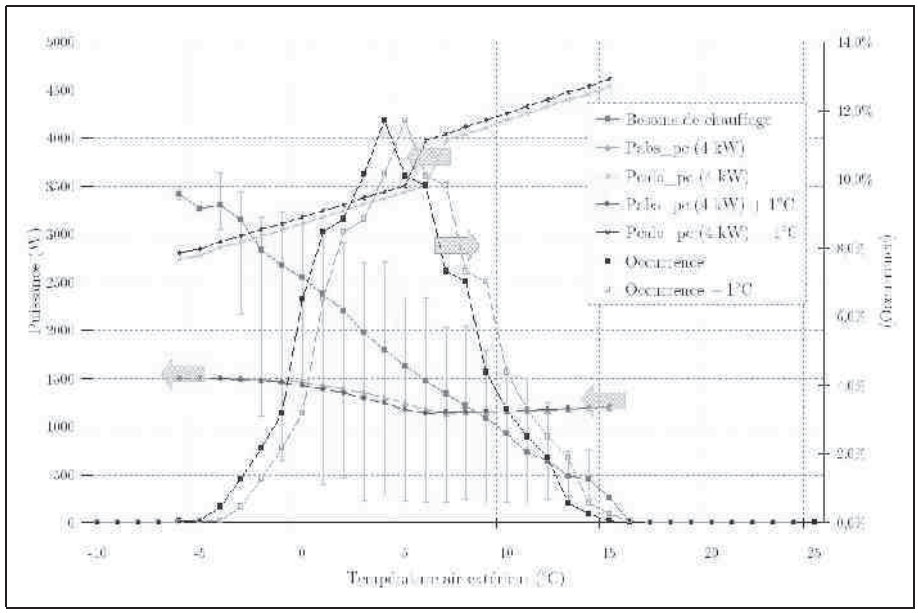


Figure 113: Performance à pleine charge pour une température de source froide + 1°C

On remarque la même influence de l'élévation de la température de la source froide sur les performances à pleine charge de la figure 96.

En ce qui concerne la puissance absorbée moyenne de la PAC, l'élévation de la température de la source froide permet à cette dernière de fonctionner dans des conditions plus clémentes et donc de diminuer ses consommations comme illustré à la figure 114.

Le chiffrage des gains par rapport au fonctionnement classique de la PAC (4kW) est représenté sur la figure 115 par la courbe rouge (croix). Ainsi à –6°C, on ne constate aucune baisse de la puissance absorbée alors qu'à +6°C la hausse de 1°C de la source froide entraîne une diminution de 16% de la puissance absorbée moyenne. Là encore, on constate l'hétérogénéité des gains sur la puissance absorbée en fonction de la température de la source froide. Ce gain étant fonction de la plage de température, du type de fonctionnement et du comportement du bâtiment.

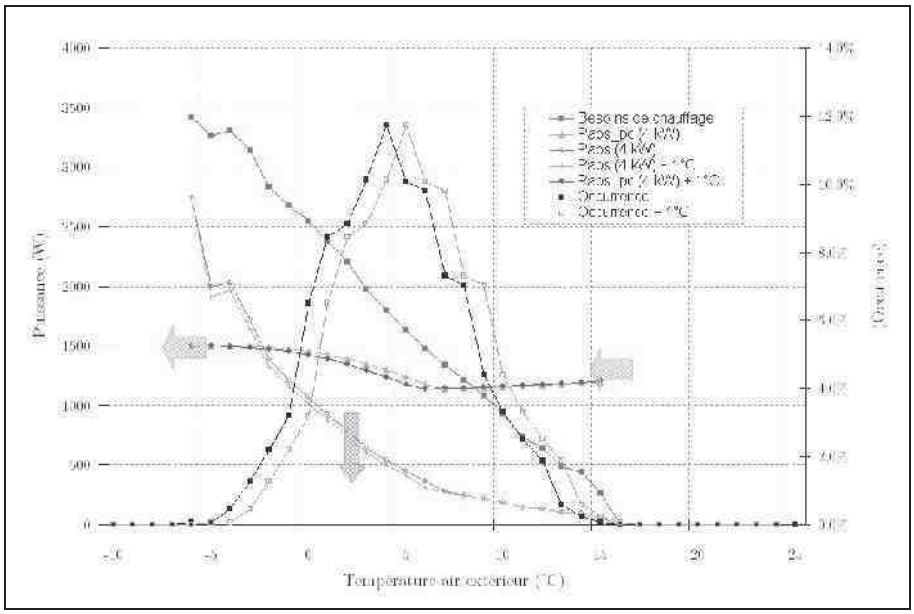


Figure 114: Évolution de la puissance absorbée moyenne avec une hausse de 1°C de source froide

On peut alors comparer la différence des gains sur la puissance absorbée dans le cas d'une PAC (8kW) et d'une PAC (4kW). La figure 116 illustre ces gains.

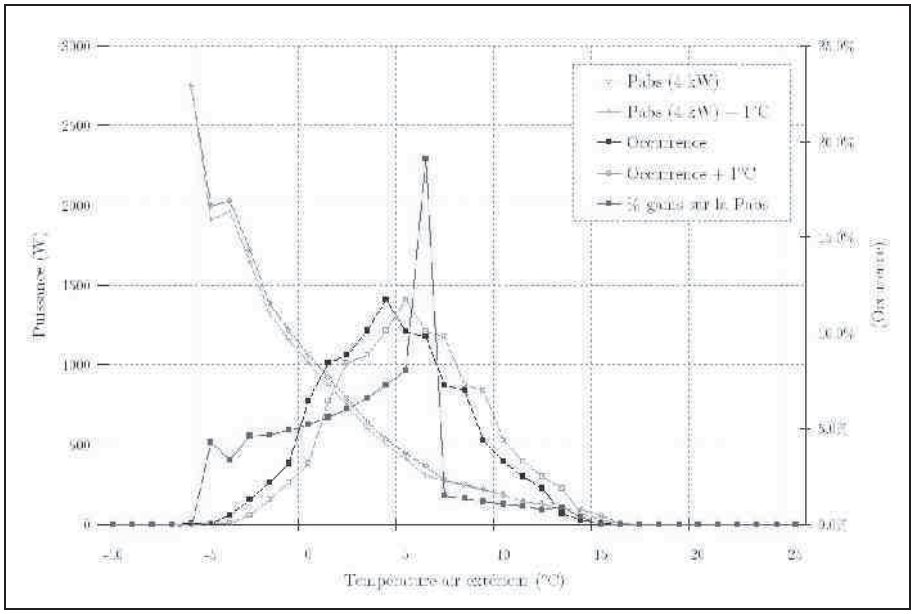


Figure 115: Gains sur la puissance absorbée moyenne

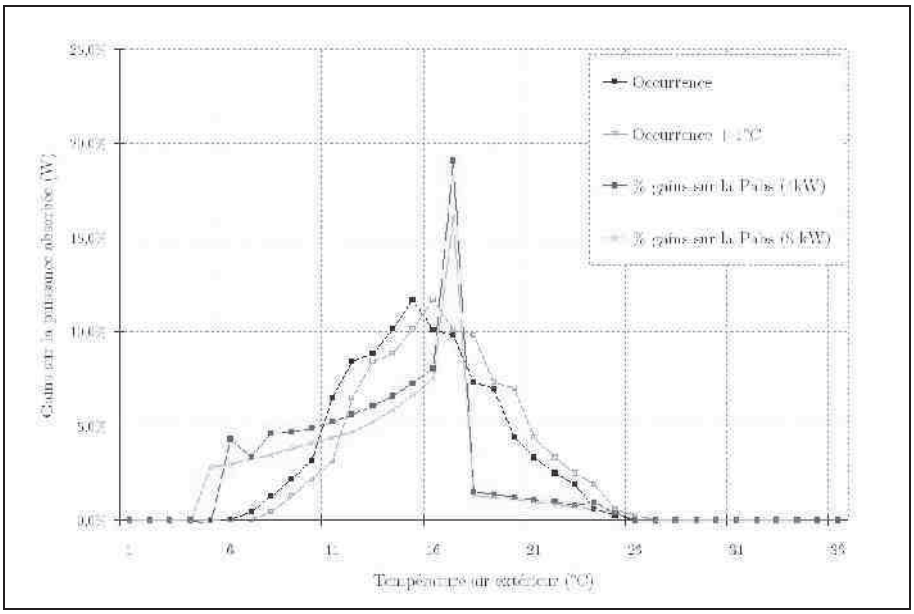


Figure 116: Comparaison des gains engendrés par la hausse de 1°C de la température de la source froide entre une PAC de 4kW et 8 kW

On constate que les gains dus à la hausse de 1°C sont supérieurs pour la PAC de 4 kW sur la plage des températures où le givrage de l'échangeur se produit (Text <7°C). Pour ce qui est des températures supérieures à 7°C les gains sont assez proches pour l'une et l'autre des PAC, et sont de l'ordre de 2 à 3 %.

Les gains obtenus à –5°C prennent en compte le fait qu'à cette température la source froide est supérieure de 1°C et que la PAC ne nécessite plus la mise en route de l'étage d'appoint électrique.

	Besoins (kWh)	Ecart relatif (%)	Pcalo (kWh)	Ecart relatif (%)	C_PAC (kWh)	Ecart relatif (%)	C_APT (kWh)	Ecart relatif (%)	C_AUX (kWH)	Ecart relatif (%)	COP_PAC	Ecart relatif (%)	COP_PAC +APT	Ecart relatif (%)	COP_PAC+A PT+AUX	Ecart relatif (%)
Base	6447	-	6442	-	2123	-	8	-	0	-	3,03	-	3,02	-	3,02	-
Base +1°C	6447	0	6443	0,0%	1999	-5,8%	8	0,0%	0	0,0%	3,22	6,3%	3,21	6,3%	3,21	6,3%
Base +2°C	6447	0	6444	0,0%	1880	-11,4%	5	-37,5%	0	0,0%	3,43	13,2%	3,42	13,2%	3,42	13,2%
Base + 3°C	6447	0	6447	0,1%	1766	-16,8%	0	-100,0%	0	0,0%	3,65	20,5%	3,65	20,9%	3,65	20,9%
Base +4°C	6447	0	6447	0,1%	1661	-21,8%	0	-100,0%	0	0,0%	3,88	28,1%	3,88	28,5%	3,88	28,5%
Base +5°C	6447	0	6447	0,1%	1567	-26,2%	0	-100,0%	0	0,0%	4,11	35,6%	4,11	36,1%	4,11	36,1%
Base +6°C	6447	0	6447	0,1%	1485	-30,1%	0	-100,0%	0	0,0%	4,34	43,2%	4,34	43,7%	4,34	43,7%
Base +7°C	6447	0	6447	0,1%	1420	-33,1%	0	-100,0%	0	0,0%	4,54	49,8%	4,54	50,3%	4,54	50,3%
Base +8°C	6447	0	6447	0,1%	1376	-35,2%	0	-100,0%	0	0,0%	4,69	54,8%	4,69	55,3%	4,69	55,3%
Base +9°C	6447	0	6447	0,1%	1342	-36,8%	0	-100,0%	0	0,0%	4,81	58,7%	4,81	59,3%	4,81	59,3%
Base +10°C	6447	0	6447	0,1%	1315	-38,1%	0	-100,0%	0	0,0%	4,9	61,7%	4,9	62,3%	4,9	62,3%

Tableau 22: Hausse de la température de la source froide. Quels gains pour une PAC de 4kW ?

Si l'on compare le tableau 20 et le tableau 22, on constate que la hausse de la

température de la source froide impacte le comportement de la PAC (4kW) de façon plus positive que la PAC (8kW).

Ainsi pour une augmentation de 10°C de la température de la source froide (dernière ligne) permet de gagner 38% sur la consommation de la PAC (4 kW) et seulement 32% pour la PAC (8 kW). Le coefficient de performance (compresseur + ventilateurs) augmente de 62% pour le PAC (4 kW) et de 46% pour la PAC (8 kW).

La Figure 117 illustre la diminution de la consommation et les gains sur le coefficient de performance de l'augmentation de température de la source froide.

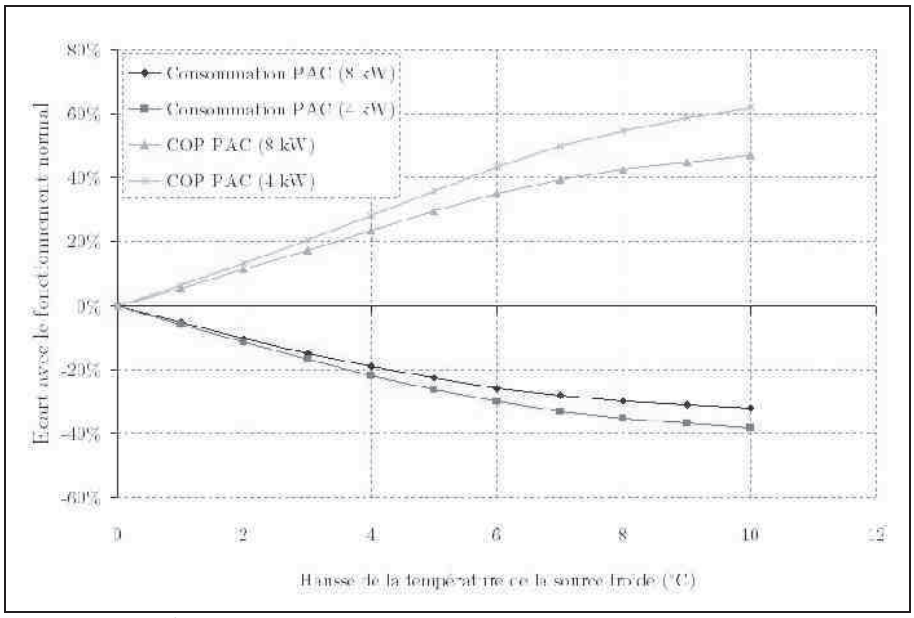


Figure 117: Écart sur la consommation et le coefficient de performance de la PAC en fonction de la hausse de la température de source froide

Ces résultats donnent un ordre de grandeur des gains sur les consommations et les performances d'une PAC air-air.

4. Conclusions

Ces résultats représentent la limite haute des gains qui peuvent être atteint en terme d'économie d'énergie par le couplage de la source froide d'une PAC avec une source d'air tempérée « idéale ».

On ne peut pas prédire en toute généralité l'impact de l'élévation de la température de la source froide sur les consommations et les performances de la PAC, puisque celles-ci dépendent du dimensionnement de la PAC, de la plage de température extérieure de fonctionnement, du comportement thermique du bâtiment (qui influe sur le taux de charge de la PAC).

On a pu observer que l'augmentation de la température de la source froide n'a pas le

même effet selon la température extérieure. Autrement dit, l'impact de l'augmentation de la température n'est pas le même à –5°C ou à 10°C.

Globalement l'augmentation constante d'1°C de la température de la source froide permet de diminuer de 5 à 6 % la consommation saisonnière de la PAC. Le gain sur le coefficient de performance est du même ordre de grandeur.

L'augmentation de la température de la source froide de la PAC est ainsi un réel enjeu en terme d'économie d'énergie. Pour une température extérieure donnée, la PAC est capable de fournir plus de puissance calorifique au local tout en consommant moins.

Mais quels moyens mettre en œuvre pour exploiter ce potentiel d'économie d'énergie ? Certes, une PAC air-air est classiquement installée à l'extérieur. Mais n'y a-t-il pas des sources au sein même du bâtiment qui puissent servir de source froide à une PAC ?

On pense à un vide sanitaire, des combles, une véranda, la sortie d'une ventilation double flux, un puits canadien ou un capteur à air. Le modèle développé ici permet d'évaluer les potentiel d'économies d'énergie pour ces différentes configurations, comme on le verra au chapitre suivant.

5. Perspectives

Ce chapitre fixe dans un premier temps les limites hautes des gains qu'il est possible d'obtenir en appliquant une augmentation constante de la température de la source froide. Ainsi selon le dimensionnement de la PAC, une réduction de 40% de la consommation de la PAC peut être attendue, ainsi qu'une augmentation de 60% du COP global du système.

Les sources d'air tempérées dont on dispose ne peuvent être aussi performantes. Essayer d'établir un indicateur afin de juger de la qualité d'une zone à devenir une source froide intéressante pour une PAC semble difficile. Plusieurs indicateurs sont proposés (température moyenne, occurrence de température, occurrence des écarts de température). Mais ces indicateurs disposent de quelques lacunes, notamment en ce qui concerne l'intégration de la disponibilité du débit ou la température à laquelle se produit l'écart de température. En effet, les gains sur les consommations engendrés par l'augmentation de la température de la source froide sont différents selon la température à laquelle cette hausse a lieu.

Chapitre 5 - Applications et étude des différentes possibilités de couplage

1. Introduction

Le chapitre 2 a permis le choix et l'amélioration d'un modèle de PAC air-air existant en vue de son intégration dans le modèle de bâtiment Comfie. Il intègre la modélisation du comportement de ces PAC dans leur fonctionnement à pleine charge, et à charge partielle dans les conditions aux sources nominales et non-nominales. Le modèle de givrage a été amélioré en vue de prendre en compte l'influence de l'humidité relative de l'air sur les performances du système. La modélisation de l'influence de l'humidité dans les plages de températures hors givrage a également fait l'objet d'une amélioration. Un modèle de régulation du ventilateur de l'unité extérieure a également été proposé en vue de prendre en compte les variations de débit au niveau de l'unité extérieure en fonction du taux de charge lorsque les systèmes de PAC étudiées sont équipées de compresseurs contrôlés par inverter. Les résultats du modèle de PAC à pleine charge ont été validés par rapport au modèle de PAC air-air détaillé du laboratoire d'Oak Ridge. Le modèle à charge partielle est basé sur des résultats de tests de l'institut de recherche suédois SP, qui propose une série de points de fonctionnement à charge partielle sur plus d'une vingtaine de PAC air-air. Le modèle de dégivrage a été paramétré par rapport aux résultats de plusieurs travaux de la littérature. On dispose ainsi d'un modèle global, sensible aux principaux paramètres influençant la consommation et les performances des PAC air-air. Il a été implémenté en langage Pascal dans le modèle de bâtiment Comfie qui permet le calcul des performances saisonnières de ces systèmes dans leur mise en œuvre conventionnelle, mais également couplés à des sources d'air tempérées intégrées au bâtiment.

Le chapitre 3 contient une présentation de l'ensemble des modèles de sources d'air tempérées utilisé dans ce chapitre à des fins de couplage avec la source froide du modèle de PAC sélectionné. Le couplage entre le modèle de bâtiment et le modèle de PAC y est également présenté. Ce modèle est nécessaire pour prendre en compte la perturbation des débits de renouvellement d'air lors du couplage de la source froide de la PAC et des sources d'air tempéré. Le modèle d'humidité de l'air ajouté au modèle de bâtiment y est également détaillé. Pour chacune des sources d'air tempéré une étude de sensibilité a permis de mettre en avant les paramètres primordiaux venant influencer le comportement dynamique de chacune d'entre elles, ainsi que des zones chauffées adjacentes. Ainsi la température des zones dépendent principalement : (a) du débit de renouvellement d'air ; (b) des caractéristiques constructives ; (c) de la région climatique, et de l'orientation.

Le chapitre 4 a utilisé le modèle global d'enveloppe + PAC pour étudier le comportement et les performances de ces systèmes couplés à une source froide d'air idéale. On entend par idéale, une source dont la température est augmentée d'un écart

constant par rapport à la température extérieure. Ce chapitre a également été l'occasion d'étudier l'influence du dimensionnement des PAC sur leur performance saisonnière. Plusieurs paramètres influençant le comportement du système de PAC ont pu être mis en avant : (a) la technologie et le type de régulation (marche-arrêt ou inverter) ; (b) le dimensionnement (c) la région climatique qui influence à la fois la température de la source froide et les besoins de chauffage, et donc la puissance délivrée par la PAC.

Tous ces paramètres ont été étudiés de façon découplée sans tenir compte des interactions possibles entre le modèle d'enveloppe et le modèle de PAC. Le présent chapitre propose une série d'applications sur le couplage des sources d'air tempérées avec la source froide d'une PAC air-air. Les différents modèles utilisés dans ces applications ont été présentés aux chapitres précédents.

Les deux types de configurations envisagées au chapitre 1 font l'objet de plusieurs applications séparées en deux points étudiés l'un après l'autre dans la suite du présent chapitre :

- Le *couplage indirect* : l'unité extérieure de la PAC est située à l'extérieur et sa source froide est alimentée par divers sources d'air tempérées par l'intermédiaire d'un réseau de distribution et de ventilateurs supplémentaires. Les débits sont contrôlés soit par une régulation tout ou rien, soit par le ventilateur de l'unité extérieure de la PAC.
- Le *couplage direct* : l'unité extérieure de la PAC est placée directement à l'intérieur d'une zone, et le débit de renouvellement d'air de la zone est contrôlé par le débit du ventilateur de l'unité extérieure de la PAC

Le nombre de paramètres et de couplages qu'il est possible de réaliser est élevé. Il faut à la fois faire le choix de la source, de la technologie de pompe à chaleur, du dimensionnement, du type de couplage, ou encore de la région climatique. Une vision globale de l'ensemble des paramètres est proposée à la figue 118.

Une sélection de ces configurations est étudiée dans le présent chapitre. Elles s'appliquent à l'étude de cas d'une maison individuelle ancienne ayant subie une série d'améliorations au niveau de son enveloppe. La géométrie et les caractéristiques constructives après réhabilitation restent figées pour les différentes configurations.

Le chapitre commence par l'étude de la réhabilitation d'une maison individuelle de constructeur dans le climat de Trappes. Cette maison construite avant la première réglementation thermique a subi depuis plusieurs améliorations. L'étude retrace l'ensemble des états par lesquels est passée la maison, jusqu'à sa dernière réhabilitation datant de 2007. Pour les besoins de l'étude, la maison après réhabilitation est réutilisée et complétée par certains systèmes (véranda, capteurs à air, façade double peau,

échangeur air-sol) en vue d'étudier plusieurs configurations de couplage avec la source froide d'une PAC air-air.

S'en suit l'étude des configurations de couplage indirect, puis direct, pour des versions mono-sources et multi-sources. La sensibilité sur la région climatique est étudiée pour quatre climats français :(a) Nancy (climat tempéré continental) ; (b) Trappes (climat tempéré continental) ; (c) Rennes (climat tempéré océanique) ; (d) Nice (climat méditerranéen).

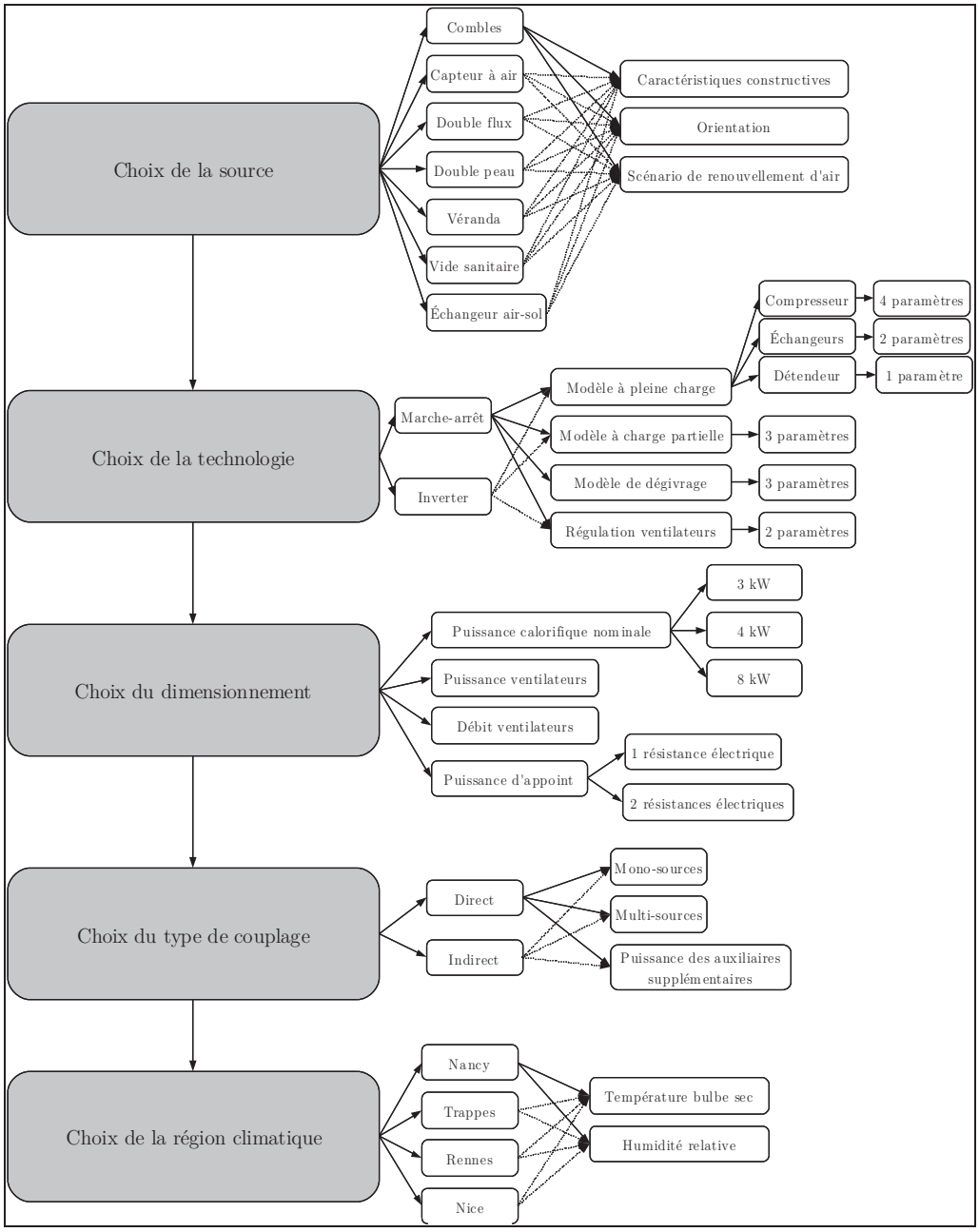


Figure 118: Vision globale des paramètres pour chaque simulation

2. Étude de cas

2.1. Présentation

Une maison de constructeur a été choisie pour cette étude. A l'origine il s'agissait d'une maison de plain pied construite sur vide sanitaire d'une surface habitable initiale de 70 m². Le procédé de construction est à ossature métallique habillée à l'extérieur par des petites dalles minces de béton et à l'intérieur par une cloison de doublage, avec interposition d'une lame d'air, caractéristique d'une construction industrielle. Elle était équipée d'une chaudière fioul à air pulsé, de fenêtres à simple vitrage, et la ventilation du logement se faisait de façon naturelle. Depuis sa construction en 1971, plusieurs agrandissements et améliorations sont venus la compléter :

- 1982 : Extension en « L » (en pointillés figure 121), en construction traditionnelle (parpaing et briques) ;
- 1987 : Isolation des murs extérieurs de l'enveloppe par injection de billes de polystyrène (PSE) dans le vide d'air séparant les dalles minces de béton des plaques de plâtre intérieures ;
- 1987 : Remplacement des vitrages, passage du simple au double vitrage classique ;
- 1987 :.Changement de système de production de chauffage : mise en place de convecteurs électriques ;
- 1997 : Isolation des combles par déroulement de 20 cm de laine de roche ;
- 1999 : Installation d'une ventilation mécanique contrôlée (VMC) ;
- 2007 : Réhausse et changement de pente pour aménagement des combles (figure 122), isolation par l'extérieur, mise en place d'une VMC double flux et installation d'une PAC air-air avec soufflage en plénum.

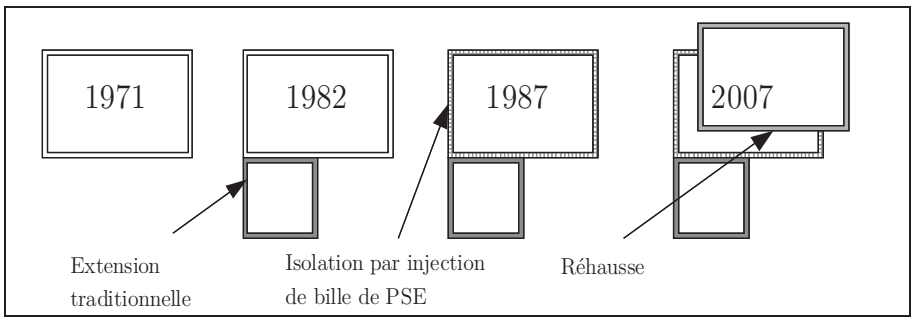


Figure 119: Évolution de l'état énergétique du cas d'étude au cours du temps

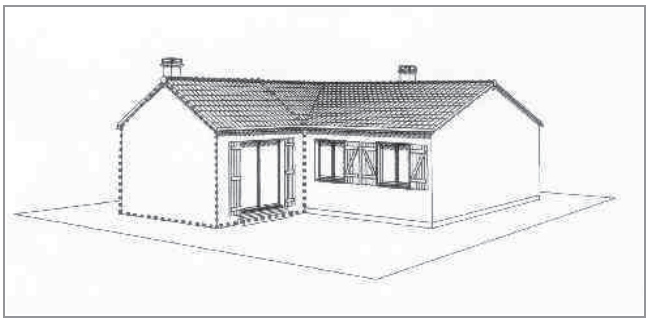


Figure 121: Maison avant réhabilitation (1999) – Extension datant de 1982 en pointillés.

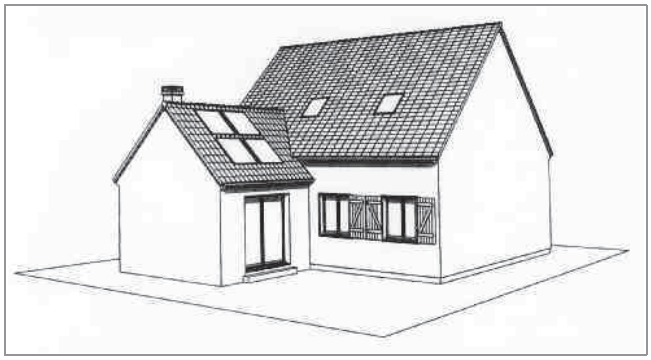


Figure 120: Maison après réhabilitation (2007)

Elle dispose après agrandissement de 4 chambres, d'un séjour/salon, d'une cuisine et de deux salles de bains pour une surface habitable totale de 135 m².

Pour les besoins de l'étude le modèle d'enveloppe de la maison après réhabilitation est complété d'une véranda et de capteurs à air exposés au Sud et à l'Est.

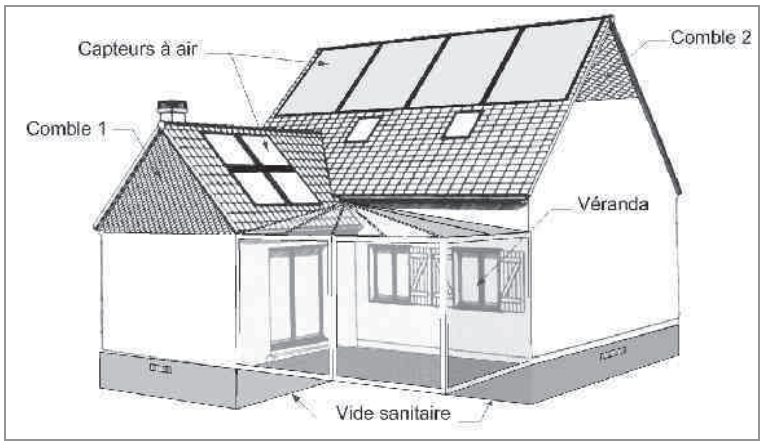


Figure 122: Cas d'étude après réhabilitation

Le détail de la géométrie, des caractéristiques constructives des parois, du volume des sources d'air tempérées, et des scénarios d'occupation est présenté aux paragraphes suivants.

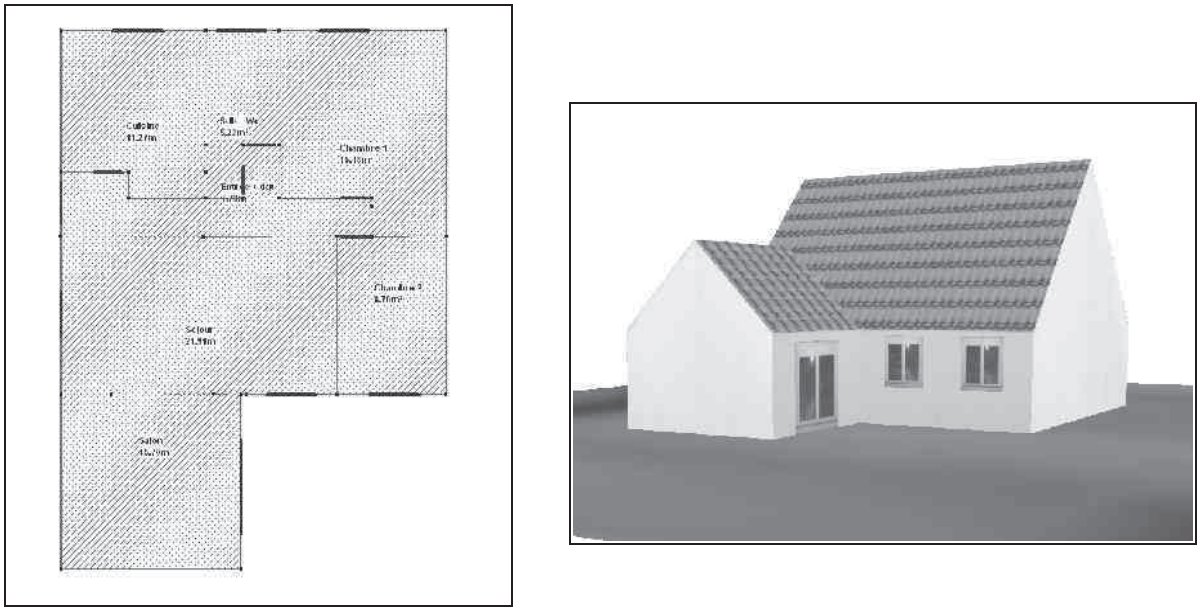
2.2. Modélisation de l'enveloppe avec Pléiades+Comfie

2.2.1. La Géométrie

Les pièces chauffées sont regroupées dans une unique zone considérée comme thermiquement homogène. Les combles perdus, le vide sanitaire, la véranda, la façade double peau, et les capteurs à air sont modélisés comme des zones thermiques non chauffées.

Les plans 2D sont d'abord saisis avec le logiciel Alcyone, permettant une

visualisation 3D du projet. La géométrie est ensuite exportée vers le logiciel Pléiades+Comfie pour définir le modèle d'enveloppe.



(a) *(b)*

Figure 123: Saisie graphique avec le logiciel Alcyone

2.2.2. Les caractéristiques constructives

On considère la maison existante avant réhabilitation, comme la maison de 1999. La maison après réhabilitation correspond à la maison de 2007.

2.2.2.1. Avant rénovation

État initial, 1971, la maison est de forme rectangulaire est dispose d'une surface habitable de 70 m^2. Les caractéristiques thermiques des parois de l'enveloppe sont données au tableau 23 et 24.

Désignation	**Composition**	**Épaisseur [cm]**	**Coefficient de transfert thermique global[50] U [W.m^{-2}.K^{-1}]**
Mur extérieur RDC	Dalle béton (4,5 cm) + lame d'air (8 cm) + polystyrène expansé (2cm) plâtre (5 cm) + structure acier.	19,5	1,05
Plancher sur vide sanitaire	Dalle béton (20 cm)	20	2,2
Plafond combles	Laine de roche (5 cm) + plâtre (1,3 cm)	6,3	0,68
Cloisons intérieures légères	Plâtre (1,3 cm) + brique creuse (5 cm) + Plâtre (1,3 cm)	7,6	2,1

*Tableau 23: Caractéristiques thermiques de l'enveloppe **avant** rénovation, 1971*

Désignation	**Menuiserie**	**FS$_g$[51]**	**U$_g$[52] [W.m^{-2}.K^{-1}]**	**U$_f$[53] [W.m^{-2}.K^{-1}]**	**% vitrage**	**FS$_{moyen}$[54]**	**U$_{moyen}$[55] [W.m^{-2}.K^{-1}]**
Fenêtres	Simple vitrage, menuiserie bois	0,9	4,95	2,4	66	0,59	4,08
Portes-fenêtres	Simple vitrage, menuiserie bois	0,9	4,75	3	63	0,57	4,1
Portes extérieure	Bois	-	-	-	-	-	5

*Tableau 24: Caractéristiques thermiques des menuiseries **avant** rénovation, 1971*

En 1987, la maison s'agrandit avec une extension en « L » de 15 m². Les murs extérieurs de la partie existante sont isolés par insufflation de bille de polystyrène dans la lame d'air de 8 cm. Les fenêtres sont également remplacées.

Désignation	**Composition**	**Épaisseur [cm]**	**Coefficient de transfert thermique global[56] U [W.m^{-2}.K^{-1}]**
Mur extérieur RDC isolé	Dalle béton (4,5 cm) + bille polystyrène expansé (8 cm) + polystyrène expansé (2cm) + plâtre (5 cm) + structure acier.	19,5	0,34
Mur extension	Parpaing béton (15 cm) + Polystyrène expansé (6cm)	21	0,53

*Tableau 25: Caractéristiques thermiques de l'enveloppe **avant** rénovation, 1987*

50 Le coefficient de transfert thermique global d'une paroi intègre les échanges thermiques superficiels intérieurs et extérieurs
51 FS_g: facteur solaire de la vitre seule
52 U_g (glass) coefficient de transfert thermique de la vitre seule
53 U_f (frame): coefficient de transfert thermique du cadre seul
54 FS_{moyen}: facteur solaire moyen (vitre + cadre)
55 U_{moyen}: coefficient de transfert thermique moyen (vitre + cadre), parfois appelé U_w (window)
56 Le coefficient de transfert thermique global d'une paroi intègre les échanges thermiques superficiels intérieurs et extérieurs

Désignation	**Menuiserie**	**FS_g**	**U_g [$W.m^{-2}.K^{-1}$]**	**U_f [$W.m^{-2}.K^{-1}$]**	**% vitrage**	**FS_{moyen}**	**U_{moyen} [$W.m^{-2}.K^{-1}$]**
Fenêtres	Double vitrage, menuiserie PVC	0,72	2,8	1,8	62	0,5	2,42
Portes-fenêtres	Double vitrage, menuiserie PVC	0,72	1,9	1,7	60	0,5	1,84
Portes extérieure	Bois massif	-	-	-	-	-	3,5

*Tableau 26: Caractéristiques thermiques des ouvrants **avant** rénovation ; 1987*

En 1999, le plancher des combles est isolé avec 20 cm de laine de roche. Une VMC est installée.

Désignation	**Composition**	**Épaisseur [cm]**	**Coefficient de transfert thermique global U [$W.m^{-2}.K^{-1}$]**
Plafond combles	Laine de roche (20 cm) + Plâtre (1,3 cm)	21,3	0,19

*Tableau 27: Caractéristiques thermiques de l'enveloppe **deuxième** rénovation, 1999*

2.2.2.2. Après rénovation

En 2007, la maison est agrandie est dispose de combles aménagés. Les murs extérieurs du rez-de-chaussée sont isolés par l'extérieur.

Désignation	**Composition**	**Épaisseur [cm]**	**Coefficient de transfert thermique global U [$W.m^{-2}.K^{-1}$]**
Panneau sandwich	Polyuréthane (5 cm) + laine de verre (12 cm) + plâtre (1,3 cm) + structure acier	18,3	0,19
Mur extérieur isolé par l'extérieur	Polyuréthane (8 cm) + Mur extérieur RDC	27,5	0,16
Plancher intermédiaire	Panneau OSB (2,2 cm) + laine de verre (20 cm) + Plâtre (1,3 cm)	23,5	0,19
Plafond combles	Laine de roche (20 cm) + Plâtre (1,3 cm)	21,3	0,19

*Tableau 28: Caractéristiques thermiques de l'enveloppe **troisième** rénovation*

Désignation	**Menuiserie**	**FS_g**	**U_g [$W.m^{-2}.K^{-1}$]**	**U_f [$W.m^{-2}.K^{-1}$]**	**% vitrage**	**FS_{moyen}**	**U_{moyen} [$W.m^{-2}.K^{-1}$]**
Fenêtres	Double vitrage peu émissif, lame argon, menuiserie PVC	0,72	1,1	2	85	0,61	1,24
Porte-fenêtre	Double vitrage peu émissif, lame argon, menuiserie PVC	0,72	1,1	2	80	0,61	1,24
Velux	Double vitrage, lame argon, menuiserie PVC	0,23	1,2	2,4	85	0,2	1,38
Porte extérieure	Bois isolante performante	-	-	-	-	-	0,8

*Tableau 29: Caractéristiques thermiques des ouvrants **avant** rénovation*

2.2.2.3. Ponts thermiques

Dans le cas de la maison avant travaux de 1971, les ponts thermiques sont considérés comme négligeables. Pour la maison après isolation des murs par insufflation de billes de polystyrène, les ponts thermiques sont considérés forfaitairement sur l'ensemble des liaisons entre parois verticales avec une valeur de $0,7.W.m^{-1}.K^{-1}$, ce qui correspond à des ponts thermiques non traités. Cette valeur est ramenée à $0,1.W.m^{-1}.K^{-1}$ pour des murs extérieurs isolés par l'extérieur. De ce cas, les fenêtres ont été ramenées dans le plan de l'isolant, réduisant les ponts thermiques des entourages de fenêtres, considérés alors comme négligeables.

2.2.3. Les sources d'air tempérées

2.2.3.1. Le vide sanitaire

Désignation	**Composition**	**Épaisseur [cm]**	**Coefficient de transfert thermique global U [$W.m^{-2}.K^{-1}$]**
Plancher sur vide sanitaire	Dalle béton (20 cm)	20	2,2
Murs périphériques	Parpaing (20cm)		
Sol	Terre, une couche d'un mètre es t modélisée	1	

Tableau 30: Caractéristiques constructive du vide sanitaire

2.2.3.2. Les combles

Dans la variante rénovée, les caractéristiques constructives des combles sont les suivantes.

Désignation	**Composition**	**Épaisseur [cm]**	**Coefficient de transfert thermique global U [W.m^{-2}.K^{-1}]**
Plancher combles	Laine de roche (20 cm) + Plâtre (1,3 cm)	21,3	0,19
Panneau sandwich	Polyuréthane (5 cm) + laine de verre (12 cm) + plâtre (1,3 cm) + structure acier	18,3	0,19
Toiture	Toiture en ardoise (2 cm)	2	6,6

Tableau 31: Caractéristiques constructives des combles

2.2.3.3. La véranda

La véranda d'une surface de 17 m² est exposée plein sud.

Désignation	**Menuiserie**	**FS$_g$**	**U$_g$ [W.m^{-2}.K^{-1}]**	**U$_f$ [W.m^{-2}.K^{-1}]**	**% vitrage**	**FS$_{moyen}$**	**U$_{moyen}$ [W.m^{-2}.K^{-1}]**
Vitrage	Double vitrage peu émissif, lame argon, menuiserie aluminium	0,72	1,1	3	80	0,58	1,48

*Tableau 32: Caractéristiques thermiques des menuiseries **troisième** rénovation*

2.2.3.4. Les capteurs à air et façade double peau

Désignation	**Menuiserie**	**FS$_g$**	**U$_g$ [W.m^{-2}.K^{-1}]**	**U$_f$ [W.m^{-2}.K^{-1}]**	**% vitrage**	**FS$_{moyen}$**	**U$_{moyen}$ [W.m^{-2}.K^{-1}]**
Vitrage	Double vitrage peu émissif, lame argon, menuiserie aluminium	0,72	1,1	3	80	0,58	1,48

*Tableau 33: Caractéristiques thermiques des menuiseries **troisième** rénovation*

2.2.3.5. L'échangeur air sol

Un échangeur air-sol est conventionnellement dimensionné pour rafraichir ou préchauffer l'air de ventilation du logement. Il est dimensionné pour assurer le débit de renouvellement d'air hygiénique de celui-ci. Dans notre étude, le volume chauffée est de 420 m^3. On suppose que l'échangeur air-sol est dimensionné pour assurer le débit de ventilation hygiénique de 0,5 volume par heure, soit 210 m^3.h^{-1}.

On fait le choix d'un échangeur air-sol de 50 m de longueur, et 20 cm de diamètre placé à 1,5 mètre de profondeur.

2.3. Les scénarios d'utilisation du bâtiment

2.3.1. Scénario d'occupation

On suppose que la maison est occupée par 4 occupants de façon intermittente. Chaque occupant représente une source de chaleur d'une puissance moyenne supposée de 80 W. On se ramène à un nombre d'occupant par mètre carré de surface habitable afin d'appliquer le même scénario à chaque niveau de la rénovation. Le nombre d'occupant avant et après rénovation est le même.

	SHAB [m²]	**Nombre d'occupant par mètre carré [Occ.m^{-2}]**
Avant réhabilitation	85	0,05
Après réhabilitation	135	0,03

Le scénario d'occupation est le suivant:

- 100% d'occupation de 18h à 7h;
- 50% de 11h à 13h;
- 25% de 7h à 11h et de 13h à 18h;

Dans cette configuration les occupants libèrent 43,95 kWh/semaine. Sur la saison de chauffe qui s'étend du 1er octobre au 20 mai, soit 33 semaines, les apports internes dus aux occupants sont de l'ordre de 1500 kWh.

2.3.2. Scénario de puissance dissipée

Le scénario de puissance dissipée considère que l'énergie dissipée par l'ensemble des systèmes consommateurs d'énergie intérieurs (éclairage, électroménager) s'élève à environ 1500 kWh sur la saison de chauffe (1er octobre au 20 mai, soit 33 semaines). Cette hypothèse correspond à un logement plutôt économe, soit une consommation électrique annuelle de 2000 kWh dont les trois quarts constituent des apports de chaleur. La valeur de la puissance dissipée (tableau ci-dessous) est considérée constante à chaque heure de simulation.

	SHAB [m²]	**Puissance dissipée [W.m^{-2}]**
Avant réhabilitation	85	3
Après réhabilitation	135	2

2.3.3. Scenario de consigne de chauffage

Le scénario de consigne de chauffage est fixé à 19°C constant tout au long de la saison de chauffe. Le tableau 34 présente les DJU_{18} associés à chaque région climatique.

Climat	**DJU_{18} Comfie pour la saison de chauffe**
Nancy	3024
Trappes	2704
Rennes	2000
Nice	1359

Tableau 34: DJU pour les différents climats étudiés

2.3.4. Scénario de ventilation

2.3.4.1. Locaux chauffés

Avant rénovation, la maison est ventilée par le système de VMC. Un taux de renouvellement d'air global moyen est supposé égale à 0,7 volume par heure (0,6 volume par heure assuré par le système de ventilation et 0,1 volume par heure par infiltrations d'air et défauts d'étanchéité).

Après rénovation, la maison est équipée d'une ventilation double flux. On considère que le débit de renouvellement assuré par le système double flux est de 0.5 vol/h avec une efficacité de 85%, plus un renouvellement d'air dû aux infiltrations de 0.1 vol/h avec une efficacité nulle. Ces hypothèses permettent d'établir un rendement moyen du système de ventilation double flux de 71%, et un débit de renouvellement d'air total de 0.6 vol/h.

2.3.4.2. Sources d'air tempérées

Les sources d'air tempérées modélisée en tant que zones disposent d'un débit naturel de renouvellement d'air de leur ambiance par infiltration. Dans les situations non perturbées (sans couplage avec la PAC), les taux de renouvellement d'air pour chacune des sources sont donnés au tableau suivant.

	Taux de renouvellement d'air [volume.h^{-1}]
Vide sanitaire	1
Comble perdu	1
Véranda	0,2
Capteur à air	10

La véranda est considérée comme neuve, avec des infiltrations d'air faible.

2.3.5. Scénario d'occultation

On fait l'hypothèse qu'en plein été, les occupants baissent leurs volets de 8h à 20h, réduisant le facteur solaire de 70%. La résistance thermique additionnelle est négligée.

2.4. Modélisation des équipements

2.4.1. Chaudière fioul et convecteurs électriques

Pour le calcul des consommations avant réhabilitation les hypothèses de rendements de production du système de chauffage sont données au tableau suivant. Les données proviennent de la méthode de diagnostic de performance énergétique 3CL.

Système	Rendement d'émission	Rendement de distribution	Rendement de génération	Rendement de régulation	Rendement moyen saisonnier
Chaudière fioul	0,92	0,95	0,6	0,95	0,5
Convecteurs électrique	0,98	1	1	0,95	0,93

Les hypothèses pour la chaudière fioul correspondent à une chaudière fioul ancienne.

2.4.2. Pompe à chaleur

2.4.2.1. Dimensionnement

La consommation et les performances saisonnières du système de PAC sont calculées avec le modèle présenté au chapitre 2. A chaque climat correspond une puissance de PAC déterminée selon la méthode de dimensionnement couramment utilisée par les bureaux d'étude (chapitre 1, § 4.3). Un choix est effectué parmi les tables de puissances calorifiques à pleine charge établi à partir du modèle détaillé de l'ORNL.

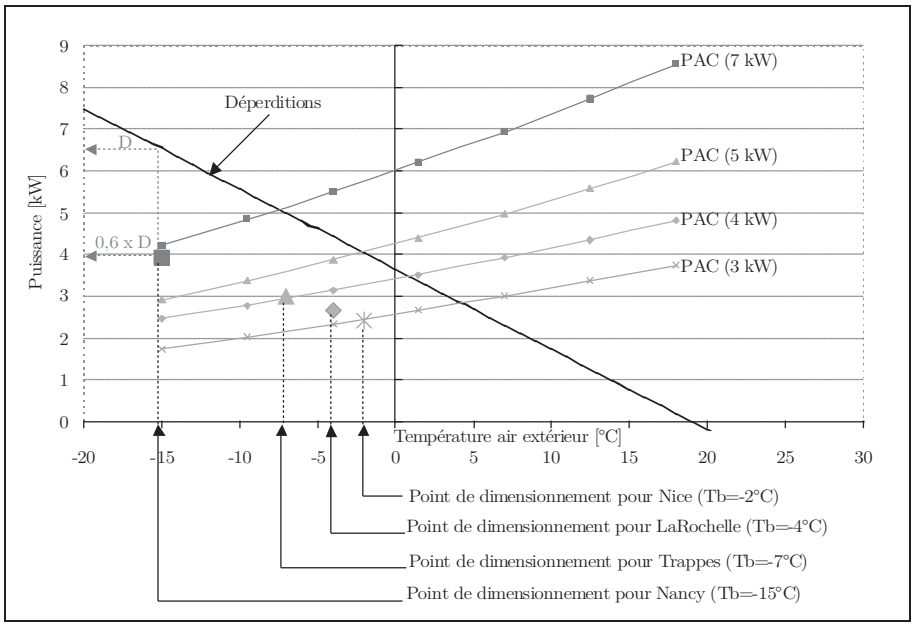


Figure 124: Sélection de la puissance calorifique des PAC selon le climat

La figure 124 présente le choix de la puissance calorifique des PAC en fonction des déperditions de la maison réhabilitée et du climat. Pour chacune des régions climatiques, les puissances calorifiques nominales et les puissances d'appoint sélectionnées sont présentées au tableau suivant. Le dimensionnement de la PAC contraint alors les débits d'air au niveau de l'unité extérieure pour assurer le bon fonctionnement du système. Ils sont également indiqués au tableau 35.

	Puissance nominale	**Puissance de l'appoint [kW]**	**Puissance nominale ventilateur UI [W]**	**Puissance nominale ventilateur UE [W]**	**Débit nominal d'air au niveau de l'UE [$m^3.h^{-1}$]**
Nancy	7 kW	2 x 2,5	230	140	2700
Trappes	5 kW	2 x 1,5	166	100	1900
Rennes	4 kW	2 x 1,5	130	80	1500
Nice	3 kW	2 x 1,5	100	60	1200

Tableau 35: Dimensions nominales de la PAC en fonction de la région climatique

Dans le cas de PAC contrôlées par marche-arrêt, on suppose le débit du ventilateur constant et égal au débit nominal indiqué dans le tableau 35.

2.4.2.2. Modèle à pleine charge

Le modèle à pleine charge est celui de Jin et Spitler [JIN2002a], [JIN2002b], présenté

au chapitre 2. Les paramètres des composants de la PAC (compresseur, échangeurs, détendeur) sont identifiés, via la méthode d'optimisation de Nelder-Mead et des tables de puissances à pleine charge établies à partir du modèle détaillé du laboratoire d'Oak Ridge. Plusieurs jeux de paramètres sont proposés en annexe F pour la modélisation de PAC de différentes puissances nominales, allant de 3 kW à 8 kW.

2.4.2.3. Modèle à charge partielle

Le modèle à charge partielle traduit le comportement de la PAC (compresseur + ventilateurs) pour des régimes de fonctionnement à charge réduite. Lorsque la puissance délivrée par la PAC est supérieure aux besoins, celle-ci adapte sa puissance soit par une suite de cyclage de marche et arrêt, soit par adaptation de la vitesse de rotation du compresseur dans le cas de PAC équipées d'inverter. Deux modèles distincts sont utilisés dans les applications de ce chapitre. Le premier caractérise le comportement des PAC contrôlés par marche-arrêt, et est basé sur le modèle de [HEND2000] (chapitre 4, §4.3.1, équations 23 à 25).

Le second caractérise les PAC contrôlées par inverter se base sur les travaux de [MARC2000] (chapitre 2, §4.3.2, équations 26 à 30) et une série de résultats issus des tests effectués de l'institut suédois SP sur plus d'une vingtaine de PAC air-air du marché suédois.

Les courbes caractéristiques de ces deux modèles sont données aux figures suivantes.

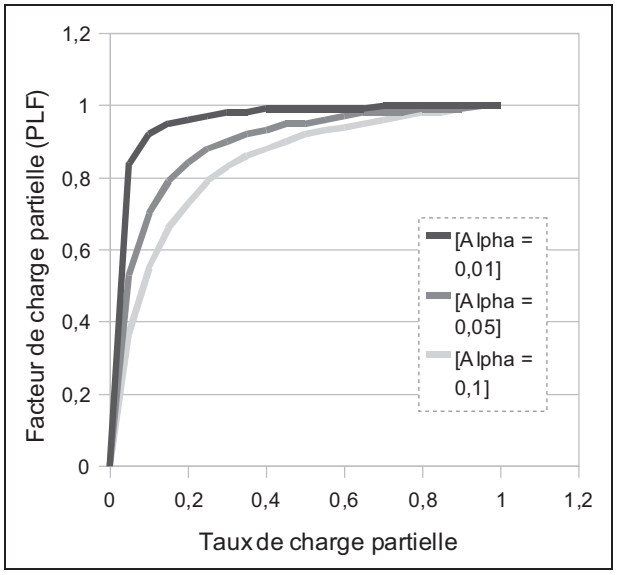


Figure 125: Courbes caractéristiques du modèle de charge partielles pour les PAC contrôlée par marche-arrêt

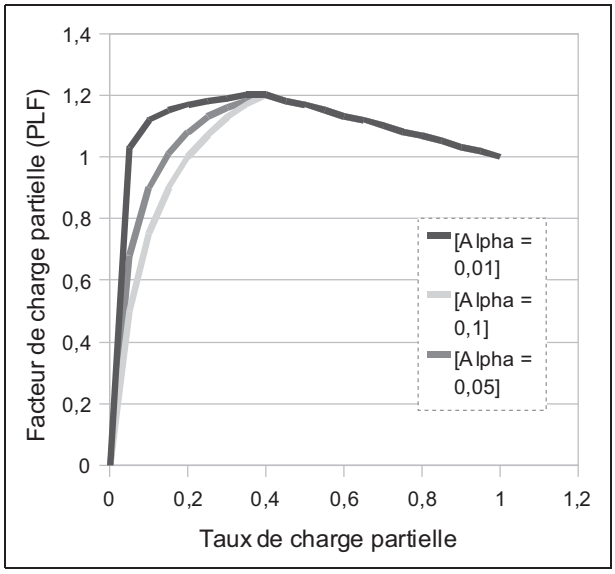


Figure 126: Courbes caractéristiques du modèle de charge partielle pour les PAC contrôlées par inverter

2.4.2.4. Modèle de dégivrage

Le modèle de dégivrage est une proposition de modèle basée sur une compilation des travaux de la littérature [MILL1982], [KAYG1996], [SCHI2000]. Un coefficient de dégradation est appliqué au modèle de puissance calorifique et au COP (compresseur + ventilateurs) à pleine charge en fonction de l'humidité relative de l'air entrant au niveau de l'unité extérieure de la PAC. Ce coefficient traduit une dégradation moyenne de la puissance calorifique et du COP (compresseur + ventilateurs) au cours de plusieurs cycle de givrage et dégivrage de l'échangeur de l'unité extérieure de la PAC.

Les paramètres du modèle utilisé dans la suite du chapitre sont précisés ci-dessous. Une illustration de comportement de ce modèle est présentée à la figure 127.

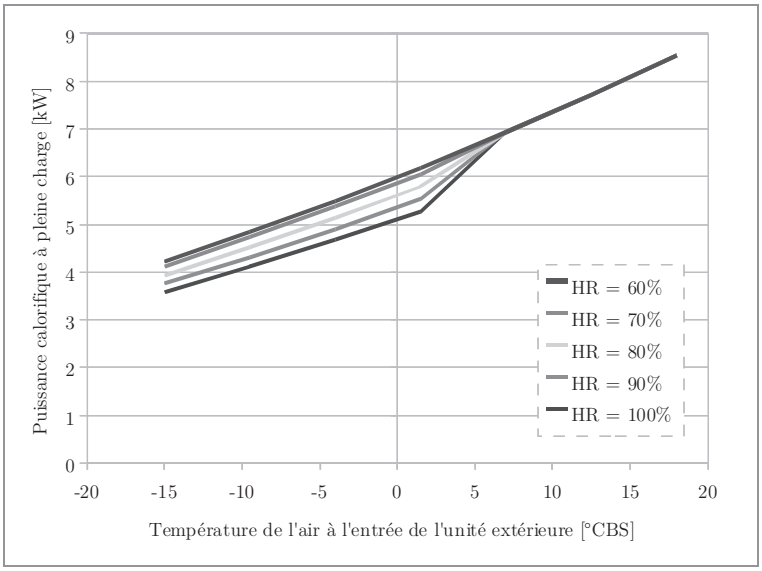


Figure 127: Évolution de la dégradation due au cycle de givrage/dégivrage en fonction de l'humidité relative de l'air à l'entrée de l'unité extérieure de la PAC

2.4.2.5. Modèle de régulation du ventilateur de l'unité extérieure

Le modèle de régulation du ventilateur de l'unité extérieure est celui proposé à partir des données issues des catalogues constructeurs. Ce modèle suppose une évolution linéaire du débit délivré par le ventilateur de l'unité extérieure entre le débit minimum et le débit nominal (chapitre 2, §5.4)

2.4.2.6. Ventilateurs supplémentaires

L'étude de certaines variantes de couplage nécessite la prise en compte de ventilateurs supplémentaires pour acheminer l'air d'une zone tempérée à la source froide la PAC. L'évaluation de ces consommations se fait par l'intermédiaire d'un ratio

exprimant la puissance électrique absorbée par le ventilateur en fonction du débit volumique déplacé. Deux catégories de ventilateurs sont envisagées : standard et économe. Leurs caractéristiques sont données au tableau suivant.

	Puissance absorbée [$W.m^{-3}.h^{-1}$]
Ventilateur standard	0,25
Ventilateur économe	0,1

2.5. Résultats et performances

La maison étudiée a connu différents états de performance énergétique au cours de sa durée de vie. Cette partie expose les résultats des simulations effectuées avec le modèle d'enveloppe Comfie et le modèle de PAC choisi au chapitre 2.

Les résultats sont présentés à la fois en $kWh.an^{-1}$ et en $kWh.m^{-2}.an^{-1}$, car les changements de surfaces habitables viennent perturber l'impact réel d'une amélioration de l'enveloppe sur les besoins et sur les consommations. Une diminution des besoins en $kWh.m^{-2}.an^{-1}$ peut être constatée alors qu'en réalité les besoins augmentent globalement en $kWh.an^{-1}$. Par exemple entre 1971 et la réhabilitation de 2007, les besoins de chauffage en $kWh.m^{-2}.an^{-1}$ ont été divisés par presque quatre alors que les besoins de chauffage en $kWh.an^{-1}$ n'ont même pas été divisés par deux.

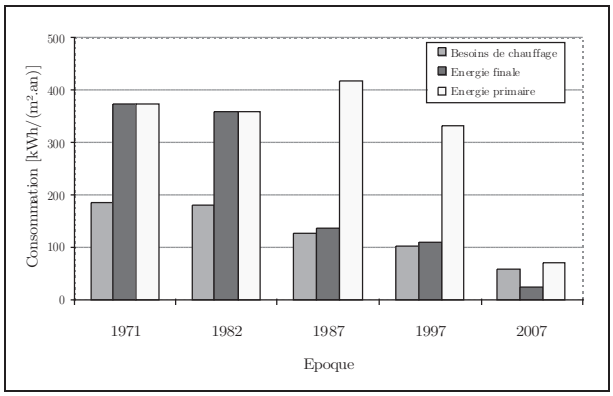


Figure 128: Consommation en énergie primaire pour les différents états de la maison ramené par mètre carré habitable

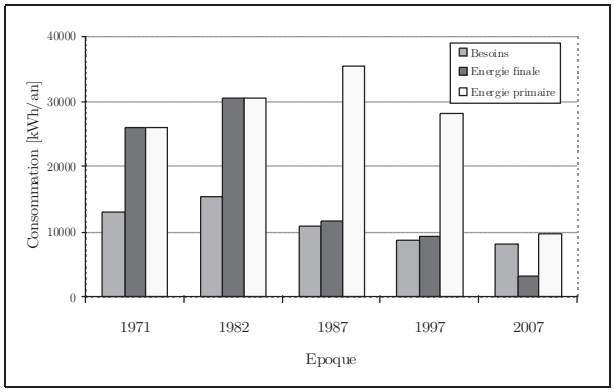


Figure 129: Consommation en énergie primaire pour les différents états de la maison r

On peut remarquer l'influence du recours à l'énergie électrique par convecteurs électriques sur les consommations en énergie primaire.

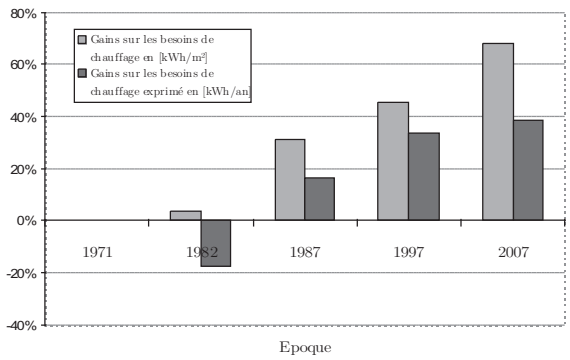


Figure 131: Écart relatif par rapport à la consommation de la maison initiale de 1971

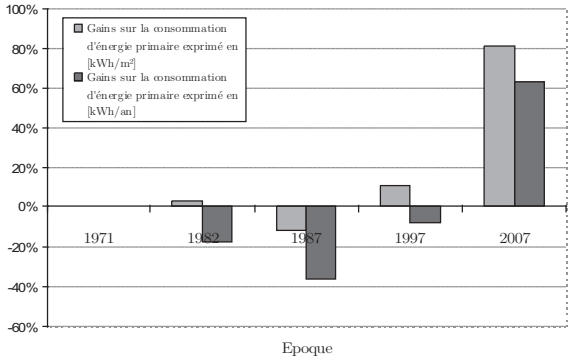


Figure 130: Écart relatif par rapport à la consommation de la maison initiale de 1971

3. Système de PAC

Que ce soit en couplage direct ou indirect, la PAC régulée en marche -arrêt est pénalisée par ses performances et par son débit d'air au niveau de l'unité extérieure. On préférera les PAC de technologie inverter au marche-arrêt, bien que certaines configurations étudiées plus tard dans ce chapitre étudieront parfois les deux types.

4. Couplages indirects

Le principe du couplage indirect est d'acheminer de l'air tempéré provenant de zones thermiques ou de systèmes intégrés au bâtiment par l'intermédiaire d'un réseau de distribution équipé de ventilateurs supplémentaires jusqu'à la source froide de la PAC. Le réseau est supposé idéal, isolé, sans déperditions thermiques en vue d'évaluer les températures maximales récupérables. L'échauffement de l'air à travers les ventilateurs est pris en compte La source froide de la PAC correspond alors à un mélange d'air provenant de l'ensemble des sources d'air tempéré, complété par de l'air extérieur si la somme des débits acheminés via les différentes sources n'est pas suffisante pour le bon fonctionnement de la PAC. La température de la source froide, alors plus clémente, permet à la PAC de fonctionner de façon plus performante en vue de limiter sa consommation saisonnière. Cependant, des ventilateurs supplémentaires consommateurs d'énergie entrent en compte dans l'évaluation des performances globales du système.

Les gains sur la consommation de la PAC peuvent-ils couvrir la consommation des ventilateurs supplémentaires et aboutir à des économies d'énergie de l'installation globale ?

Pour répondre à cette question, deux variantes sont envisagées :

- (a) Le débit d'air provenant de chacune des sources est plafonné au débit de

renouvellement d'air naturel de chacune d'entre elles. Cette variante a pour avantage de ne pas perturber le comportement thermique de la zone chauffée, le taux de renouvellement d'air des zones adjacentes étant non perturbé.

- (b) Le débit d'air provenant des sources est contrôlé par une régulation tout ou rien en fonction des conditions de température aux sources par rapport à la température extérieure (chapitre 3, §3, figure 14)

Ces variantes sont analysées dans le cas mono-source et multi-sources.

4.1. Mono-source

On l'a vu au chapitre 4, la hausse de la température de la source froide peut engendrer des gains sur la consommation et les performances d'une PAC. Ces gains sont difficiles à prévoir et sont fonction de l'écart de température entre la source et l'extérieur, et des conditions extérieures auxquelles se produit cet écart.

Cette partie s'attache à évaluer l'intérêt énergétique du couplage indirect avec des sources d'air tempéré uniques.

4.1.1. Vide sanitaire

La comparaison de la consommation et les performances du système PAC + appoint ont été évaluées dans le cas réhabilité avec isolation du plancher bas par 20 cm de polyuréthane. En guise de référence le tableau ci-dessous fournit les consommations et les performances globales du système dans sa mise en œuvre conventionnelle pour les différents climats.

	BCH	PCALO	C_PAC	C_APPT	C_AUX	C_TOT	COP_PAC	COP_PAC+APPT	COP_PAC+APPT+AUX
Nancy	6809	7788	2937	24	0	2961	2,65	2,63	2,63
Trappes	5614	6413	2280	58	0	2338	2,81	2,74	2,74
Rennes	4268	4822	1547	252	0	1799	3,12	2,68	2,68
Nice	1496	1712	489	6	0	495	3,5	3,46	3,46

Tableau 36: Performance et consommation de la PAC installée de façon conventionnelle

BCH : *Besoins de chauffage de la maison*

PCALO : *Énergie thermique délivrée par la PAC au cours de la saison de chauffe*

C_PAC : *Consommation de la PAC (compresseur + ventilateurs)*

C_APPT : *Consommation de l'appoint*

C_AUX : *Consommation des auxiliaires supplémentaires*

C_TOT : *Consommation totale du l'installation (PAC + appoint + auxiliaires*

supplémentaires)

COP_PAC : Coefficient de performance de la PAC (compresseur + ventilateurs)

COP_PAC+APPT : Coefficient de performance intégrant la consommation de la PAC et de l'appoint

COP_PAC+APPT_AUX : Coefficient de performance intégrant la consommation de la PAC, de l'appoint et des auxiliaires supplémentaires.

4.1.1.1. Variante (a)

Le débit naturel de renouvellement d'air du vide sanitaire dépend du vent (vitesse et orientation) et des écarts de température par rapport à l'extérieur. L'évaluation précise de ce débit pose un certain nombre de problèmes : par exemple il est difficile de connaître la vitesse et la direction du vent sur le site même, les mesures étant effectuées dans une station météorologique éloignée. Ce calcul n'étant pas encore pris en compte dans le modèle d'enveloppe du bâtiment, un taux moyen de renouvellement d'air égal à 1 volume par heure est considéré constant tout au long de l'année.

Les variations de température à l'intérieur du vide sanitaire dépendent des échanges de chaleur avec le sol environnant, et le bâtiment lui-même. Le plancher bas du cas d'étude après réhabilitation n'est pas isolé. Pour les besoins de l'étude et afin de limiter au maximum les échanges de chaleur avec l'espace chauffé (chapitre 1, § 5.1.1.1 à 5.1.1.4), le couplage indirect est étudié avec une isolation de 20 cm de polyuréthane.en sous-face du plancher bas.

Le volume du vide sanitaire est égal 44 m^3. En considérant un taux de renouvellement d'air moyen de 1 volume par heure, le débit maximum disponible et pouvant être acheminé vers l'échangeur de l'unité extérieure dans la variante (a) est égal à 44 $m^3.h^{-1}$. Ce débit est faible par rapport au débit d'air nécessaire au niveau de l'unité extérieure (tableau 35). Il est fonction du dimensionnement de la PAC et de la région climatique considérée, mais également de la technologie de PAC considérée. Un système équipé d'un compresseur contrôlé par inverter régule le débit d'air nécessaire au niveau de l'unité extérieure en fonction du taux de charge. Selon certaines données constructeurs le débit d'air nominal peut être réduit d'un peu plus de la moitié.

Selon les dimensions et la technologie de la PAC, le débit d'air disponible via le vide sanitaire représente entre 1 % et 7% du débit nécessaire au niveau de l'unité extérieure. L'air manquant est complété par de l'air extérieur. Il en résulte une température de mélange relativement proche de la température extérieure, comme illustré aux figures 132 et 133.

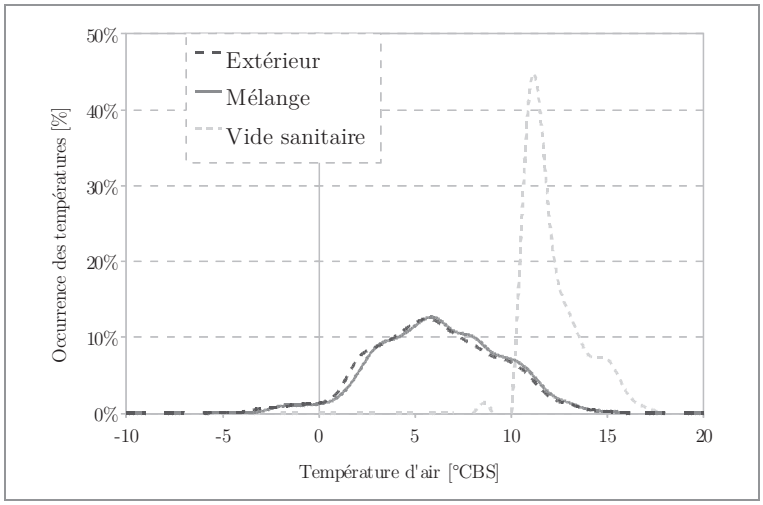


Figure 132: Occurrence des températures au climat de Trappes pour le couplage indirect PAC/vide sanitaire non perturbé.

L'occurrence des écarts de températures avec l'extérieur (figure 133) montre que la température de mélange entrant dans l'unité extérieure de la PAC, est au plus supérieure de 1°C à la température extérieure. Les gains à attendre de ce couplage sont donc réduits.

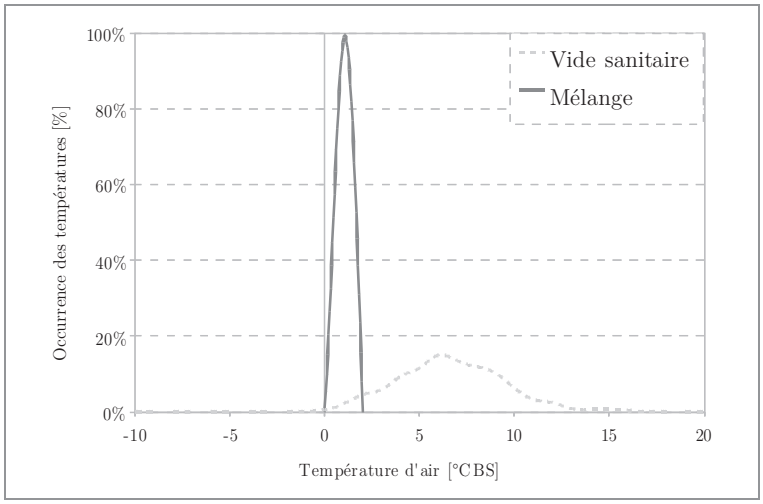


Figure 133: Occurrence des écarts de températures entre le vide sanitaire et l'air extérieur, et la température de mélange et l'air extérieur.

Comme on l'a vu au chapitre précédent, une augmentation de 1°C constant peut permettre une réduction de la consommation de 1 et 15 %, selon la température à laquelle cet écart se passe. Cette réduction peut sous certaines conditions s'avérer insuffisante pour couvrir la consommation du ventilateur supplémentaire. La figure suivante présente l'ensemble des points pour lesquelles la température du vide sanitaire est supérieure à la température extérieure. On remarque que la température du vide

sanitaire est parfois inférieure à la température extérieure, du fait de l'inertie thermique du sol, créant un déphasage entre les températures. Sur l'ensemble de ces points, seule une partie d'entre eux remplit les conditions qui permettent une réduction suffisante de la consommation de la PAC pour couvrir la consommation de l'auxiliaire supplémentaire. Cet ensemble de point varie en fonction de la qualité du ventilateur supplémentaire.

Dans la configuration (a) si la température du vide sanitaire est supérieure à celle de l'air extérieur, le ventilateur supplémentaire fait circuler 44 $m^3.h^{-1}$.d'air jusqu'à l'unité extérieure. Dans le cas d'un ventilateur standard, une puissance de 11 W est nécessaire à chaque heure de couplage, et une puissance de 4,4 W dans le cas d'un ventilateur économe.

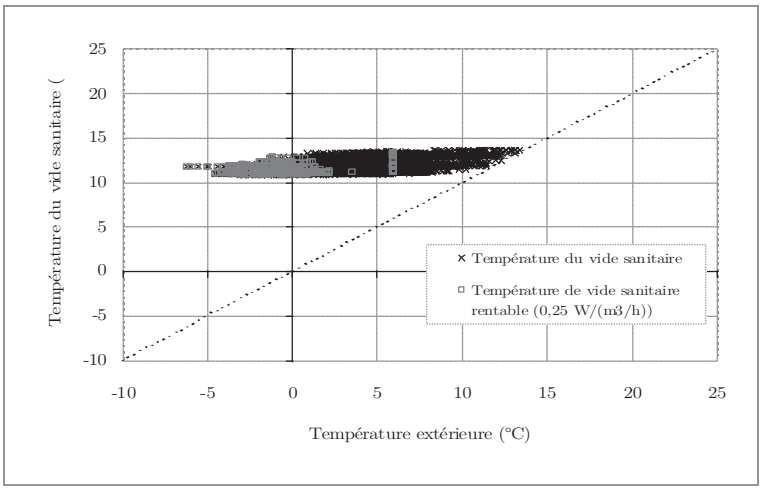


Figure 134: Température du vide sanitaire en fonction de la température de l'air extérieur - Couplage rentable énergétiquement avec un ventilateur standard

Dans le climat de Trappes, sur les 3860 heures de fonctionnement de la PAC, on chiffre à 1957 heures, soit 50%, le temps de couplage avec le vide sanitaire rentable du point de vue énergétique avec un ventilateur standard (figure 134), et 2451 heures, soit 63%, avec un ventilateur économe (figure 135).

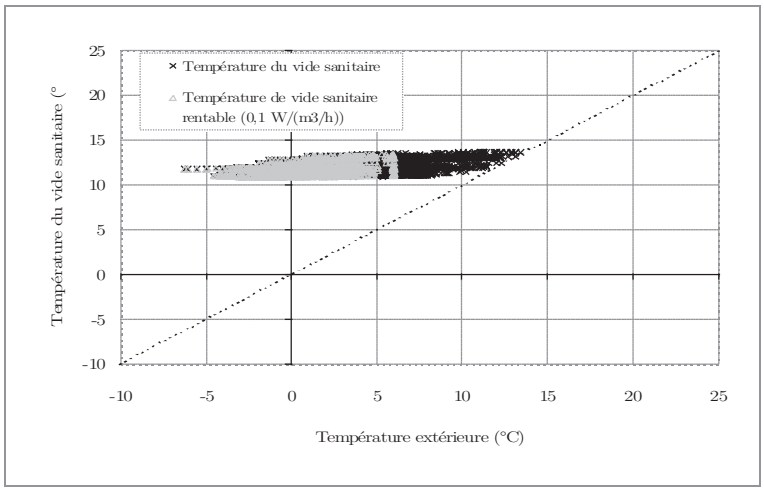


Figure 135: Température du vide sanitaire en fonction de la température de l'air extérieur - Couplage rentable énergétiquement avec un ventilateur économe

Globalement pour les différentes régions climatiques, le couplage permet de réduire de quelques pourcents la consommation du système global (PAC + appoint + ventilateurs supplémentaires). Pour Nancy (figure 136-a), une diminution de 2% de la consommation globale est constatée, contre une économie de 6% au climat de Rennes (figure 136-c). Pour chaque région climatique on constate une réduction notable du recours à un appoint électrique (figure 137) : de 20% à Rennes, et 65% à Nice. Cette réduction reste insuffisante par rapport à la consommation de la PAC seule pour aboutir à des économies d'énergie significatives.

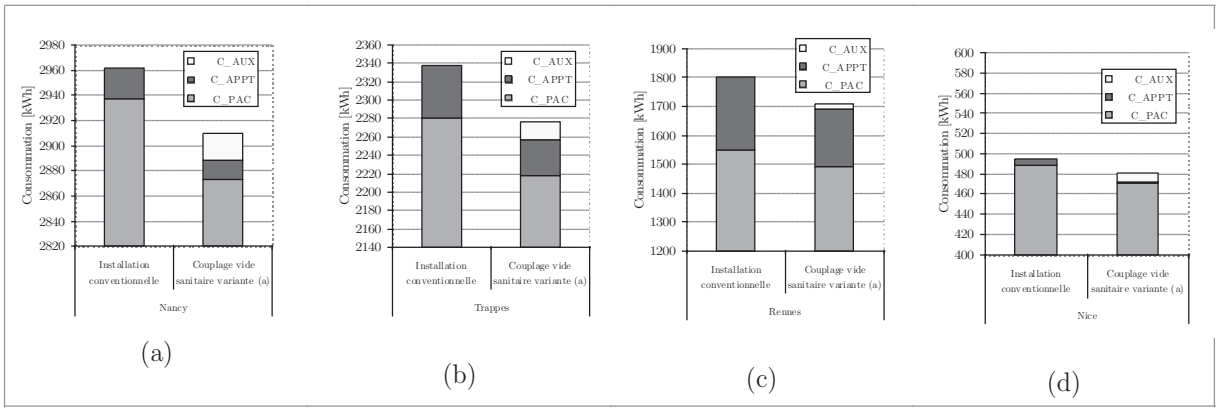


Figure 136: Impact sur la consommation globale du système - Couplage PAC + vide sanitaire - Variante (a) - Sensibilité sur les régions climatiques

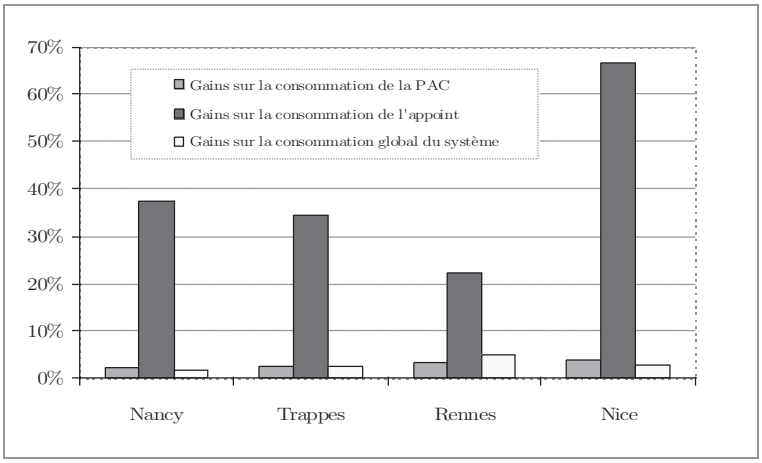


Figure 137: Gains sur la consommation du système - Couplage PAC + vide sanitaire - Variante (a)

Un constat similaire est possible au niveau des performances du système. Le COP de la PAC (compresseur + ventilateurs) est augmentée de 2% à 4% selon la région climatiques (figure 138). Le COP global incluant l'appoint et le ventilateur supplémentaire est augmenté de 2% à 5%.

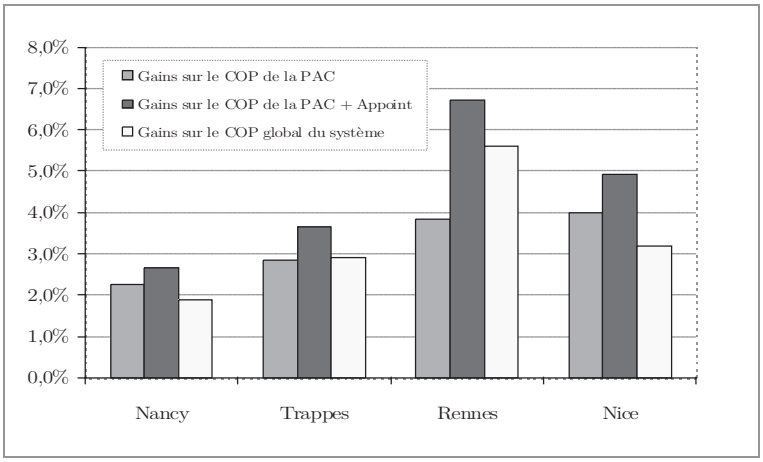


Figure 138: Gains sur les performances du système - Couplage PAC + vide sanitaire - Variante (a)

4.1.1.2. Variante (b)

Dans la variante (b), le taux de renouvellement d'air du vide sanitaire n'est plus constant tout au long du couplage. Si l'écart de température entre le vide sanitaire et l'air extérieur est suffisamment élevé, une régulation déclenche le ventilateur supplémentaire afin d'acheminer la totalité du débit nécessaire au niveau de l'unité extérieure. La régulation stoppe le ventilateur supplémentaire si la température de la source tempérée repasse en dessous d'un certain seuil.

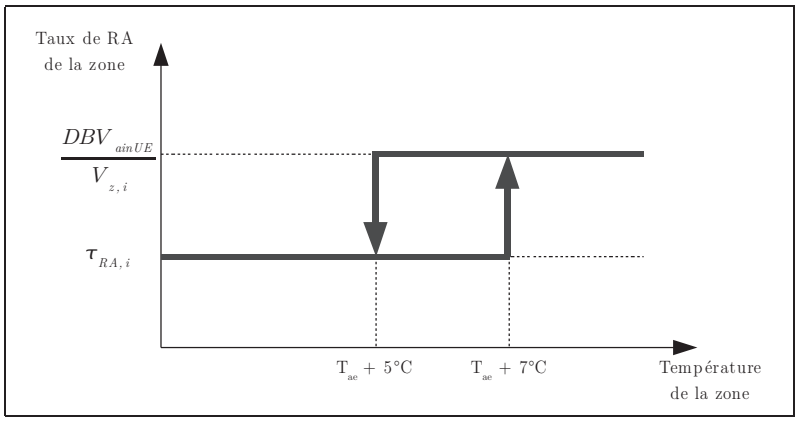


Figure 139: Scénario de déclenchement du ventilateur supplémentaire - Variante (b)

Les paramètres du modèle de régulation du ventilateur supplémentaire utilisé pour les simulations de la variante (b) sont présentés figure 139 Le déclenchement du ventilateur s'effectue lorsque la température du vide sanitaire est supérieure de 7°C à la température de l'air extérieur. Son arrêt est contrôlé lorsque la température redescend sous le seuil des 5°C d'écart avec la température extérieure.

Selon les dimensions de la PAC et donc de la région climatique, les débits d'air nécessaires au niveau de l'unité extérieure augmentent drastiquement le taux de renouvellement d'air du vide sanitaire. Dans le cas de Trappes, celui-ci est multiplié par 20 pour les débits les plus faibles et par 40 pour les débits maximaux.

La première conséquence de ce couplage est un abaissement de la température du vide sanitaire par rapport à son état non perturbé, et par conséquent une augmentation des besoins de chauffage. La figure 140, présente l'influence de ce couplage sur les besoins de chauffage de la zone chauffée, avec isolation du plancher bas par 20 cm de polyuréthane. Une augmentation de 2 à 5 % est constaté selon la région climatique.

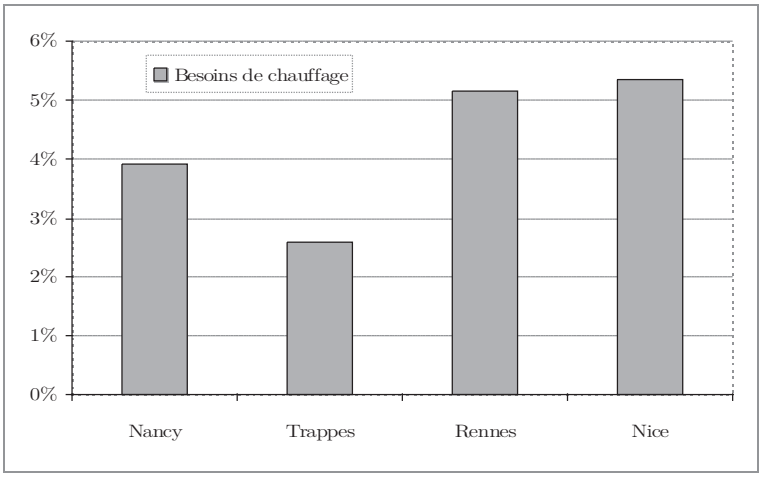


Figure 140: Augmentation des besoins de chauffage par rapport à l'installation conventionnelle - Couplage PAC + Vide sanitaire - Variante (b)

Du point de vue de la consommation et des performances globales du système (PAC + appoint + ventilateurs supplémentaires), les résultats sont similaires aux résultats de la variante (a) avec une réduction plus prononcée de la consommation de l'appoint (voir une suppression complète des besoins d'appoint)

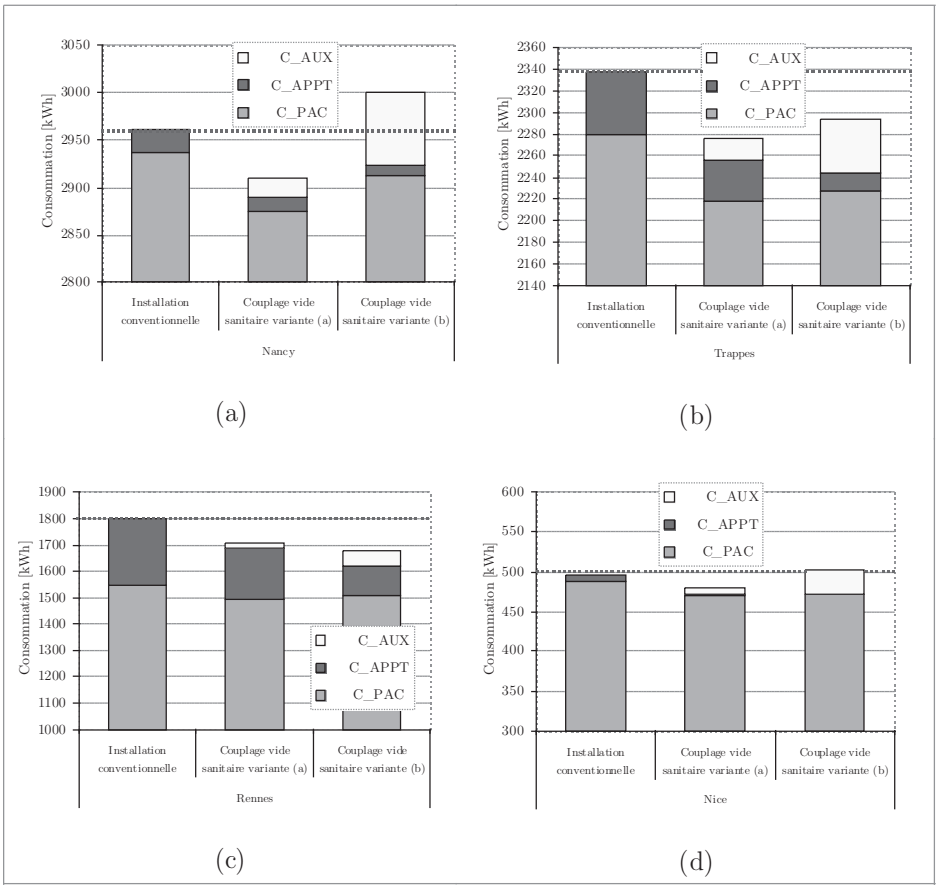


Figure 141: Consommation globale du système - Couplage PAC + vide sanitaire - Variante (b)

Le couplage indirect avec régulation tout ou rien du ventilateur supplémentaire permet ainsi une réduction globale de la consommation du système de quelques pourcents dans le meilleur des cas. Dans le cas de Nancy et Nice, on constate que ce couplage n'est pas intéressant. Le système global consomme plus que le système installé de façon conventionnelle (figure 141-a et 142).

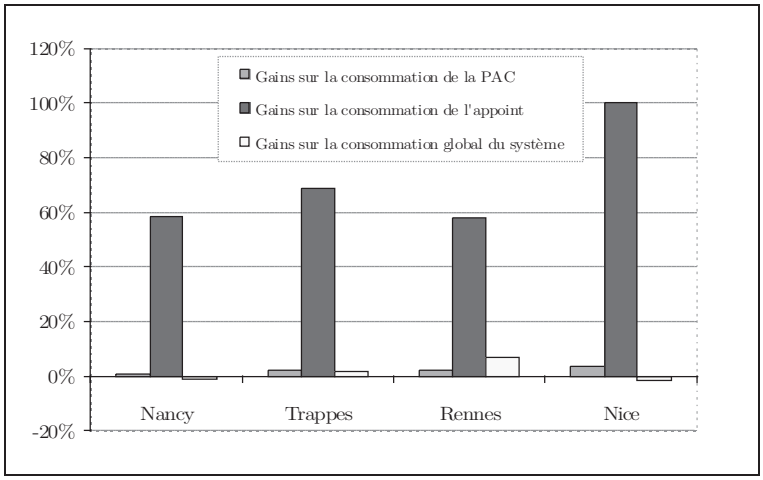


Figure 142: Gains sur la consommation du système - Couplage PAC + vide sanitaire - Variante (b)

L'intérêt énergétique dépend de plusieurs paramètres dont le dimensionnement de la PAC. Le dimensionnement contraint le débit nécessaire au niveau de l'unité extérieure pour son bon fonctionnement. Compte tenu de la puissance de dimensionnement de la PAC pour Nancy, les débits nécessaires au niveau de l'évaporateur sont compris entre 1300 $m^3.h^{-1}$ et 2700 $m^3.h^{-1}$. Lors du couplage cela se traduit par une consommation excessive du ventilateur supplémentaire par rapport aux gains sur la consommation apportés par le couplage.

Une étude de sensibilité sur le débit d'air acheminé par le ventilateur extérieur lors du couplage (figure 143) montre qu'il existe un débit optimal permettant de minimiser la consommation globale du système.

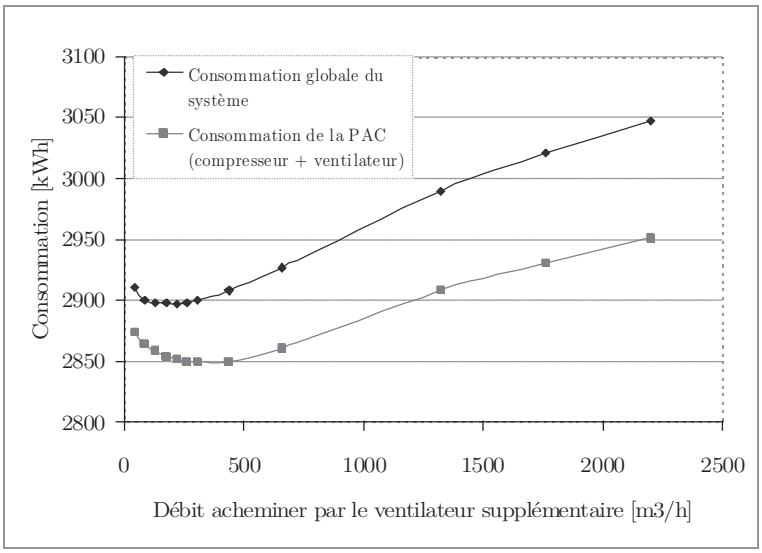


Figure 143: Évolution de la consommation du système en fonction du débit acheminé par le ventilateur supplémentaire

Ainsi dans notre cas d'étude, il est plus intéressant d'acheminer un faible débit d'air (de l'ordre de 200 à 300 $m^3.h^{-1}$) en provenance du vide sanitaire et de compléter le reste avec de l'air extérieur; que de vouloir fournir la totalité de débit nécessaire au niveau de l'unité extérieure directement en provenance du vide sanitaire.

Le débit d'air transporté par le ventilateur extérieur n'est pas le seul paramètre pouvant être optimisé. On constate par une étude de sensibilité sur les critères de déclenchement et d'arrêt de la régulation du ventilateur supplémentaire qu'une amélioration du bilan global est possible. Ainsi, limiter le déclenchement du ventilateur supplémentaire pour les températures de source les plus importantes permet de diminuer la part d'énergie consommée par le ventilateur supplémentaire (figure 144).

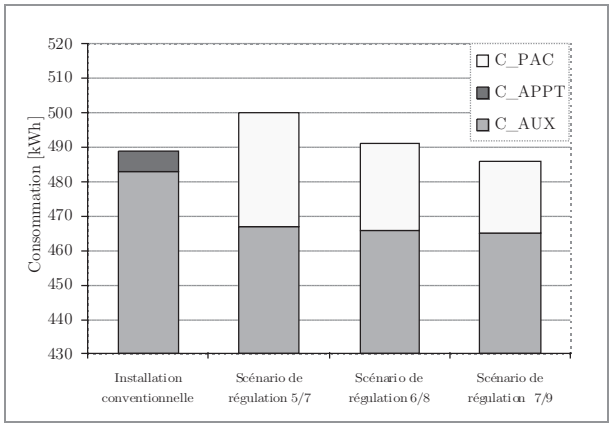


Figure 144: Analyse de sensibilité du scénario de régulation du ventilateur supplémentaire sur la consommations globale du système, au climat de Nice

4.1.1.3. Conclusions

Le couplage indirect avec le vide sanitaire sans perturbation du débit d'air de la source permet une économie de 2% à 6% de la consommation globale du système dans les conditions les plus favorables: une PAC correctement dimensionnée, un réseau de distribution idéal, et un ventilateur supplémentaire de haute performance énergétique.

Dans la variante de couplage avec perturbation du débit de renouvellement d'air de la source par régulation tout ou rien du débit fourni par le ventilateur supplémentaire, permet également d'effectuer des économies dans certaines conditions de débits et de paramètre de régulation.

Pour chacune des variantes, il est possible de réduire considérablement la part des consommations de la PAC et de l'appoint. La consommation du ventilateur supplémentaire (même économe) vient contrebalancer l'ensemble des gains obtenus grâce à l'augmentation de la température de la source froide de la PAC si sa régulation n'est pas optimisée. Un débit trop important tend à épuiser rapidement la source. Une étude plus approfondie permettrait d'optimiser l'ensemble des paramètres de régulation.

Compte tenu des résultats précédents issus de simulations effectuées avec une série de paramètres plutôt favorables, il semblerait qu'une mise en œuvre réelle de ce type de couplage soit difficilement intéressante du point de vue énergétique.

4.1.2. Combles, véranda, capteur à air

Le couplage indirect avec un comble, une véranda ou un capteur à air semble avoir peu d'intérêt. Les apports de ces sources sont faibles, et ne contribuent que très partiellement à améliorer les performances de la PAC. Ceci est principalement dû au déphasage entre les apports solaires et les besoins de chauffage. A titre d'exemple, la figure 145 présente le couplage indirect « non régulé » et « régulé » de ces sources. On rappelle que le couplage « non régulé » consiste à transférer uniquement le débit de renouvellement d'air « non perturbé » (le même que dans une configuration conventionnelle sans PAC) de la source vers la source froide de la PAC. Le couplage indirect « régulé », consiste à ne déclencher le ventilateur supplémentaire que lorsque les conditions de températures remplissent les conditions de régulation définies par l'utilisateur. Pour les variantes étudiées, la condition de déclenchement de la régulation est un écart de 7°C entre la source et la température extérieure et la condition d'arrêt est un écart de 5°C, selon le schéma de la figure 139.

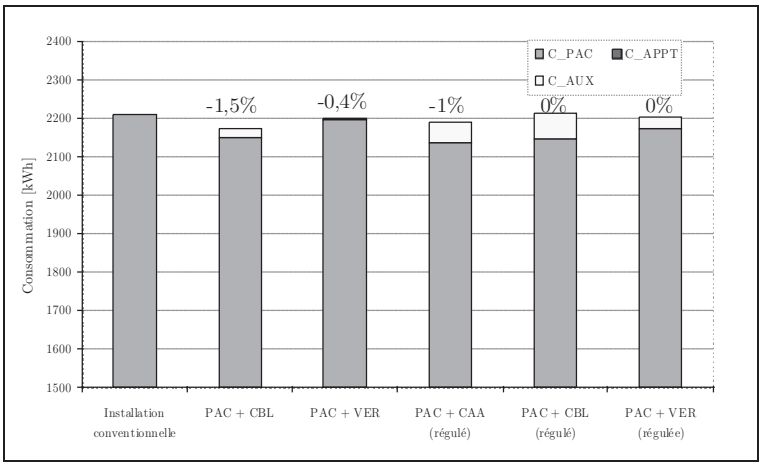


Figure 145: Couplage indirect avec comble (CBL), véranda (VER) et capteur à air (CAA) en mode « régulé » et « non régulé » pour le climat de Nancy

Ainsi le couplage indirect avec ces sources implique une consommation trop importante des ventilateurs supplémentaires, le rendant inintéressant.

4.1.3. Ventilation double flux

Le système de ventilation double flux avec récupération de chaleur transfère la chaleur de l'air vicié à l'air neuf entrant par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur. Si on pouvait récupérer la totalité de la chaleur contenue dans l'air vicié avec un échangeur parfait, la température de l'air vicié à la sortie de l'échangeur double flux serait à la température extérieure, et il n'y aurait alors aucun intérêt de récupérer la chaleur à cette sortie. Or l'efficacité d'un système de ventilation double flux varie à chaque instant en fonction des températures de ses entrées. Le modèle utilisé est un modèle simplifié (chapitre 3, §2.6) considérant une efficacité moyenne sur l'année. On considère par la suite un échangeur double flux d'une efficacité moyenne de 75%, qui assure un taux de renouvellement d'air de 0,5 volume par heure. D'autre part on considère dans le cas de la réhabilitation un taux d'infiltration d'air dû au défaut d'étanchéité de 0,1 volume par heure. On récupère en sortie de l'échangeur un débit de près de 250 $m^3.h^{-1}$.

Les résultats suivants correspondent au couplage indirect avec la sortie du système de ventilation double flux. La ventilation double flux apporte près de 250 $m^3.h^{-1}$ en permanence. Ce débit d'air est complété et mélangé par un débit d'air extérieur pour assurer le débit nécessaire à la PAC pour son bon fonctionnement. Les résultats suivants n'intègrent pas la consommation des ventilateurs de la ventilation double flux. Le système de ventilation est considéré comme déjà en place et n'entre pas dans le bilan global des consommations du système de production de chauffage. On observe (figure 146) les effets du couplage de la source froide de la PAC avec le système de

ventilation double flux sur la consommation globale du système de production de chauffage.

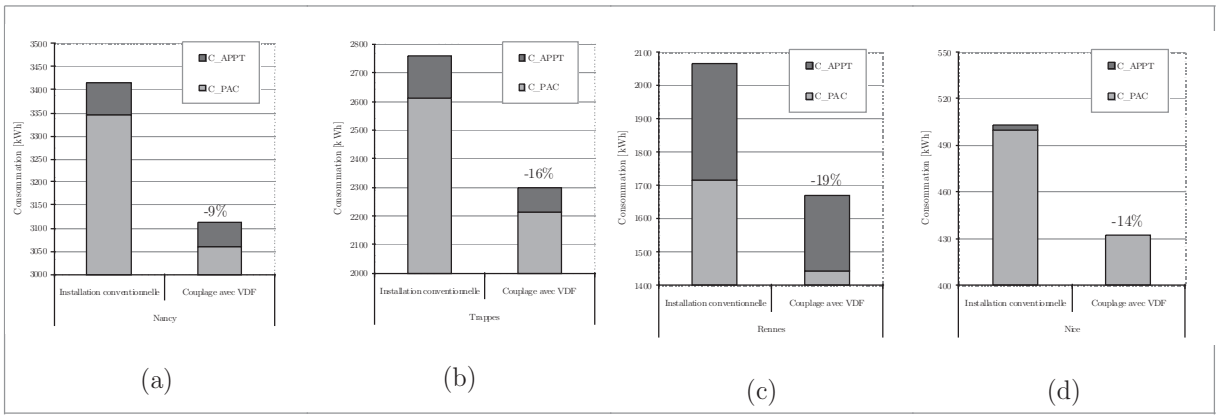


Figure 146: Consommation globale lors du couplage indirect avec la sortie de la ventilation double flux (VDF) - PAC inverter

Qui dit gains sur la consommation globale, dit également gains sur les performances de la PAC. La figure 147 présente le gain sur la consommation, les performances de la PAC seule, et les performances globales du système (intégrant l'énergie d'appoint) pour différents climat. Des gains sur les performances de la PAC de 9% sont constatés à Nancy, et19% à Rennes.

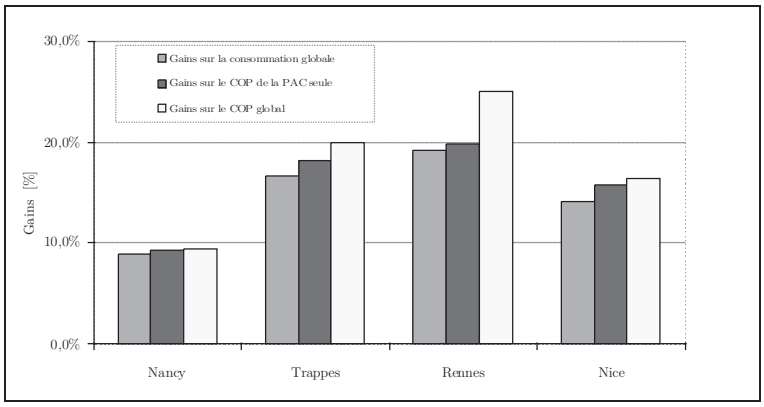


Figure 147: Performance du système global lors du couplage indirect avec la sortie de la ventilation double flux - PAC inverter.

L'influence de la ventilation double flux est moindre pour Nancy, car les dimensions de la PAC imposent des débits importants au niveau de l'unité extérieure de l'ordre de 2700 $m^3.h^{-1}$ contre par exemple des débits de l'ordre de 1200 $m^3.h^{-1}$ pour Nice. Ainsi à régime de fonctionnement égal, il faut plus d'air extérieur pour compléter l'air en provenance de la ventilation double flux à Nancy que pour les autres régions, donc une contribution moindre sur la saison de chauffe.

4.1.4. Échangeur air-sol

Les hypothèses du modèle d'échangeur air-sol ont été explicitées au paragraphe 2.2.3.5. Dans un premier temps, cette partie s'attache à comparer la consommation ventilation + chauffage de différentes configurations du système de ventilation et de l'échangeur air-sol ou du système de chauffage et de l'échangeur air-sol. Les échangeurs air-sol dédiés à la ventilation ne sont pas spécialement conçus et dimensionnés pour être couplés à la source froide d'une PAC air-air. Dans un second temps, on évaluera donc l'intérêt du couplage de la source froide d'une PAC avec des échangeurs air-sol dimensionnés pour fournir des débits adaptés.

Est-il plus intéressant de coupler le puits canadien directement au système de ventilation ou à la source froide de la PAC ?

Le tableau 37 présente la première série de combinaisons de systèmes étudiée pour le climat de Trappes. Elle concerne le couplage indirect de l'échangeur air-sol avec une maison équipée d'une ventilation mécanique contrôlée (VMC) simple flux. Les variantes ont été étudiées pour deux systèmes de PAC : l'une de puissance nominale de 8 kW, l'autre de 5 kW. Les hypothèses concernant la consommation des ventilateurs sont également précisées dans le tableau ci-dessous. Dans le calcul de la consommation du ventilateur de ventilation, on considère qu'il fonctionne 24h/24h tout au long de l'année, de même lorsque l'échangeur air-sol est dédié à la ventilation. Pour le calcul de la consommation du ventilateur supplémentaire lors du couplage de l'échangeur air-sol avec la source froide la PAC, on considère que ce ventilateur n'est mis en route que lorsque la PAC est en marche, et que le débit est adapté aux besoins de la PAC.

Les résultats de la consommation globale comprennent la consommation du système de chauffage, du système de ventilation et des auxiliaires supplémentaires (figure 148). On observe que selon les dimensions de la PAC, le renouvellement d'air via l'échangeur air-sol permet d'économiser entre 11% et 21% de la consommation globale. Ce gain est plus prononcé dans le cas de la PAC de 5 kW, qui a grandement recours à de l'énergie d'appoint dans la cas de l'installation conventionnelle. La ventilation par l'échangeur air-sol diminue les besoins de la maison réduit ainsi drastiquement le recours à l'appoint.

	Système de ventilation	**Système de chauffage**	**Ventilateur ventilation [W.m^{-3}.h^{-1}]**	**Ventilateur supplément aire [W.m^{-3}.h^{-1}]**
Variante 1	VMC classique	PAC air-air (8 kW)	0,1	-
Variante 2	Ventilation par échangeur air-sol (EAS)	PAC air-air (8 kW)	0,1 pour l'extraction 0,2 pour l'EAS	-
Variante 3	VMC classique	PAC air-air (8 kW) + EAS (210 m^3.h^{-1})	0,1	0,2
Variante 4	VMC classique	PAC air-air (8 kW) + EAS (500 m^3.h^{-1})	0,1	0,22
Variante 5	VMC classique	PAC air-air (5 kW)	0,1	-
Variante 6	Ventilation par EAS	PAC air-air (5 kW)	0,1 pour l'extraction 0,2 pour l'EAS	-
Variante 7	VMC classique	PAC air-air (5 kW) + EAS (210 m^3.h^{-1})	0,1	0,2
Variante 8	VMC classique	PAC air-air (5 kW) + EAS (500 m^3.h^{-1})	0,1	0,22

Tableau 37: Combinaisons de couplages indirects avec l'échangeur air-sol - Impact sur la VMC simple flux - PAC inverter

On constate (toujours figure 148) que le couplage de l'échangeur air-sol avec la source froide de la PAC est moins efficace que le couplage précédent. Il permet d'économiser entre 2% et 12 % de la consommation globale selon les hypothèses du couplage de l'échangeur air-sol avec la source froide de la PAC. Deux variantes ont été étudiées, la première où l'échangeur air-sol apporte 210 m^3.h^{-1} au niveau de la source froide de la PAC[57], et la seconde[58] 500 m^3.h^{-1}. L'impact est également plus prononcé pour la PAC de 5 kW, car sa moindre puissance implique des débits inférieurs au niveau de l'unité extérieure. Ainsi la température de mélange de l'air en provenance de l'échangeur air-sol et de son complément (air extérieur) est plus élevée dans le cas de la PAC de 5 kW (débit nominal 1900 m^3/h^{-1}) que dans le cas de la PAC de 8 kW (débit nominal 3100 m^3/h^{-1}). Dans le cas de la PAC de 8 kW alimentée par un débit de 500 m^3.h^{-1} en provenance de l'échangeur air-sol, les gains de performances et de consommation de la PAC seule ne sont pas suffisants pour couvrir la consommation du

57 Ce débit correspond au débit hygiénique lorsque l'échangeur air-sol est utilisé pour ventiler.

58 Ce débit correspond au débit maximal conseillé dans un tube de 50 m et 20 cm de diamètre, correspondant à des vitesses d'air de 4 m.s^{-1}.

ventilateur supplémentaire.

Dans le cas d'une maison équipée d'une VMC simple flux, il semble plus rentable d'utiliser directement l'échangeur air-sol pour la ventilation du logement que de le coupler avec la source froide de la PAC. On peut cependant constater qu'une PAC de 5 kW couplée à un échangeur air-sol consomme autant d'énergie qu'une PAC de 8 kW installée de façon conventionnelle.

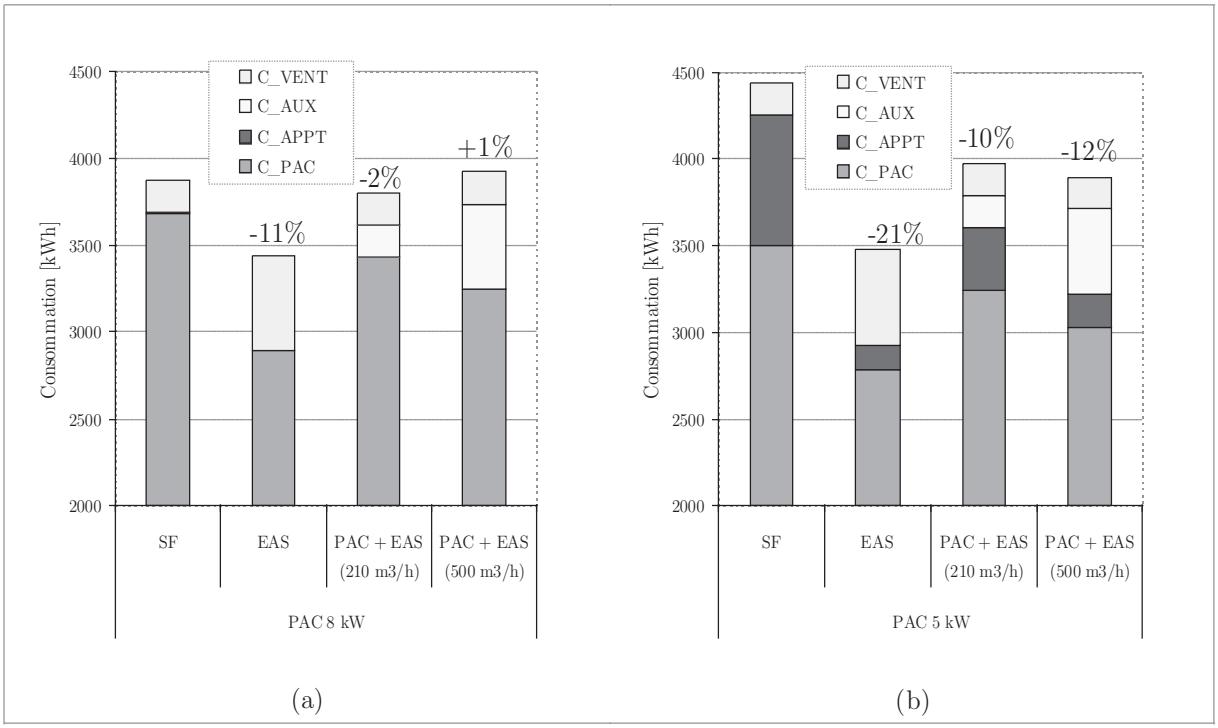


Figure 148: Couplage indirect de l'échangeur air-sol (EAS) dans le cas d'une maison équipée d'une ventilation simple flux (SF) - PAC inverter 8 kW (a), et 5 kW (b)

Le tableau suivant présente la seconde combinaison de systèmes. La maison étudiée est équipée cette fois-ci d'une ventilation double flux. Il s'agit de savoir quel est le meilleur couplage de l'échangeur air-sol. Est-il plus intéressant de le mettre en série avec l'échangeur double flux de la ventilation ou alors de le coupler à la source froide de la PAC air-air ? La dernière variante ne concerne pas l'échangeur air-sol mais uniquement le couplage de la sortie de la ventilation double flux vers la source froide de la PAC.

	Système de ventilation	**Système de chauffage**	**Ventilateur ventilation [W.m^{-3}.h^{-1}]**	**Ventilateur supplémentaire [W.m^{-3}.h^{-1}]**
Variante 1	Ventilation double flux (VDF) (75%)	PAC air-air (5 kW)	0,1 pour l'extraction, 0,1 pour le soufflage	-
Variante 2	VDF + EAS en série (210 m^3.h^{-1})	PAC air-air (5 kW)	0,1 pour l'extraction 0,2 pour l'EAS	-
Variante 3	VDF	PAC air-air (5 kW) + EAS (210 m^3.h^{-1})	Idem variante 1	0,2
Variante 4	VDF	PAC air-air (5 kW) + EAS (500 m^3.h^{-1})	Idem variante 1	0,22
Variante 5	VDF	PAC air-air (4 kW) + EAS (210 m^3.h^{-1})	Idem variante 1	-
Variante 6	VDF	PAC air-air (5 kW) + sortie de VDF (210 m^3.h^{-1})	Idem variante 1	-

Tableau 38: Combinaisons de couplages indirects avec l'échangeur air-sol - Impact sur la VMC double flux - PAC inverter

Les résultats concernant l'ensemble des variantes sont présentés à la figure 149. Ils intègrent la consommation du système de chauffage, du système de ventilation et le ventilateur supplémentaire dans le cas du couplage avec la source froide de la PAC.

Ainsi la mise en série de l'échangeur air-sol et de la ventilation double flux permet de faire une économie minime de l'ordre de 1%. Le couplage permet une diminution des besoins de chauffage et donc de la consommation de la PAC seule, mais pas suffisamment pour couvrir la consommation du ventilateur de l'échangeur air-sol inclus dans la consommation C_VENT.

Il semble qu'il soit plus judicieux de coupler l'échangeur air-sol avec la source froide de la PAC. Ce couplage permet de diminuer clairement la consommation de la PAC seule, mais la consommation du ventilateur supplémentaire réduit les gains attendus.

La variante 5 concerne le dimensionnement de la PAC à 4 kW, dans le but d'évaluer l'influence d'une diminution de la puissance de la PAC. On constate que la consommation (compresseur + ventilateurs) de la PAC de 4kW est moindre que celle de 5 kW, mais la nécessité d'une énergie d'appoint pour la plus petite PAC vient contrebalancer les gains sur la consommation de la PAC.

La variante 6 qui couple la sortie du système de ventilation double flux avec la source froide de la PAC permet de s'affranchir de la consommation d'un ventilateur supplémentaire ce qui le rend plus avantageux que tous les autres. Au climat de Trappes, un gain de 14,5% sur la consommation globale est observé.

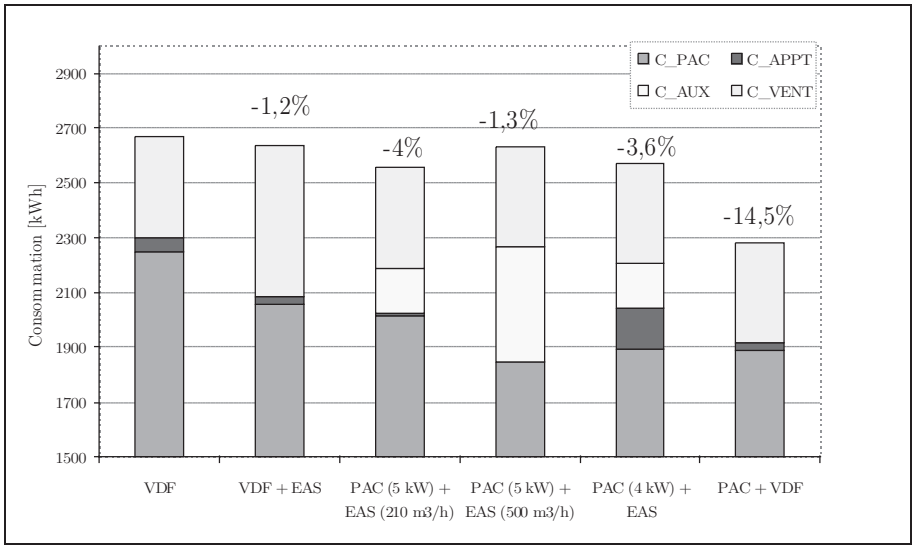


Figure 149: Couplage indirect de l'échangeur double flux, et combinaison avec une ventilation double flux ou une PAC - PAC inverter 5 KW

On l'a vu dans l'application précédente, l'échangeur air-sol tel qu'il est dimensionné pour assurer la ventilation du logement n'est pas adapté au couplage avec la source froide d'une PAC air-air. Les débits transportés par l'échangeur air-sol sont bien inférieurs aux débits nécessaires au niveau de l'évaporateur de la PAC : faire circuler des débits d'air de l'ordre de 1500 à 3000 $m^3.h^{-1}$ dans un tube de 50 mètres de long et de 20 cm de diamètre entrainerait des vitesses d'air de l'ordre de 24 $m.s^{-1}$, et des pertes de charge très grandes..

Il est alors possible de dimensionner l'échangeur air-sol, non plus pour satisfaire les débits de ventilation hygiénique mais pour apporter le débit nécessaire au niveau de l'unité extérieure de la PAC. Deux options sont possibles pour réduire les vitesses d'air dans l'échangeur : (a) augmenter le diamètre de l'échangeur ; (b) diviser l'échangeur en plusieurs tubes.

Un première série de simulation a concerné l'influence de la longueur et du débit passant à travers l'échangeur air-sol sur la performance du couplage dans chacune des régions climatique.

	Longueur de l'échangeur air-sol [m]	Débit d'air [$m^3.h^{-1}$]	Ventilateur EAS [$W.m^{-3}.h^{-1}$]	
			Standard	Économe
Variante 1	50	250	0,2	0,1
Variante 2	50	500	0,2	0,1
Variante 3	100	250	0,25	0,13
Variante 4	100	500	0,25	0,13

Tableau 39: Variantes de couplage indirect (série 1) avec l'échangeur air-sol

La figure 150 présente les résultats du couplage direct avec l'échangeur air-sol au climat de Nancy. Des résultats similaires sont observés pour les autres climats. On constate que l'ensemble des couplages permet d'éliminer le recours à l'appoint. Les gains sur la consommation de la PAC dépendent de la longueur de l'échangeur air-sol et du débit d'air qui y circule. Ainsi la variante 2 équipée d'un échangeur air-sol de 50 mètres avec un débit de 500 $m^3.h^{-1}$ équipé d'un ventilateur économe, est plus intéressante que la variante 3 équipée d'un échangeur air-sol de 100 mètres de long avec un débit de 250 $m^3.h^{-1}$.

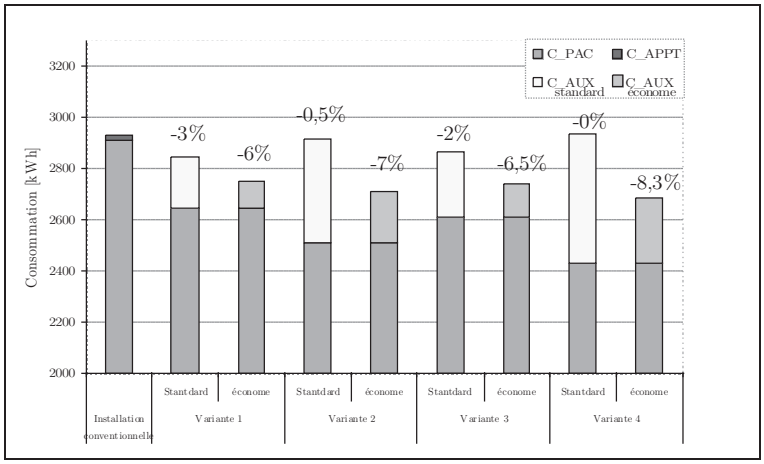


Figure 150: Couplage indirect avec l'échangeur air-sol (série 1) - PAC inverter pour le climat de Nancy

On observe les meilleurs gains pour la variante 4 équipée d'un ventilateur économe, avec une diminution de la consommation globale d'un peu plus de 8%.

Une seconde série de configuration a concerné le couplage de la source froide de la PAC avec des échangeurs air-sol spécialement dimensionnés pour des débits d'air de la PAC. L'ensemble des variantes étudiées sont rappelées dans le tableau suivant :

	Longueur de l'échangeur air-sol [m]	Débit d'air [$m^3.h^{-1}$]	Ventilateur EAS [$W.m^{-3}.h^{-1}$]	
			Standard	Économe
Variante 1	1 tubes de 50 m	250	0,2	0,1
Variante 2	2 tubes de 50 m	500	0,2	0,1
Variante 3	4 tubes de 50 m	1000	0,2	0,1
Variante 4	6 tubes de 50 m	1500	0,2	0,1
Variante 5	8 tubes de 50 m	2000	0,2	0,1
Variante 6	10 tubes de 50 m	2500	0,2	0,1

Tableau 40: Variantes de couplage indirect (série 2) avec l'échangeur air-sol

Les résultats de ces simulations sont présentés à la figure 151. On constate que l'augmentation du débit en provenance de l'échangeur air-sol diminue la consommation de la PAC jusqu'à atteindre une asymptote. On constate très peu de différence entre les gains sur la consommation de la PAC pour les variantes 4, 5 et 6. Une diminution de 25% de la consommation de celle-ci est observée.

En fonction du type de ventilateur utilisé (standard ou économe) et du débit en provenance de l'échangeur air-sol, le couplage est plus ou moins intéressant. On constate que plus le ventilateur est consommateur d'énergie, plus le débit optimal de couplage est faible. Ainsi pour le ventilateur standard, le couplage est optimal pour un débit de 250 $m^3.h^{-1}$. Alors que pour le ventilateur économe, ce débit se situe vers 1000 $m^3.h^{-1}$.

La variante 3 avec un ventilateur économe permet 10% d'économie sur la consommation du système global (PAC + ventilateurs supplémentaires), une augmentation de 3% est observée pour le même couplage avec un ventilateur standard.

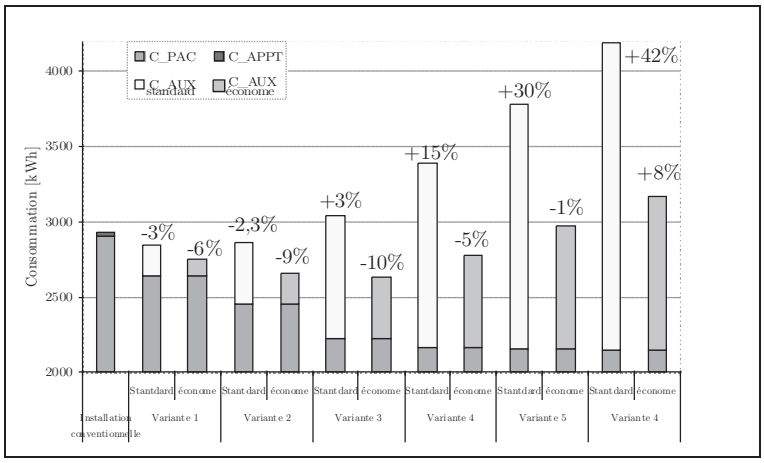


Figure 151: Couplage indirect avec l'échangeur air-sol (série 2) - PAC inverter au climat de Nancy

Le couplage indirect avec l'échangeur air-sol peut s'avérer intéressant par une combinaison optimale entre la consommation du ventilateur et le débit en provenance de l'échangeur air-sol. On notera que les dimensions des échangeurs air-sol associées à certains débits ne sont pas adaptées à la problématique de la réhabilitation.

4.2. Multi-sources

Les couplages indirects *mono-source* précédents montrent le réel potentiel énergétique de certaines sources (vide sanitaire, air extrait, puits canadien) et l'inefficacité d'autre (combles, véranda, capteur à air). Les couplages simultanés de sources au potentiel énergétique élevé avec des sources au potentiel moindre n'a pas grand intérêt et renvoie vers des résultats proches de ceux observés pour les sources les plus intéressantes.

L'inefficacité de certains couplages est principalement due à la surconsommation des ventilateurs supplémentaires même si ceux-ci sont économes. Le couplage direct permet de s'affranchir de ces consommations supplémentaires et de rendre les couplages plus intéressants. C'est l'objet de la partie suivante.

5. Couplages directs

Le principe du couplage direct consiste à s'affranchir de l'utilisation d'un ventilateur supplémentaire pour acheminer de l'air jusqu'à l'unité extérieure de la PAC en plaçant directement l'unité extérieure dans la zone servant de source d'air tempéré. Le débit de renouvellement d'air de cette zone est alors adapté au débit nécessaire au niveau de l'unité extérieure.

Comme pour l'étude des couplages indirects, cette partie est divisée en deux. La première traite du couplage direct de la source froide de la PAC avec des sources uniques : vide sanitaire, comble et véranda. La seconde concerne le couplage direct de ces mêmes sources complétées par un couplage indirect provenant de sources déjà présentées précédemment: ventilation double flux, capteur à air, façade double peau, ou échangeur air-sol.

5.1. Mono-source

Trois sources d'air tempéré sont étudiées dans cette partie : le vide sanitaire, les combles et la véranda. L'unité extérieure de la PAC est placée à l'intérieur de ces zones. L'étude est faite pour les différentes régions climatiques : Nancy, Trappes, Rennes et Nice.

5.1.1. Vide sanitaire

Le plancher bas de la maison est isolé avec 20 cm de polyuréthane. L'unité extérieure de la PAC est placée à l'intérieur du vide sanitaire. On considère que l'ensemble de l'air une fois passé à travers l'échangeur de l'unité extérieure est rejeté hors du vide sanitaire.

Plusieurs séries de simulations ont été réalisées en fonction de la technologie de la PAC (marche-arrêt ou inverter) et en fonction de la région climatique.

Les résultats pour les PAC contrôlées par inverter (figure 152) et celles contrôlées par marche-arrêt (figure 153) sont présentés. On constate que le couplage direct avec le vide sanitaire élimine les besoins d'une énergie d'appoint, peu importe la technologie et la région climatique. Le couplage est bénéfique tant pour les performances que pour que les consommations.

Du point de vue de la consommation globale (PAC + Appoint), des économies sont observées pour chacune des technologies, avec des gains plus prononcés pour les PAC controlées par inverter allant de de 4% à 20% selon la région climatique. La différence entre les technologies s'explique d'une part par leur performance intrinsèque (les PAC contrôlées par inverter ont de meilleures performances dans leur fonctionnement à

charge partielle), et d'autre part par la régulation de la vitesse de rotation du ventilateur (la vitesse est variable pour les PAC contrôlées par inverter et constante pour les PAC marche-arrêt). Le vide sanitaire est alors beaucoup plus sollicité dans le cas des PAC contrôlées par marche-arrêt.

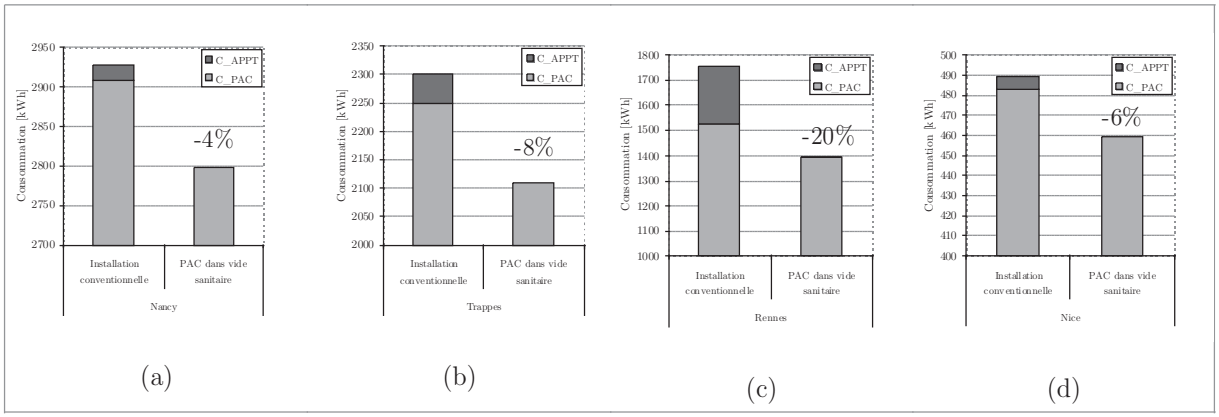


Figure 152: Consommation globale lors du couplage direct avec le vide sanitaire - PAC inverter

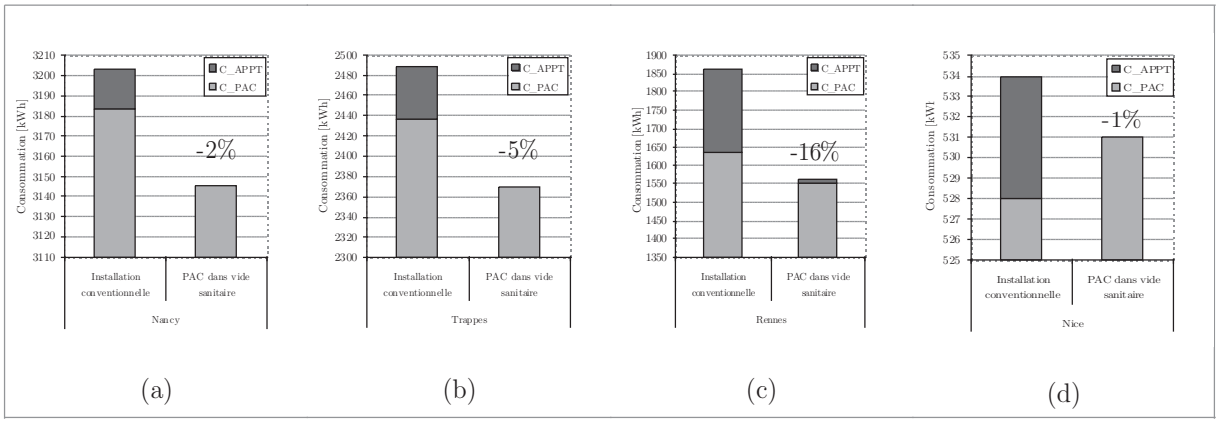


Figure 153: Évolution de la consommation globale lors du couplage direct avec le vide sanitaire - PAC marche-arrêt

On constate également des gains conséquents sur les performances de la PAC seule et de la PAC plus appoint. La figure 154 montre les gains sur le COP de la PAC seule contrôlée par inverter. Ils varient entre 10% et 18% selon la région.

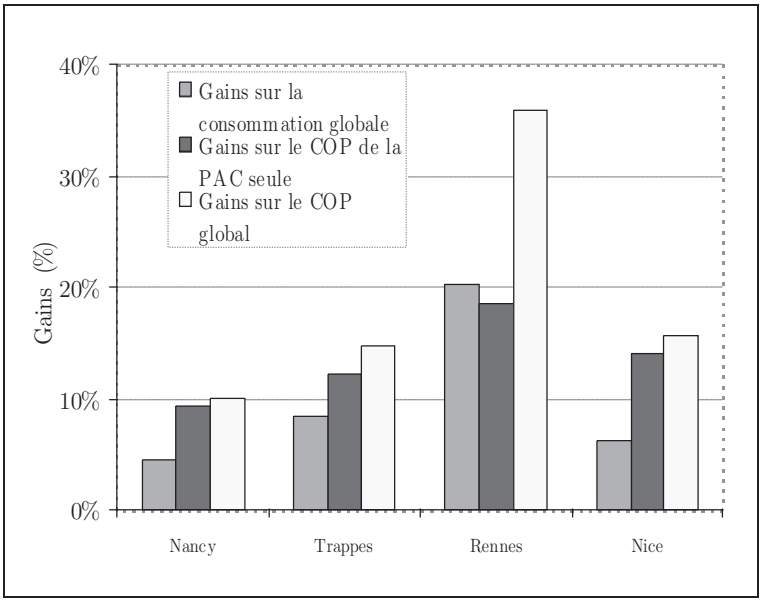


Figure 154: Gain sur la consommation et les performances du système - Couplage direct avec le vide sanitaire - PAC inverter

Les gains observés sont liés d'une part aux températures plus clémentes dans le vide sanitaire, ce qui implique un fonctionnement plus performant du système, et d'autre part à une réduction de la dégradation due au givrage et dégivrage de l'évaporateur. On observe une déformation de la courbe d'occurrence des températures (figure 155) : les températures du vide sanitaire sont moins fréquentes en dessous de 0°C que la température extérieure, mais plus fréquente entre 3°C et 10°C. Cela a pour conséquence une réduction de la dégradation des performances dues au givrage et dégivrage de l'évaporateur (figure 156) et une augmentation de la puissance calorifique délivrable par la PAC (figure 157).

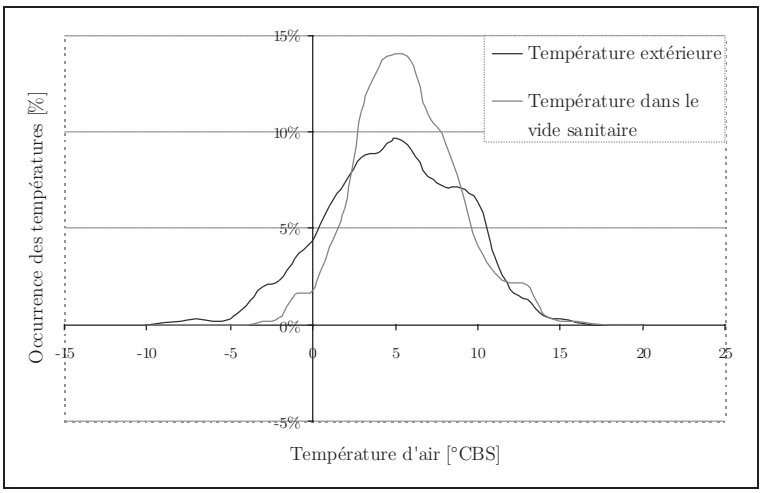


Figure 155: Occurrence des températures au climat de Nancy - Couplage direct avec le vide sanitaire – PAC inverter

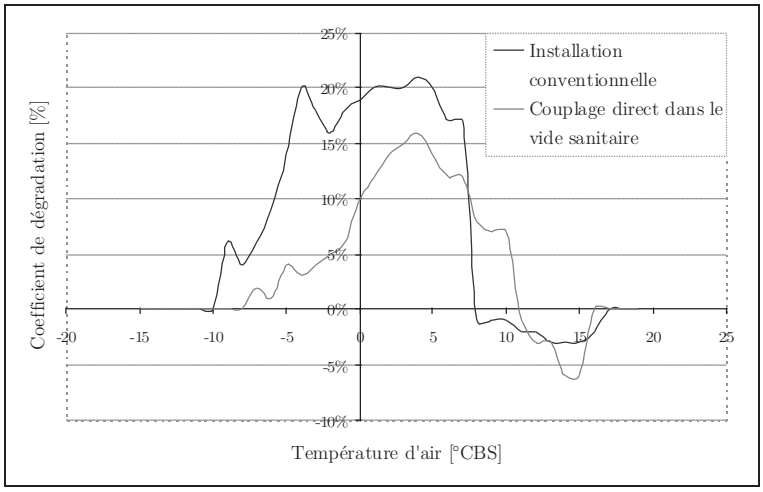


Figure 156: Coefficient moyen de dégradation dû au givrage/dégivrage sans et avec couplage direct avec le vide sanitaire au climat de Nancy – PAC inverter

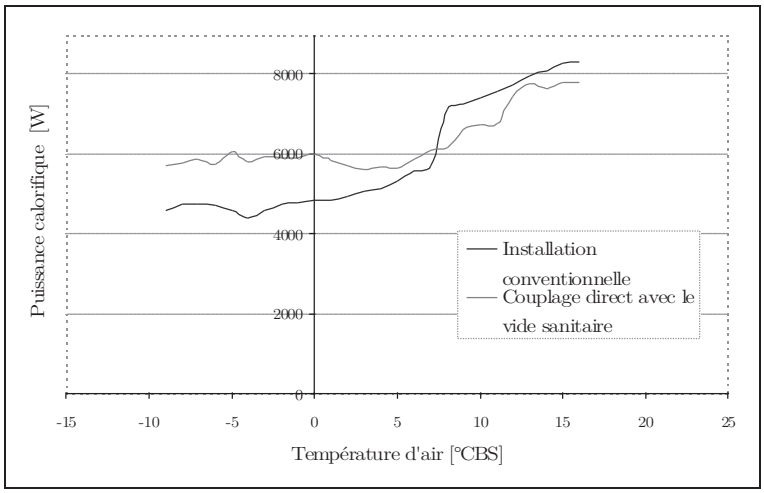


Figure 157: Puissance calorifique à pleine charge moyenne avec dégivrage - Couplage direct vide sanitaire pour le climat de Nancy - PAC inverter

Une étude de sensibilité sur le dimensionnement de la PAC au climat de Nancy montre qu'il est possible de remplacer le système dimensionné par les méthodes conventionnelles par un système de puissance nominale réduite (figure 158). Toute chose égale par ailleurs, une PAC d'une puissance nominale de 4 kW couplée de façon directe au vide sanitaire consommerait autant d'énergie qu'une PAC de 7 kW installée à l'extérieur. On constate qu'en dessous de 4 kW, la PAC de 3 kW n'est plus intéressante car elle a recours à une grande quantité d'énergie d'appoint.

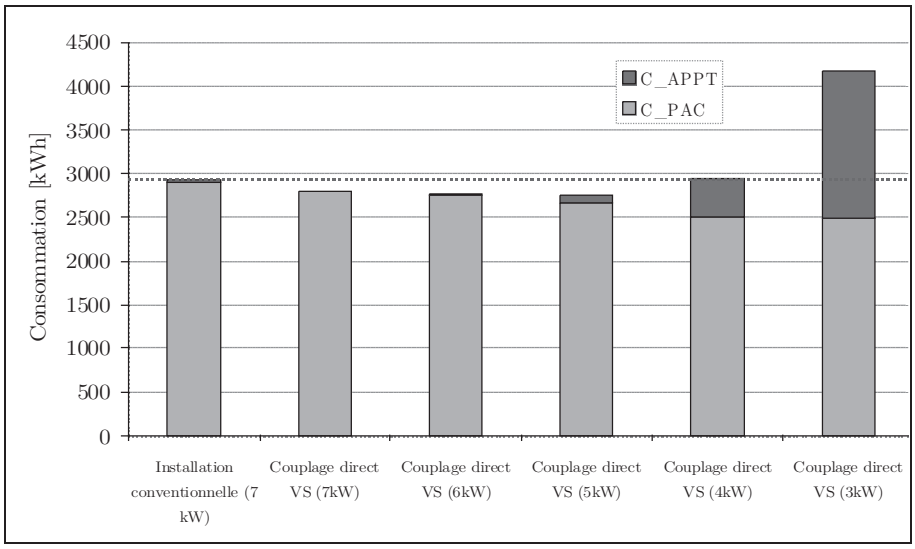
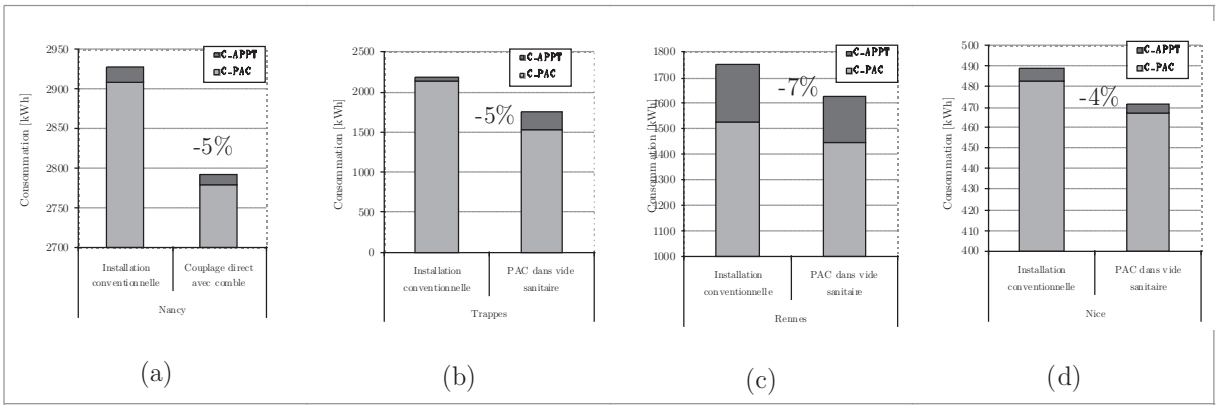


Figure 158: Impact des dimensions de la PAC sur la consommation globale du système lors du couplage direct avec le vide sanitaire

5.1.2. Comble

Le couplage direct avec les combles permet le même type d'observation que pour le vide sanitaire avec une tendance moins marquée. Les PAC contrôlées par marche-arrêt montrant peu d'intérêt pour ce couplage, seuls les résultats concernant les PAC contrôlées par inverter son présentés.



Contrairement au couplage direct avec le vide sanitaire, le couplage avec le comble permet de diminuer faiblement le recours à l'appoint, mais ne permet pas de s'en passer. Une raison simple à cela est que le recours à l'appoint se fait pour les températures les plus froides de l'hiver qui sont atteintes la nuit. Ainsi le comble ne peut assister la PAC la nuit, ce qui explique cette faible diminution du recours à l'appoint.

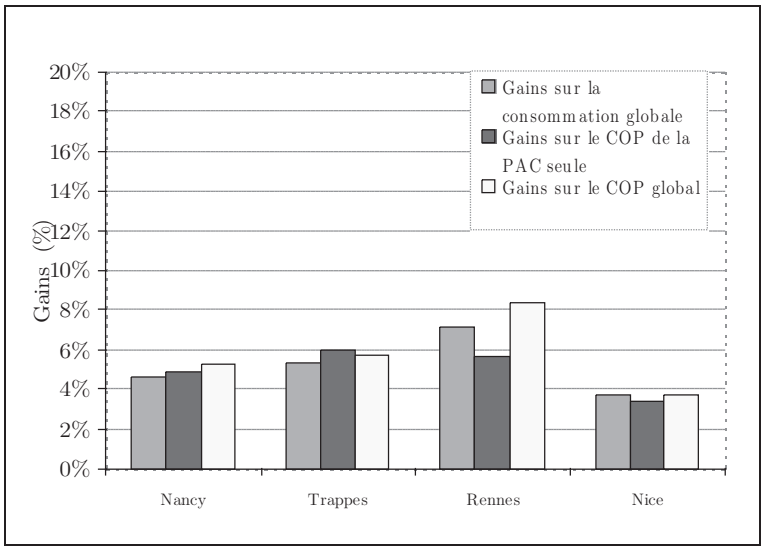


Figure 159: Gains sur les performances et la consommation pour les différents climats - Couplage direct avec le comble - PAC inverter

On a pu constater au chapitre 3 dans la partie consacrée au modèle de comble que pour un débit de renouvellement d'air naturel donné, plus il y a d'isolant sous la toiture, plus la température du comble est élevée. Bien que l'épaisseur d'isolant ait une influence sur la température du comble dans son fonctionnement non perturbé, c'est-à-dire sans couplage et avec un renouvellement d'air naturel, le constat n'est pas le même lorsque la PAC est couplée de façon directe avec le comble. En effet, l'unité extérieure de la PAC en place dans le comble augmente son taux de renouvellement d'air, abaisse sa température, et épuise progressivement la source constituée par le comble. Cette source peut se recharger grâce au rayonnement solaire. Or la mise en place d'isolant sous la toiture, bloque une partie du rayonnement solaire incident sur la toiture, et donc la part retransmise par conduction, puis convection et rayonnement à l'intérieur du comble. On observe lors du couplage direct de la PAC avec le comble, que moins il y a d'isolation en sous face de la toiture, meilleurs sont les gains en performance et en consommation (figure 160).

Remarque : Les observations précédentes sont vraies dans le cas d'un comble seul. Dans le cas d'un comble équipé de capteurs à air, l'isolation de la sous-face de la toiture est primordiale pour tirer parti au maximum des apports insufflés par le capteur.

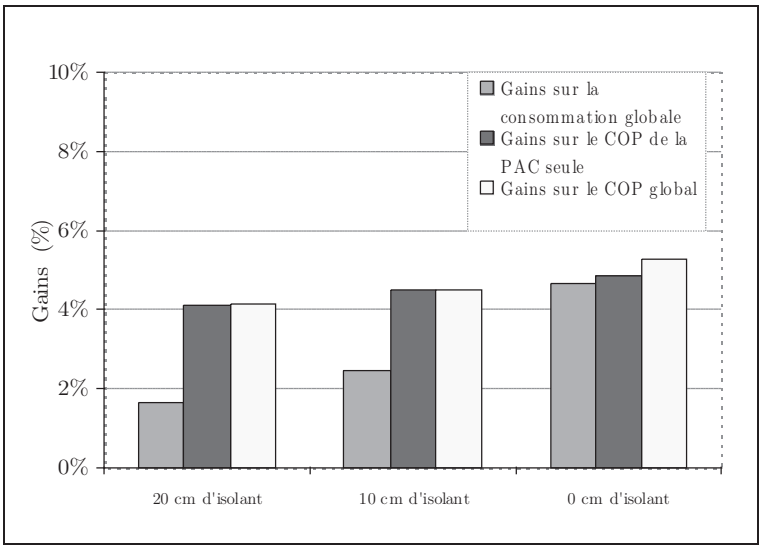


Figure 160: Gains sur les performances et la consommation en fonction de l'épaisseur d'isolant en sous face de toiture - Couplage direct avec le comble - PAC inverter au climat de Nancy

Dans le cas d'étude proposé, le plancher des combles est peu inerte (20 cm de laine de verre et plaque de plâtre). Dans le but d'étudier l'influence d'un plancher plus lourd, en béton par exemple, une série de simulations a été effectuée avec un plancher en béton isolé en sous-face, pour plusieurs épaisseurs de dalle. On observe que la dalle de béton peut permettre de stocker une partie des apports solaires lorsque la PAC ne fonctionne pas, et permettre des gains de performance et de consommation lors de la restitution de la chaleur.

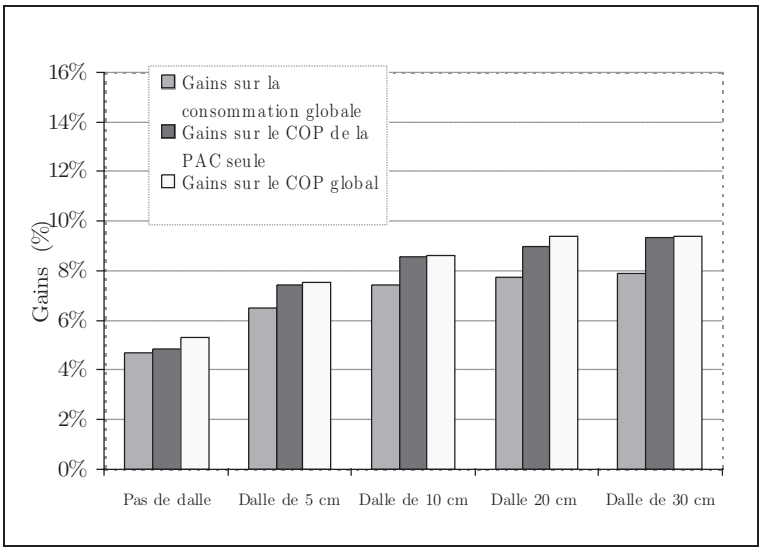
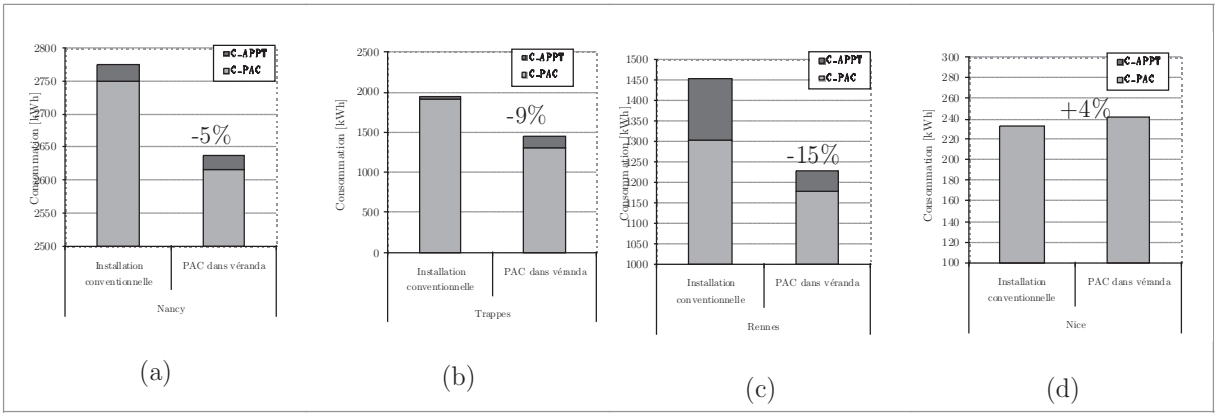


Figure 161: Gains sur les performances et la consommation en fonction de l'épaisseur de la dalle de béton formant le plancher - Couplage direct avec le comble - PAC inverter au climat de Nancy

Une optimisation des caractéristiques constructives des combles et du dimensionnement de la PAC permettrait sans doute des gains sur les consommations hivernales de l'ordre de 5% à 10%.

5.1.3. Véranda

Comme pour les combles, la véranda capte le rayonnement solaire en journée. Il y a un déphasage total entre ce que peut apporter la véranda la journée, et les besoins de chaleur maximaux qui surviennent la nuit.



Le couplage direct avec la véranda s'avère inintéressant pour le climat de Nice. La PAC fonctionne peu de temps pour assurer les besoins de chauffage majoritairement la nuit. Cela augmente les besoins de chauffage au cours de ces périodes les plus froides et aboutit à un bilan négatif.

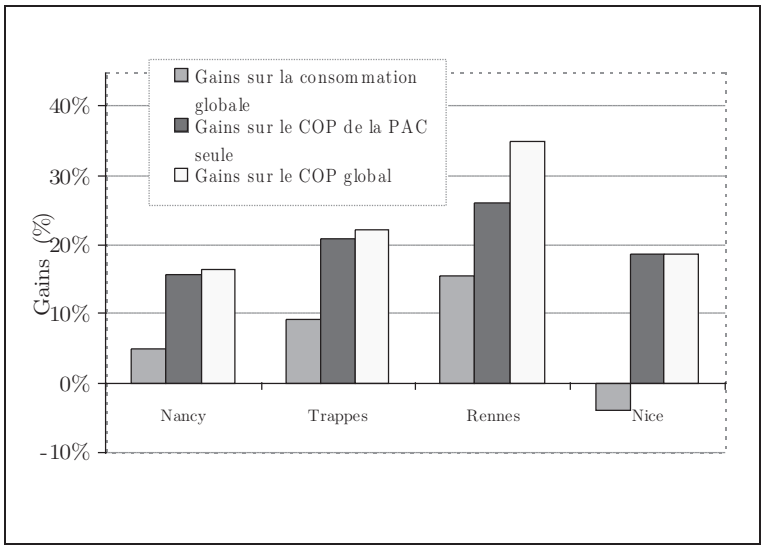


Figure 162: Gains sur les performances et la consommation globale du système pour différents climats - Couplage direct avec la véranda - PAC inverter

L'influence de la taille de la véranda sur les gains de performances et de consommations a cependant été étudié. On observe que plus la véranda est grande, plus

le couplage direct est efficace.

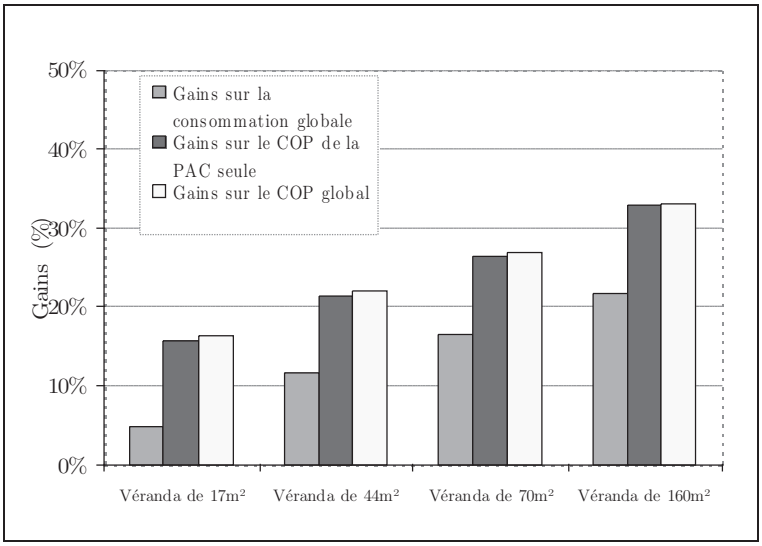


Figure 163: Gains sur les performances et la consommation en fonction de la taille de la véranda - Couplage direct avec la véranda - PAC inverter

5.2. Multi-sources

Cette dernière partie s'attache à l'étude des mêmes sources que précédemment, mais associées entre elles. Il s'agira de la sortie de la ventilation double flux et/ou de l'échangeur air-sol pour le vide sanitaire. On étudiera le capteur à air, la véranda, et également la sortie de la ventilation double dans le cas du couplage des combles.

5.2.1. Vide sanitaire + puits canadien + ventilation double flux

L'unité extérieure de la PAC est placée à l'intérieur du vide sanitaire, et le système est assisté par le rejet de l'air en provenance du système de ventilation double flux et/ou de l'échangeur air-sol. Les couplages indirects supplémentaires avec la ventilation double flux et l'échangeur air-sol sont étudiés l'un après l'autre, puis en association.

La ventilation double flux assure un taux de renouvellement hygiénique amenant à environ 250 $m^3.h^{-1}$ le débit d'air vicié soufflé dans le vide sanitaire.

L'échangeur air-sol utilisé est un échangeur dimensionné pour la ventilation hygiénique du logement. Il apporte également un débit de 250 $m^3.h^{-1}$ dans le vide sanitaire.

Les résultats du couplage avec le vide sanitaire plus la ventilation double flux sont présentés à la figure 164. On constate que l'apport de l'air de la sortie de la ventilation double flux permet un gain non négligeable sur la consommation globale du système quelque soit le climat. La figure 164 fait à la fois apparaître le couplage direct avec le

vide sanitaire seul (VS) et le couplage avec le vide sanitaire et la ventilation double flux (VDF). Le couplage avec les deux sources permet d'économiser entre 11% et 27% de la consommation du système de chauffage selon le climat.

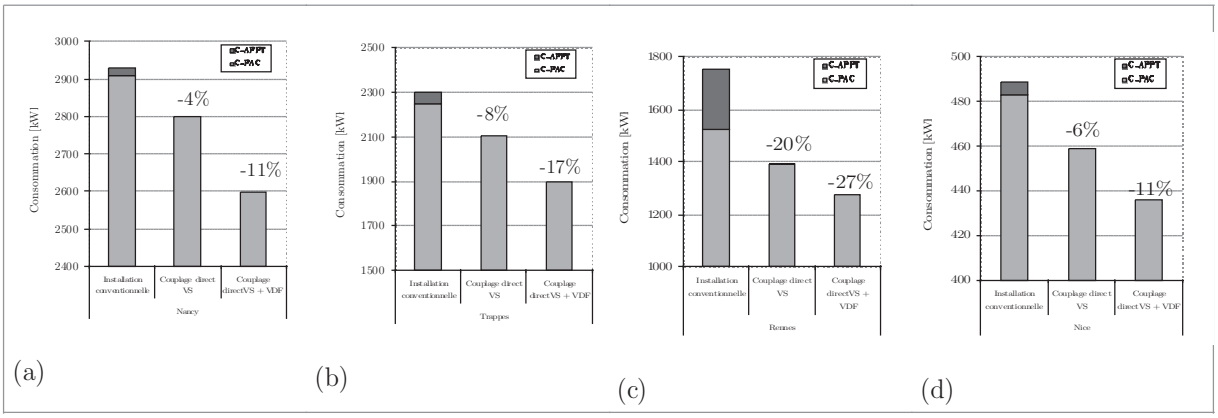


Figure 164: Couplage direct vide sanitaire (VS) + ventilation double flux (VDF) pour différents climats - PAC inverter

Les résultats du couplage avec le vide sanitaire et l'échangeur air-sol sont présentés à la figure 165. Deux technologies de ventilateurs de l'échangeur air-sol (EAS) ont été étudiées : l'un économe (0,1 $W.m^{-3}.h^{-1}$), l'autre standard (0,2 $W.m^{-3}.h^{-1}$).

Les gains sur la consommation de la PAC seule sont moindres que pour le couplage avec la ventilation double flux. On constate que le bilan sur la consommation globale dépend grandement du type de ventilateur supplémentaire utilisé. Par exemple au climat de Nancy, l'utilisation d'un ventilateur économe permet une économie de 5% par rapport à l'installation conventionnelle, alors qu'elle n'est que de 1% avec un ventilateur standard. Au climat de Nice, la configuration avec l'échangeur air-sol est toujours moins intéressante que le couplage directe avec le vide sanitaire seul.

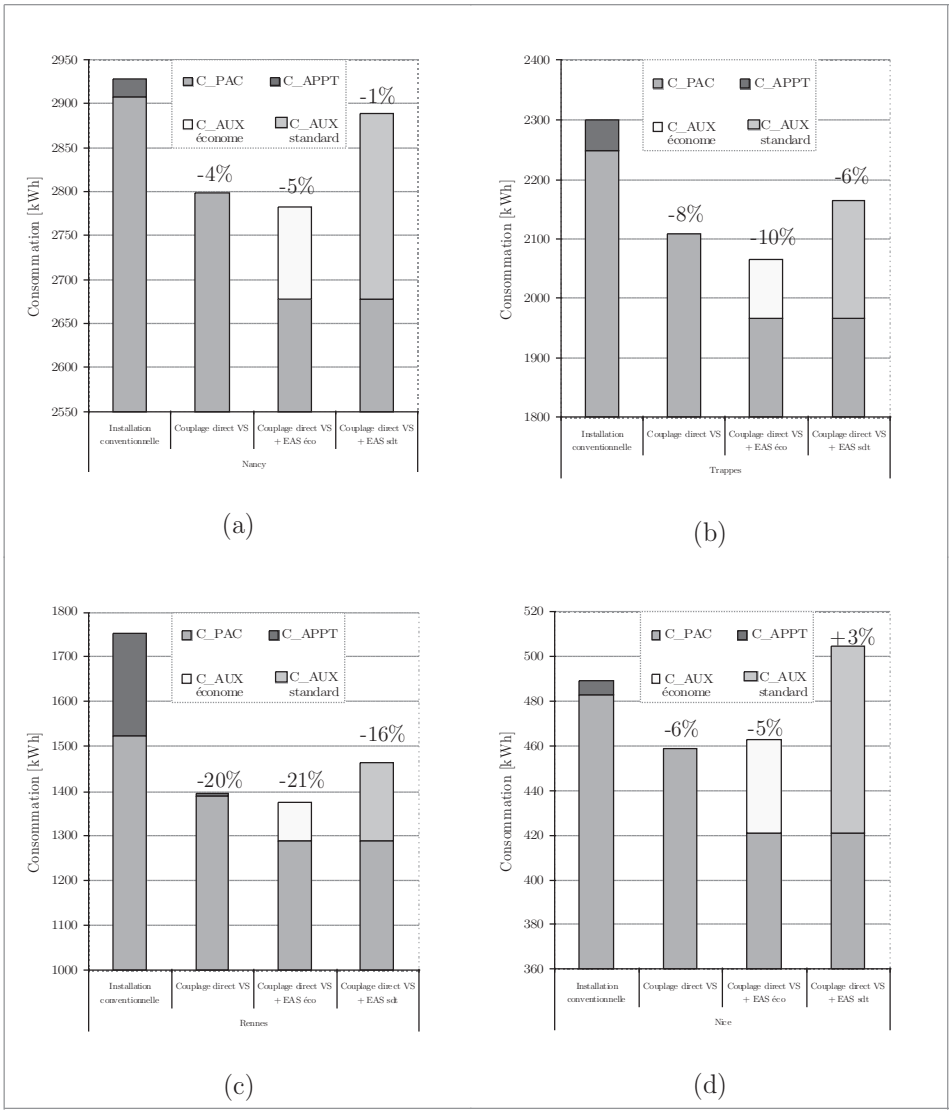


Figure 165: Couplage direct vide sanitaire (VS) + échangeur air-sol (EAS) pour différents climats - PAC inverter

Le couplage cumulé du vide sanitaire avec la ventilation double flux et l'échangeur air-sol a également été étudié. Le débit insufflé par chacune des sources indirectes est de 250 $m^3.h^{-1}$. Ce qui réduit le débit de renouvellement d'air provenant de l'extérieur.

Les gains observés sur la consommation globale sont meilleurs dans le cas du couplage cumulé de la ventilation double et de l'échangeur air-sol que pour chacune des sources prises séparément. Pour le couplage avec un ventilateur économe, globalement des économies d'énergie allant de 11% à 27% sont observés selon le climat (figure 166).

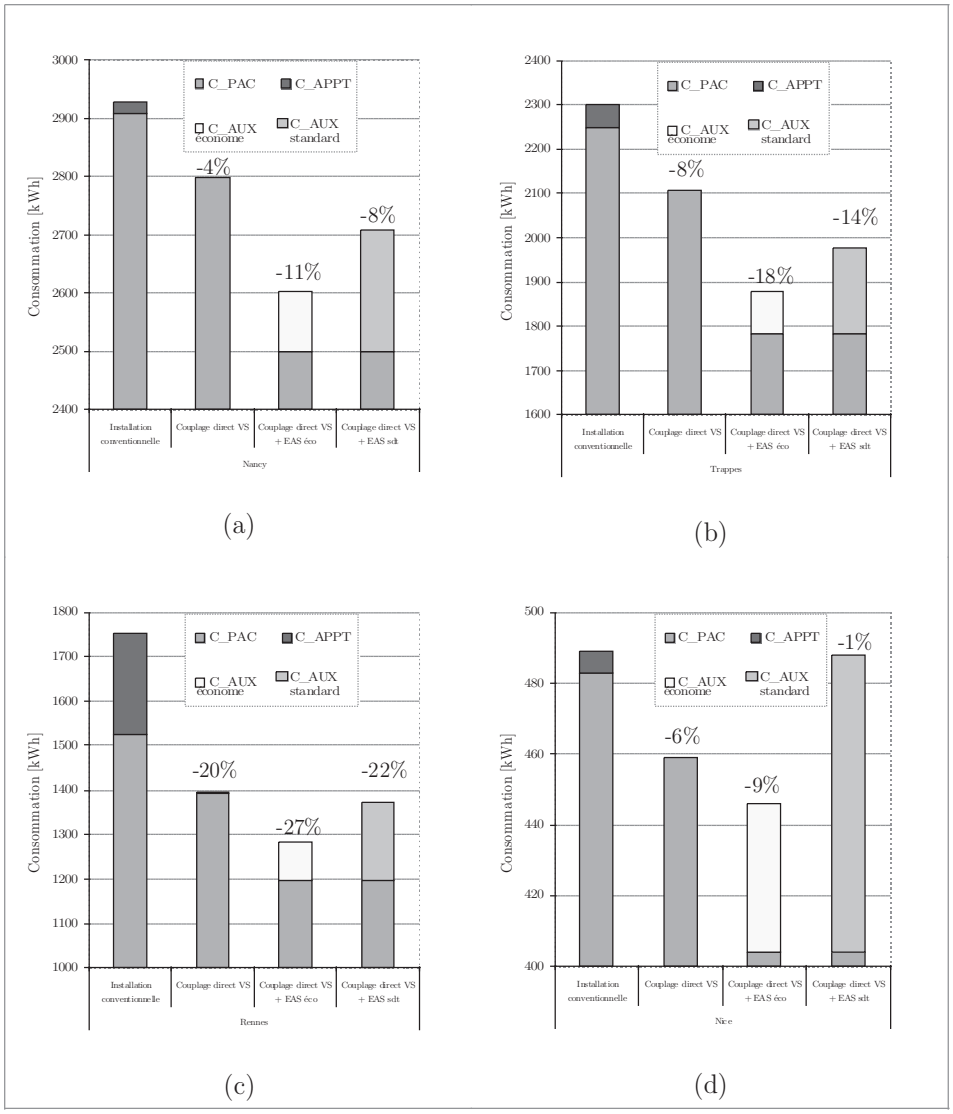


Figure 166: Couplage direct vide sanitaire (VS) + ventilation double flux (VDF) + échangeur air-sol (EAS) pour différents climats - PAC inverter

5.2.2. Combles + Capteurs à air + véranda + ventilation double flux

Une seconde série de simulations concerne le couplage multi-sources avec un couplage direct dans le comble. On étudie l'impact séparé puis cumulé du couplage indirect avec la ventilation double flux, la véranda ou le capteur à air.

Les résultats du couplage direct avec le comble et le capteur à air sont présentés à la figure 167. On y observe l'impact du choix du ventilateur supplémentaire du capteur à air. Un capteur à air muni d'une ventilateur économe permettrait entre 5% et 15% d'économie d'énergie selon la région.

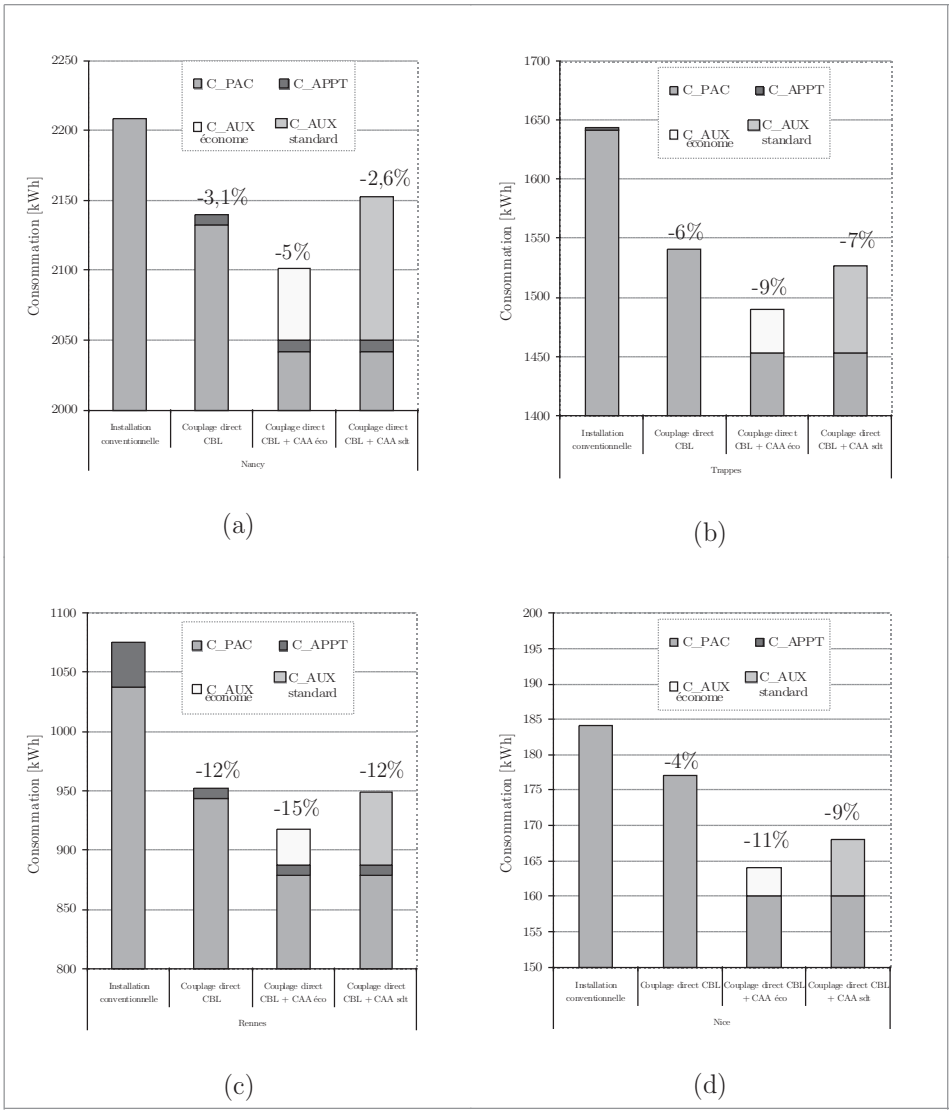


Figure 167: Couplage direct comble (CBL) + capteur à air (CAA) pour différents climats - PAC inverter

Les résultats du couplage direct avec le comble, le capteur à air et la ventilation double flux sont présentés à la figure 168. On considère pour ces simulations le cas le plus favorable avec un ventilateur économe pour le capteur à air. Dans cette configuration des économies d'énergie de 12% à 23% sont évaluées selon la région.

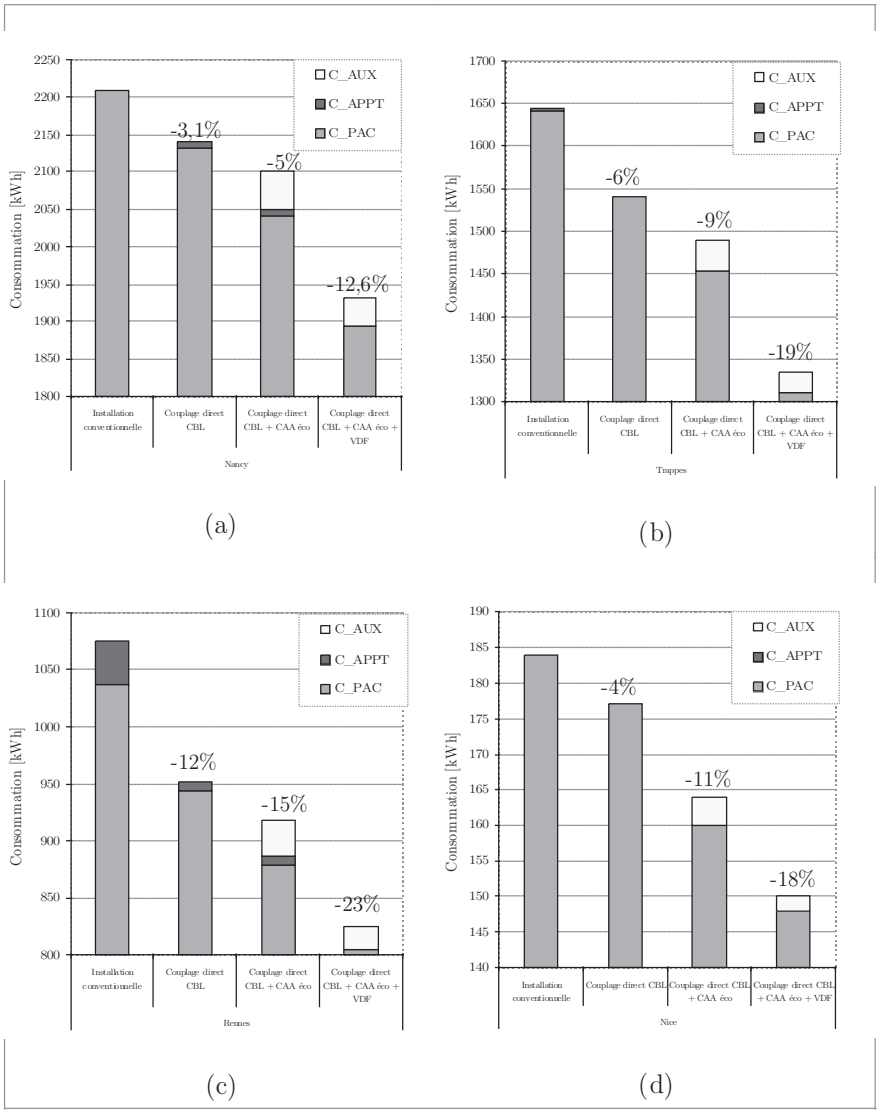


Figure 168: Couplage direct comble (CBL) + capteur à air (CAA) + ventilation double flux (VDF) pour différents climats - PAC inverter

Des couplages similaires avec le comble ont été réalisés avec la véranda seule. Les premiers résultats montrent que le couplage du comble avec la véranda (figure 169) comme source supplémentaire ne semble pas intéressante par rapport à une installation conventionnelle, et à une installation en couplage direct avec le comble seul. Deux effets sont la cause de l'augmentation des consommations : le tirage de l'air de la véranda diminue sa température et augmente les besoins de chauffage de la zone chauffée. La véranda ne peut recharger le comble au moment où les besoins de chauffage sont les plus importants, c'est-à-dire la nuit. La véranda joue un rôle de capteur solaire passif, mais contrairement au capteur à air situé sur la toiture, la zone de la véranda est directement en contact avec la zone chauffée, ce qui contribue à l'augmentation des besoins de chauffage lorsque de l'air est sous-tiré de la véranda. Dans la configuration étudiées, le mur entre la véranda et la maison est isolé avec 10 cm de polystyrène, et les

fenêtres intermédiaires sont en double vitrage peu émissif. On constate alors que même isolé, ce type de couplage semble inefficace.

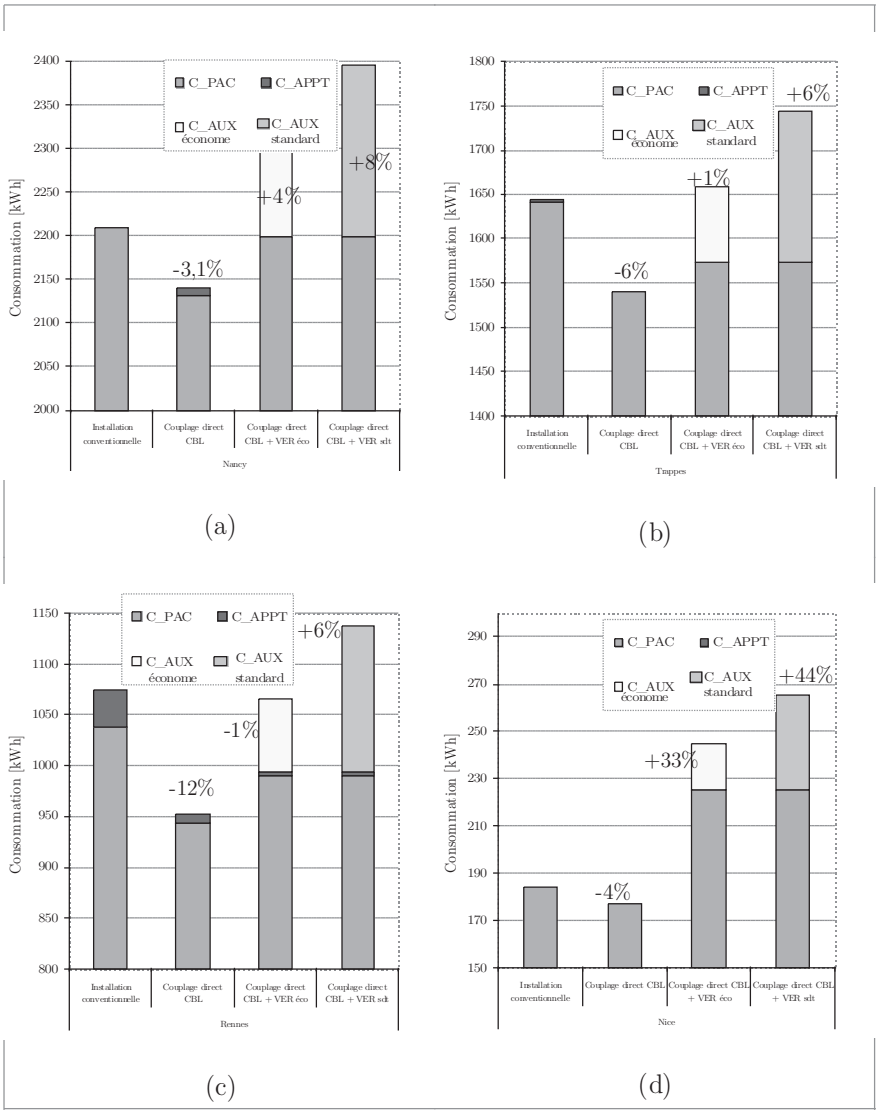


Figure 169: Couplage direct comble (CBL) + véranda (VER) pour différents climats - PAC inverter

6. Conclusions

Ce chapitre d'application utilise le modèle de PAC et les modèles de sources d'air tempérées présentés aux chapitres précédents dans l'étude de différentes configurations de couplage avec la source froide d'une PAC air-air.

Les configurations étudiées se divisent en deux catégories : le couplage indirect (avec la nécessité de ventilateurs supplémentaires), et le couplage direct (l'unité extérieure est placée directement à l'intérieur d'une zone tempérée). Pour chacune des configurations, des couplages mono-source et multi-sources sont proposés afin d'étudier leur impact sur les consommations et les performances globales de l'installation.

Les résultats présentés dans ce chapitre montrent que les couplages indirects sont clairement désavantagés par la consommation des ventilateurs supplémentaires. Ces configurations permettent des économies d'énergie dans les conditions de couplage les plus favorables (ventilateur économe et optimisation du débit transféré de la source). On a pu constater qu'il existe un débit optimal, souvent beaucoup plus faible que celui nécessaire au niveau de l'unité extérieure de la PAC, pour obtenir les gains les plus intéressants. Ainsi la meilleure solution n'est pas de transférer la totalité du débit nécessaire au niveau de la source froide mais seulement une partie de celui-ci, afin de limiter la décharge de la source. De trop gros débits font chuter drastiquement la température de la source, et épuisent rapidement la source d'air tempérée. Il est préférable de sous-tirer moins afin de permettre un équilibre entre la charge et le stockage.

En réalité, la mise en place de couplage indirect semble difficile : le réseau de distribution doit être mis en œuvre de façon optimale afin de limiter les pertes de charges et donc la consommation du ventilateur supplémentaire. Un système de régulation serait également nécessaire pour contrôler la répartition des débits en direction de la source froide de la pompe à chaleur.

La configuration en couplage direct semble beaucoup plus prometteuse avec des économies d'énergie non négligeables. Elle s'affranchit de l'utilisation de ventilateurs supplémentaires permettant de valoriser un maximum les gains sur les performances et la consommation de la PAC fonctionnant avec une température de source froide plus clémente. On préfèrera les zones de gros volume et constituées de matériaux inertes afin de pouvoir stocker une partie des apports lorsque la PAC n'est pas en fonctionnement.

Cette série d'applications aura permis de constater que le dimensionnement de la PAC et la région climatique jouent des rôles prépondérants dans la bonne réussite du couplage. Il est difficile de comparer deux maisons identiques, l'une située à Nice et l'autre à Nancy. Ces deux maisons disposent de deux PAC de puissance nominale

différentes qui n'auront pas forcément le même comportement, puisque les variations des écarts de température peuvent être très différentes d'une région à l'autre. Cependant on a pu constater pour chacune des configurations que le couplage semble plus approprié dans les régions plutôt froides.

Des travaux expérimentaux mériteraient d'être effectués sur le sujet pour mieux comprendre les phénomènes et vérifier les tendances d'économies d'énergie.

Conclusions générales et perspectives

1. Conclusions générales

Ce travail de thèse a permis d'analyser le comportement des systèmes de pompes à chaleur (PAC) dans différentes configurations de couplage avec des sources d'air tempérées intégrées au bâtiment, en vue d'en améliorer les performances.

Dans ce cadre, le premier chapitre a donné des éléments concernant les consommations énergétiques primaires et des émissions de gaz à effet de serre (GES) des PAC air-air par rapport à d'autres systèmes de production de chaleur conventionnels. L'intérêt des PAC du point de vue énergétique et environnemental dépend du contenu CO_2 de la production d'électricité et de leur performance saisonnière. Lorsque la performance saisonnière des PAC est supérieure à l'inverse du rendement global de la chaine de production énergétique amont, une partie de la production de chaleur peut alors être comptabilisée comme étant d'origine renouvelable. L'ensemble des impacts environnementaux n'ayant pas été pris en compte, notamment sur les aspects de génération de déchets radioactifs, de santé ou d'épuisement des ressources, l'analyse environnementale mériterait d'être approfondie en complément du bilan CO_2. La récupération de chaleur par voie thermodynamique va dans le sens de l'amélioration des performances saisonnières et donc d'une augmentation de la part d'énergie renouvelable de la production de chaleur par PAC. Ce premier chapitre a également passé en revue les travaux déjà réalisés sur la récupération de chaleur par des dispositifs intégrés aux maisons individuelles, et en particuliers sur le couplage avec un vide sanitaire ou un capteur solaire à air.

La nécessité de disposer d'un modèle global, capable de prendre en compte l'ensemble des interactions entre l'enveloppe et le système de PAC a amené au développement et à l'intégration d'un modèle de PAC air-air dans l'outil de simulation COMFIE. Il s'agit d'un modèle semi-empirique, présenté au second chapitre, qui caractérise le comportement des PAC air-air pour l'ensemble de ces régimes de fonctionnement (pleine charge, charge partielle, givrage/dégivrage). C'est une compilation de plusieurs modèles de la littérature, constituant un modèle global de PAC. Le modèle de performance et de puissance calorifique à pleine charge en régime permanent est caractérisé à l'aide de huit paramètres relatifs aux différents composants de la PAC: quatre pour le compresseur, un pour chaque échangeur, et un pour le détendeur. Son caractère physique lui permet d'être valable sur des plages de températures plus large que celles correspondant aux données disponibles pour son paramétrage. Les effets dynamiques sont pris en compte à l'aide de modèles empiriques de correction des performances et de la puissance calorifique à pleine charge en fonction du taux de charge, des conditions de température aux sources, et de l'humidité relative de l'air à l'entrée de l'évaporateur. Ainsi deux modèles viennent compléter le modèle de

fonctionnement à pleine charge: (a) un modèle de correction des performances à charge partielle, basé sur des tests effectués par l'institut de recherche suédois SP sur plusieurs PAC air-air du marché, et amélioré en ce qui concerne la régulation du ventilateur de l'unité extérieure dans le cas des PAC contrôlées par inverter (b) un modèle de correction relatif au cycle de givrage/dégivrage de l'échangeur de l'unité extérieure paramétré et amélioré à partir de travaux de la littérature. Ce dernier prend en compte les effets de l'humidité relative de l'air sur les dégradations des performances dues au givrage lorsque la température de l'air à l'entrée de l'unité extérieure se situe sur la plage des températures de givrage (température inférieure à 7°C et humidité relative supérieure à 60%), mais également l'amélioration des échanges liés à l'humidité relative de l'air au-dessus de la plage des températures de givrage (température extérieure supérieure à 7°C). On dispose ainsi d'un modèle global sensible aux principaux paramètres caractérisant le comportement global des PAC.

La description des modèles de sources d'air tempérées proposée au troisième chapitre a permis d'analyser la sensibilité des performances à certains paramètres (renouvellement d'air et caractéristiques constructives) et de discuter des limites et d'éventuelles améliorations des modèles. Les aspects de couplage entre le modèle d'enveloppe et le modèle de PAC sont également présentés, afin de prendre en compte le contrôle des débits de renouvellement d'air des zones tempérées selon le régime de fonctionnement de la PAC. L'importance de l'humidité relative dans les transferts au niveau de l'échangeur extérieur a conduit intégrer un modèle d'air humide.

Les modèles de PAC et d'enveloppe sont ensuite utilisés dans le quatrième chapitre pour définir le potentiel énergétique d'une source d'air tempérée, et étudier l'influence d'une hausse constante de la température de la source froide de la PAC par rapport à la température extérieure. Ainsi l'impact d'une élévation de la température de la source dépend de la température à laquelle cette élévation a lieu, du dimensionnement de la PAC et du comportement dynamique du bâtiment. Cette étude permet de mieux comprendre la difficulté de prédire en toute généralité l'intérêt du couplage de la source froide d'une PAC avec des sources d'air tempérées.

Les cas d'étude proposés au cinquième chapitre, permettent d'aboutir aux conclusions suivantes :

(a) les couplages indirects sont désavantagés par la consommation de ventilateurs supplémentaires. Les gains sur la consommation de la PAC ne permettent pas de compenser globalement la consommation de ces ventilateurs. Une optimisation de la régulation du déclenchement des ventilateurs et du débit transporté par ceux-ci, pourrait permettre une amélioration de l'intérêt de ce type de couplages. Mais cette configuration semble difficile à mettre en œuvre actuellement.

(b) les couplages directs semblent quant à eux beaucoup plus prometteurs. Ils permettent de s'affranchir de la consommation de ventilateurs supplémentaires et d'aboutir à des économies d'énergie non négligeables. Les configurations étudiées au cinquième chapitre montrent que les zones inertes et de grand volume sont plus à mêmes de constituer des sources d'air tempérées intéressantes permettant un équilibre entre le stockage et le déstockage de la chaleur. De plus ces couplages semblent d'autant plus intéressants pour les climats froids. L'intérêt de la récupération de chaleur par voie thermodynamique est lié à la recherche d'un bon équilibre entre le dimensionnement de la PAC (notamment au niveau des débits d'air au niveau de l'unité extérieure), et le dimensionnement des sources d'air tempérées (intégrant des matériaux inertes pour le stockage de la chaleur).

Les couplages les plus intéressants sont les couplages directs multi-sources. Le couplage avec le vide sanitaire assisté par l'extraction du système de ventilation double flux, et de l'échangeur air-sol pourrait permettre des économies d'énergie non négligeable. On observe ainsi pour le climat de Trappes une réduction de la consommation globale de 18% et une augmentation du coefficient de performance global de l'installation de 26%. Pour le climat de Rennes, une réduction de 27% de la consommation globale est constaté, associée à une augmentation de 43% du coefficient de performance global. Cependant ces résultats issus d'une approche de modélisation reste à valider par des mesures expérimentales.

2. Perspectives et prolongements

Données constructeurs

Les performances annoncées par les constructeurs bien qu'en partie soumises à des essais normalisés semblent encore trop imprécises. La méconnaissance des conditions dans lesquelles ont été réalisés les essais les rendent presque inutilisables dans des applications de paramétrage de modèle, en vue de prédire leurs performances saisonnières. On observe un décalage entre la norme, les usages et les performances réelles sur le terrain (notamment sur les régimes de fonctionnement à charge partielle). Ces remarques ouvrent le débat sur le rapprochement et l'ouverture des normes d'essais au calcul des performances saisonnières.

Modèle de PAC

Au niveau du modèle de PAC utilisé dans cette étude, seul le modèle de comportement à pleine charge en régime permanent a été validé par rapport au modèle détaillé du laboratoire d'Oak Ridge. Plusieurs aspects restent à valider notamment sur le modèle de correction à charge partielle, le modèle de dégradation des performances due aux cycles de givrage/ dégivrage et le modèle de régulation du ventilateur de

l'unité extérieure.

Le modèle de Jin et Sptiler semble paramétrable à partir de données constructeurs intégrant ou non une part de fonctionnement à charge partielle. Il serait intéressant de savoir si la caractérisation des paramètres du modèle à pleine charge à partir de données pouvant contenir une part de comportement à charge partielle et/ou de dégivrage peut permettre de prédire correctement le comportement d'une PAC.

Modèle de bâtiment

L'humidité n'est actuellement pas prise en compte dans le modèle de bâtiment. L'intégration d'un bilan hydrique sur chacune des zones permettrait une prise en compte plus détaillée de l'évolution de l'humidité relative de l'air dans les sources d'air tempérées ainsi que dans les zones chauffées. Ce développement permettrait également l'adaptation du modèle de PAC développé pour le calcul des consommations dues à la climatisation des PAC réversibles.

Analyse exergétique

La récupération de chaleur des pertes de chaleur du système constitué par un bâtiment et son environnement proche (air, sol) contribue à la réduction des irréversibilités liées à ce système, ce qui pourrait donner lieu à une analyse exergétique.

Analyse énergétique et environnementale

Le chauffage électrique induit des pointes de consommation les journées froides d'hiver et le recours plus important à la production thermique. Un analyse de l'impact des PAC utilisant le contenu CO_2 marginal du kilowattheure électrique permettrait de préciser ou non l'avantage des PAC par rapport à d'autre système de production de chaleur.

Les impacts environnementaux ne se limitant pas seulement au émissions de GES, la prise en compte d'un ensemble plus global d'impact environnementaux (sur les aspects de santé et de génération de déchets notamment radioactifs) serait également utile dans la comparaison de différents systèmes de production de chaleur.

Bibliographie

[**ADEM2005**] ADEME (Agence de l'environnement et de la maîtrise de l'énergie), *Stratégie utilisation rationnelle de l'énergie. Chapitre II: Les bâtiments*, , p. 16, 2005. <http://www.clubinternational.ademe.fr/servlet/getBin?name=B7491EC9CF8C1E44B4608F700A9B69721147707613122.pdf>

[**ADEM2007**] Agence de l'environnement et de la maîtrise de l'énergie (Ademe), *Les chiffres clés du bâtiment 2007. Données et références*, Energie - Environnement, p. 103, 2007.

[**ALLE1983**] Allen, J.J, Hamilton, J.F, *Steady-State reciprocating water chiller models*, ASHRAE Transactions, vol 89, part 2A, pp. 398-407, 1983.

[**ANDR2002**] Andresen, I., *Building Integrated Photovoltaics in Smart Energy-Efficient Buildings A State-of-the-Art*, SINTEF, Civil and Environmental Engineering, A report within the research program Smart Energy-Efficient Buildings at NTNU and SINTEF, 2002-2006, p. 25, 2002. <http://www.ntnu.no/em/dokumenter/smartbygg_rapp/Photovoltaics_State-of-the-Art.pdf>

[**ANGL2001**] Anglesio, P., Caon, S., Caruso, S., *Determinazione delle prestazioni energetiche di condizionatori elettrici a due unità in aria invertible: determinazione delle prestazioni energetiche*, CDA, , 2001.

[**ARGA2001**] Argaud, T., *Amélioration énergétique des cycles de givrage-dégivrage des pac air-eau réversibles sur plancher chauffant*, Thèse de doctorat en énergétique, Ecole des Mines de Paris, p. 264, 2001.

[**ASHR2005**] ASHRAE Technical Commitee 4.7 (Energy Calculations), *Energy Estimating and modeling methods, Chapter 32*, The ASHRAE Handbook CD - 2005 Fundamentals - SI Editions, p. 39, 2005.

[**AUZE2006**] Auzenet, E., Clerc-Renaud, M., *Pompes à chaleur. Applications et systèmes particuliers*, Technique de l'ingénieur, Ref. BE9621, p. 23, 2006.

[**BACO1984**] Bacot, P., Neveu, A., Sicard, J., *Analyse modale des phénomènes thermiques en régime variable dans le bâtiment*, Revue Générale de thermique française, no. 267 , pp. 189-201, 1984.

[**BAXT1982**] Baxter, V.D., Abbatiello, L.A., Minturn, R.E., *Comparison of field performance to steady-state performance for two dealer-installed air-to-air heat pump*, ASHRAE Transactions, Vol. 88, Part 2, pp. 941-953, 1982.

[**BAXT1984**] Baxter, V.D., Moyers, J.C., *Air-source heat pump: field measurement*

of cycling, frosting, and defrosting losses, ONRL/CON-150, , 1984. <http://www.ornl.gov/sci/engineering_science_technology/eere_research_reports/electrically_driven_heat_pumps/advanced_cycle_development/dynamic_losses/ornl_con_150/ornl_con_150.pdf>

[**BEND2002**] Bendapudi, S., Braun, J.E., *A review of literature on dynamic models of vapor compression equipment*, Delivrable for research project 1043-RP: Fault Detection and Diagnostic (FDD), Requirements and Evaluation Tools for Chiller. HL 2002-9, Report #4036-5, p. 98, 2002. <http://www.nist.gov/tc75/1043-RP_Dynamic_Modeling_Literature_Review.pdf>

[**BERN2007**] Bernier, J., *Les systèmes de chauffage par pompe à chaleur pour maisons individuelles*, Chaud, Froid, Plomberie, no. 704, Dossier, Septembre 2007.

[**BLAN1987**] Blanc Sommereux, I., *Simulation de bâtiment multizone par couplage de modèles modaux réduits*, D.E.A, Université Paris VI, 1987.

[**BOIS2006**] De Boissieu, C., *Rapport du Groupe de travail "Division par quatre des émissions de gaz à effet de serre de la France à l'horizon 2050".*, Ministère de l'économie des finances et de l'industrie. Ministère de l'écologie et du développement durable, p. 77, 2006. <http://www.developpement-durable.gouv.fr/energie/prospect/facteur4-rapport.pdf>

[**BONN1980**] Bonne, U., Patani, A., Jacobson, R.D., Mueller, D.A., *Electric-driven heat pump systems: simulations and controls II*, ASHRAE Transactions, Vol. 86, Part. 1, pp. 687-705, 1980.

[**BORE1992**] Borel, L., *La comptabilité exergétique, fondement de l'économie énegétique. L'utilisation rationnelle de l'énergie, 1ere partie*, Laboratoire Stratégies énergétiques, biosphère et société (SEBES), Université de Genève, pp. 19-27, 1992. <http://www.unige.ch/sebes/textes/1992/92LBorel.html>

[**BORY2006**] Bory, D., *Sizing of room air-conditioners for minimum energy consumption and peak power*, Proceedings of EPIC 2006 AIVC, Lyon, p. 10, 2006.

[**BOSW2004**] Böswarth, R., *National report on market, legal and eduction framework for training and certification scheme of all partner countries*, UE Certified Heat pump installer, p. 20, 2004. <http://eucert.fiz-karlsruhe.de/script/tool/forg/doc436/Annex%202_WP1_D1.1_National%20HP%20Report_France.pdf>

[**BOUR1994**] Bourdouxhe, J-P. H., Grodent, M., Lebrun, J.J., Saavedra, C., Silva, K.L., *A toolkit for primary HVAC system energy calculation-Part2: Reciprocating chiller models*, ASHRAE Transactions, Vol. 100, Part. 2,

p. 13, 1994.

[**BRAN1996**] Branescu, C., *Comparaison des modèles de groupes frigorifiques en vue de calcul des consommations d'installations de climatisation*, Rapport de stage de DEA. Ecole des Mines de Paris. Septembre, pp. 50, 1996.

[**BROW1998**] Browne, P.K.,Bansal M.W, *Challenges in modeling vapour-compression liquid chillers*, ASHRAE Transactions, Vol. 104, Part. 1a, pp. 496-504, 1998.

[**CCE2005**] Commission des communautés européennes (CCE), *Vaincre le changement climatique planétaire*, Communication de la commission au conseil, au parlement européen, au comité économique et social européen et au comité des régions, Bruxelles, le 9.2.2005, COM(2005) 35 final, p. 19, 2005. <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=COM:2005:0035:FIN:FR:PDF>

[**CECC1991**] Ceccini, C., Marcjal, D., *A simulation model of refrigeration and air-conditioning equipment based on experimental data*, ASHRAE Transactions, Vol. 97, Part. 2, pp. 388-393, 1991.

[**CHEN1989**] Chen, M., *Nouvelle solution modale pour les parois des bâtiments.* Thèse de Doctorat, Ecole des Mines, CENERG, 1989.

[**CHEN2000**] Chenal, R., *Energie au futur: Le chauffage électrique direct: le gaspillage parfait de l'énergie noble*, Association suisse des énergies renouvelables (ADER), , 1997. <http://www.ader.ch>

[**CLER2008**] CLER (Comité de Liaison des Energies Renouvelables), *Grenelle de l'environnement. Comop no. 10 - Energie renouvelables. Pompes à chaleur*, Communiqué, p.10, 28 mars 2008. <http://www.cler.org/info/IMG/pdf/PositionPAC.pdf>

[**CLER2009**] CLER (Comité de liaison des énergies renouvelables), *Pompe à chaleur et énergie renouvelables: la fin du débat. Note de Raphaël Claustre, Directeur du CLER*, CLER infos, no. 71, p. 8-9, Juillet-Août 2009.

[**CLOD1998**] Clodic, D., *HFC, hydrocarbures, ammoniac: le choix des fluides est-il différent après Kyoto*, Revue technique du froid, p. 39-45, Septembre 1998.

[**COST2004**] Comité scientifique et techniques des industries climatiques (COSTIC), Fédération française du bâtiment (FFB), Electricité de France (EDF), *Solutions de pompes à chaleur en résidentiel individuel*, Collection recherche développement métier, Imprimerie Chirat, p. 79, 2004.

[**DEHA1989**] Dehausse, R., Marchio, D., *Pompes à chaleur*, Énergétique des bâtiments, Tome 3, pp. 33-57, 1989.

[**DIRE2002**] Commission européenne, *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 d'indication de la consommation d'énergie des climatiseurs à usage domestique*, Journal officiel des communautés européennes, p. 16, 22 mars 2002. <http://www.see.etat.lu/docs/directives/Directive_2002_31_CE_FR.pdf>

[**DIRE2009**] Parlement européen, *Directive 2009/28/CE du parlement européen et du conseil du 23 avril 2009 relative à la promotion de l'utilisation de l'énergie produite à partir de sources renouvelables et modifiant puis abrogeant les directives 2001/77/CE et 2003/30/CE*, AFNOR, NO. 040, p. 48, Avril 2009.

[**DOE1980**] York, D.A., Tucker, E.F., *DOE-2 Reference manual, Part 1, Version 2.1*, Group WX-4, Program Support, Los Alamos Scientific Laboratory, p. 772, 1980.

[**EHPA2008**] EHPA, European Heat Pump Association, *European Heat Pump Statistics - Outlook 2008*, , p. 24, 2008. <http://ehpa.fiz-karlsruhe.de/script/tool/forg/doc415/20080306%20action%20plan.pdf>

[**FAVR2008**] Favrat, D., *Progress and perspective in heat pumping technologies and applications*, Proceedings of the 9th International Heat Pump Conference, Zurich, p. 12, 2008.

[**FISC1983**] Fischer, S.K., Rice, C.K, *The ORNL heat pump model. A steady-state computer design model for air-to-air heat pumps*, Department of Energy, Division od buildings equipments. Report ORNL/CON-80, , 1983.<http://www.ornl.gov/sci/engineering_science_technology/eere_research_reports/electrically_driven_heat_pumps/advanced_cycle_development/analytical_models/ornl_con_80/ornl_con_80.pdf>

[**FLAS2004**] Flash-Malaspina, N., *Conception globale d'une pompe à chaleur air-eau inversable à puissance variable pour le secteur résidentiel*, Thèse de doctorat en énergétique, École des Mines de Paris, p. 190, 2004.

[**GARD2001**] Garde, F., *Validation de codes de simulation thermo-aéraulique du complexe bâtiment/systèmes de climatisation. Application à la conception thermique des bâtiments.*, Habilitation à diriger des recherches, Université de la Réunion, p. 214, 2001.

[**GICQ2001**] Gicquel, R., *Systèmes énergétique. Tome 1: Méthodologie d'analyse,*

base thermodynamique, composant, Thermoptim, Les Presses, Ecole des Mines de Paris, p. 264, 2001.

[**GIEC2007**] Pachauri, R.K., Reisinger, A., et al., *Bilan 2007 des changements climatiques. Contribution des Groupes de travail I, II, et III au quatrième Rapport d'évaluation du Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat.*, GIEC, Genève, Suisse, p. 103, 2007. <http://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar4/syr/ar4_syr_fr.pdf>

[**GLUC1973**] Gluck, R., Pollak, E., *Design optimisation of air-conditioning system*, ASHRAE Transactions, Vol 84, Part 2, pp. 304-314, 1978.

[**GOLD1980**] Goldschmidt, V.W., Hart, G.H, *Heat pump system performance: experimental and theorical results*, ASHRAE Transactions, Vol. 88, Part 1, pp. 479-489, 1980.

[**GORD2000**] Gordon, J.M., Ng, K.C., *Cool thermodynamics, The engineering and physics of predictive, diagnostic and optimization methods for cooling systems*, Cambridge international science publishing, p. 257, 2000.

[**HAGE1986**] Hagentoft, C-E., *An analytical model for crawl-space temperatures and heat flows. Steady-state, periodic, and step-response components*, Division of building technology, Lund institute of technology, Report TVBH-3012, Sweden, p. 129, 1986.

[**HAMI1990**] Hamilton, J.F., Miller, J.L., *A simulation program for modeling an air-conditioning system*, ASHRAE Transactions, Vol. 96, Part. 1, pp. 213-221, 1990.

[**HANS2007**] Hansen, J., Sorensen, H., and al., *Market, modeling, testing and demonstration in the Framework of IEA SHC Task 35 in PV/Thermal Solar Systems*, IEA SHC Task 35, Paper from the 22nd European Photovoltaic Solar Energy Confernece and Exhibition, September 3-7, Milan, Italy, , 2007. <http://www.iea-shc.org/publications/task.aspx?Task=35>

[**HART1980**] Hart, G.H., Goldschmidt, V.W., *Field measurements of a mobile home unitary heat pump (in heating mode)*, ASHRAE Transactions, Vol. 86, Part. 2, pp. 347-357, 1980.

[**HAST2000**] Hastings, S.R., Morck, O., *Solar air system: A design Heandbook*, Solar Heating and Cooling Executive Committee of the International Energy Agency (IEA), p. 224, 2000.

[**HEND1992**] Henderson, H.I., Rengarajan, P.E., *A model to predict the latent capacity of air conditioners and heat pumps at part load conditions with constant fan operation*, ASHRAE Transaction, Vol. 98, Part. 1, ,

1992.

[**HEND2000**] Henderson, H.I., Parker, D., Huang Y.J., *Improving DOE-2 RESYS routine: User defined functions to provide more accuate part load energy use en humidity and humidity predictions*, , , 2000.

[**IDDR2007**] Institut de développement durable et des relations internationales (IDDRI), *Pompes à chaleur et habitat*, CLIP, Les cahiers de club d'ingénierie prospective énergie et environnement, no. 18,, p. 50, 2007. <http://www.iddri.org/Publications/Les-cahiers-du-CLIP/Pompes-a-chaleur-et-habitat>

[**JIN2002**] Jin, H., Spitler, J.D., *A parameter estimation based model of a water-to-water heat pumps for use in energy calculation programs*, ASHRAE Transactions, Vol. 108, Part. 1, , 2002.

[**JIN2002a**] Jin, H., Spitler, J.D., *A parameter estimation based model of water-to-water heat pumps for use in energy calculation programmes.*, ASHRAE Transactions, Vol. 108, Part. 1, p. 14, 2002. <http://www.changement.com>

[**JIN2002b**] Jin, H., *Parameter estimation based models of water source heat pump*, Thèse de doctorat, Oklahoma State University, p. 383, 2002. <http://www.hvac.okstate.edu/research/Documents/Hui_Jin_Thesis.pdf>

[**JRAIA2006**] Norme japonaise, JRA 4048, *Annual performance factor of the package air conditioners*, JRAIA, The Japan Refrigeration and air conditioning industry association, Established on february 23, 2001, revised on march 27, 2006, p. 40, 2006.

[**KAYG1994**] Kaygusuz, K., *Performance of an air-to-air heat pump under frosting and defrosting conditions*, Applied Energy, Vol. 48, pp.225-241, 1994.

[**KNEB1983**] Knebel, D.E., *Simplified energy analysis using the modified bin method*, ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating, and air-conditoning Engineers, Inc., , 1983.

[**LEFE1988**] Lefebvre, G., *Analyse et réduction modale d'un modèle de comportement thermique de bâtiment.* Thèse de doctorat, Université Paris VI, 1988.

[**LUBL2007**] Lubliner M., P.E. Hadley, D. Parker, *HVAC improvement in manufactured housing crawlspace-assisted heat pumps*, ASHRAE Transactions. CD ASHRAE annual meeting, p. 12, 2007.

[**LUER2001**] Luersen, M.A., LeRiche, R., *Globalisation de l'algorithme de Nelder-Mead: Application aux composites.*, LMR, Laboratoire de mécanique,

INSA de Rouen, p.44, 2001.
<http://www.emse.fr/~leriche/Nelder Mead Rapport dec2001.pdf>

[**LUER2004a**] Luersen, M.A., *GBNM: Un algorithme d'optimisation par recheche directe - Application à la conception de monopalmes de nage.*, Thèse de doctorat en mécanique, INSA de Rouen, p. 190, 2004. <http://www.emse.fr/~leriche/these marco.pdf>

[**LUER2004b**] Luersen, M.A., Le Riche, R., Guyon, F., *A constrained, globalized, and bounded Nelder-Mead method for engineering optimization.*, Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol. 27, No. 1-2, pp. 43-54, 2004. <http://www.springerlink.com/content/dfa144wdxtrh80bu/fulltext.pdf>

[**MARC2003**] Marchio, D., Filfli, S., *SPLIT - Modèle simplifié d'un système Split. Version 1.2*, CONSOCLIM, Centre énergétique et procédés, Ecole des Mines de Paris, p. 20, 2003. <http://www-cep.ensmp.fr/francais/themes/syst/pdf/modeles_de_systemes/SPLIT_V1-2.pdf>

[**MCMU1981**] McMullan, J.T, Morgan, R., Hughes, D.W., *The discrepancy between heat pump field and test performance: a simulation study*, Energy research, Vol. 5, pp. 83-94, 1981.

[**MILL1982**] Miller, W.A., *Laboratory evaluation of the heating capacity and efficiency of a high-efficiency, air-to-air heat pump with emphasis on frosting/defrosting operation*, Department of Energy, Office of buildings energy research and development. Report ORNL/CON-69, p. 109, 1982.<http://www.ornl.gov/sci/engineering_science_technology/eere_research_reports/electrically_driven_heat_pumps/advanced_cycle_development/dynamic_losses/ornl_con_69/ornl_con_69.pdf >

[**MILL1984**] Miller, W.A., *Frosting experiments for a heat pump having a one-row spine-fin outdoor coil*, ASHRAE Transactions, Vol. 90, Part. 1B, pp. 1191-1204, 1984.

[**MILL1988**] Miller, W.A., *Laboratory examination and seasonal analysis of frosting and defrosting for an air-to-air heat pump*, ASHRAE Transactions, Vol. 94, Part. 2, pp. 1246-1268, 1988.

[**NEGA2003**] Association négaWatt, *Manifeste négawatt pour un avenir énergétique sobre, efficace et renouvelable*, , p. 8, 2003.
<http://www.negawatt.org/telechargement/Manifeste%20nW%20v2.pdf>

[**NELD1965**] Nelder, J.A., Mead, R., *A simplex method for function minimization*, Computer Journal, Vol. 7, pp. 308-313, 1965. <http://www.rupley.com/~jar/Rupley/Code/src/simplex/nelder-mead-simplex.pdf>

[**NEUV1984**] Neveu, A., *Étude d'un code de calcul d'évolution thermique d'une enveloppe de bâtiment*, Thèse de doctorat, Université Paris VI, 1984.

[**NF14511**] AFNOR - Association française de normalisation, *Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération. Partie 2: Conditions d'essais*, Norme européenne, Norme française, , 2004.

[**NICO1986**] Nicol, J.L., Carbajo, J.J., Tomlinson, J.J., *Heat pump experiments using crawlspace as ground-to-air heat exchangers*, Oak Ridge National Laboratory, Final report, Research project 2033-14, p. 95, 1986.

[**ONEA1993**] O'Neal, D.L., Katipamula, S., *Performance degradation during on-off cycling of single-speed air conditioners and heat pumps: model development and analysis*, Transactions of ASME Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 115, pp. 176-181, 1993.

[**PARK1977**] Parken W.H., Beausoleil, R.W., Kelly, G.E, *Factor affecting the performance of a residential air-to-air heat pump*, ASHRAE Transactions, Vol. 83, Part 1, pp. 839-849, 1977.

[**PARK1977**] Parken W.H., Beausoleil, R.W., Kelly, G.E, *Factor affecting the performance of a residential air-to-air heat pump*, ASHRAE Transactions, Vol. 83, Part 1, pp. 839-849, 1977.

[**PASD1999**] Pasdeloup, M., *Peut-on enseigner la thermodynamique après le tout-électrique ?*, Bulletin du l'Union des Physiciens. Vol. 93, No.810, p. 10, Janvier 1999. <http://udppc.asso.fr/bupdoc/index.php>

[**PERR2004**] Perrotin, T., *Airside investigation of high efficiency heat exchangers used in room air-conditioners*, Thèse de doctorat en énergétique, Ecole des Mines de Paris, p. 431, 2004.

[**PEUP1990**] Peuportier, B., Blanc-Sommereux, I., *Simulation tool with its expert interface for thermal design of multizone buildings*, International Journal of Solar Energy, pp. 109-120, 1990.

[**PEUP1994**] Peuportier, B., Blanc Sommereux, I., *Comfie, Passive solar design tool for multizone buildings*, Manuel des utilisateurs, Centre énergétique, Ecole des Mines de Paris, Version 3.3, p. 89, 1994.

[**PEUP2008**] Peuportier, B., *Eco-conception des bâtiments et des quartiers*, Les Presses, MINES Paristech, Ecole des Mines de Paris , p. 331, 2008.

[**POPO1995**] Popovic, P., Shapiro, H.N., *A semi-empirical method for modeling a reciprocating compressor in refrigeration systems*, ASHRAE Transactions, Vol. 101, Part. 2, , 1995.

[**RAHH2006**] Rahhal, C, *Conception d'une pompe à chaleur à haute efficacité énergétique pour la réhabilitation d'installation existante*, Thèse de doctorat en énergétique, Ecole des Mines de Paris, p. 200, 2006.

[**RETT1980**] Rettberg, R.J. , *Cooling and heat pump heating seasonal performance effects evaluation models*, ASHRAE Transactions, Vol. 86, Part. 1, pp. 639-659, 1980.

[**RICE1984**] Rice C.K., S.K. Fischer, *A comparative analysis of single and continously variable-capacity heat pump concepts*, Proceedings of the DOE/ORNL Heat pump Conference, December 11-13, , 1984. <http://www.ornl.gov/~webworks/cppr/y2001/pres/111319.pdf>

[**RICE1985**] Rice, C.K., Fischer, S.K., *System design optimization and validation for single-speed heat pumps*, ASHRAE Transactions, Vol. 91, Part. 2B, pp. 509-525, 1985. <http://www.ornl.gov/~webworks/cppr/y2001/jrnl/111019.pdf>

[**RIVI2004**] Rivière, P., *Performance saisonnière des groupes de production d'eau glacée*, Thèse de doctorat en énergétique, Ecole des Mines de Paris, p. 200, 2004.

[**RIVI2007**] Rivière, et al., *Preparatory study on the environnemental performance of residential room air conditioning appliance (airco and ventilation). Technical analysis of existing products. Draft report of Task 4 (V4)*, EcoDesign European Project, , 2007.

[**ROSE1982**] Rosell, J., Morgan, R., McMullan, J.T., *The performance of heat pumps in service - A simulation study*, Energy research, Vol. 6, pp. 83-99, 1982.

[**ROTH1991**] Rothfleisch, P.I., Didion, D.A., *A performance evaluation of a variable speed, mixed refrigerant heat pump*, NISTIR 4597, U.S. Environmental Protection Agency, p. 57, . <>

[**ROUJ2003**] Roujol, S., *Méthodes de calcul prévisionnel des consommations d'énergie des bâtiments climatisés - Incertitudes et validation.*, Thèse de doctorat en énergétique, Ecole des Mines de Paris, p. 190, 2003.

[**ROUX2001**] Roux, P., Seigne, J-R., *Notion de qualité de l'énergie*, Bulletin de l'Union des Physiciens. Vol. 95, No. 509, p. 8, 2001. <http://udppc.asso.fr/bupdoc/index.php>

[**RTE2007**] RTE (Réseau de Transport d'électricité) , *Le contenu en CO2 du kWh électrique: Avantages comparés du contenu marginal et du contenu par usages sur la base de l'historique*, Note détaillée, p.10, 8 novembre 2007. <http://www.agirpourlenvironnement.org/pdf/contenuCO2longue.pdf>

[**SAND1999**] Sand, J.R., Fischer, S.K., Baxter, V.D., *TEWI Analysis: Its utility, its shortcomings, and its results*, International Conference on Atmospheric Protection, Taipei, Taiwan, p. 20, September 13-14, 1999. <http://www.osti.gov/bridge/servlets/purl/14364-scsHfQ/webviewable/14364.pdf>

[**SCHI2000**] Schibuola, L., *Heat pump seasonal performance evaluation: a proposal for european standard*, Applied Thermal Engineering, Vol. 20, pp. 387-398, 2000.

[**SHAO2004**] Shao S., and al., *Performance representation of variable-speed compressor for inverter air conditioners based on experimental data*, International Journal of refrigeration, Vol. 27, pp. 805-815, 2004.

[**SHEL1994**] Shelton, S.V., Weber, E.D., *Modeling and optimization of commercial building chiller/cooling tower systems*, ASHRAE Transactions, Vol. 97 , Part. 2, pp. 1209-1216, 1994.

[**SIDL2007**] Sidler, O., *Rénovation à basse consommation d'énergie des logements en France*, Projet "Rennaissance", Programme européen CONCERTO, p. 81, 2007. <http://www.negawatt.org/telechargement/Docs/Sidler%20Renovation%20final%201107.pdf>

[**SMIT1981**] Smith, L.O., Reid, R.L., *Evaluation of a ground coupled air-to-air heat pump (crawl space) heat pump*, ASHRAE Transactions no. 87, part2, p. 405-417, 1981.

[**SORE2002**] Sorensen, H., *Photovoltaics/thermal Solar Energy Systems. Status of the technology and roadmap for future development. T7-10*, IEA PVPS (Photovoltaic Power System) Programme. Task 7, 2002. <http://www.pv-t.org/restricted/Task7_PVT_Report_23062003.pdf>

[**STAB2000**] Stabat, P., Morisot, O., Marchio, D., *Comparaison de modèles de batterie froide à eau glacée pour le calcul des consommations d'énergie d'un bâtiment climatisé*, Proceedings Conférence IBPSA France, Sophia-Antipolis, 26-27 octobre, p. 12, 2000.

[**STEF1992**] Stephanuk, N.B.M., Aplevich, J.D., Renksizbulut, M., *Modeling and simulation of a superheat-controlled water-to-water heat pump*, ASHRAE Transactions, Vol. 98, Part. 2, pp. 172-184, 1992.

[**STOE1982**] Stoecker, W.F., Jones, J.W., *Refrigeration & air conditioning, Second*

edition, McGraw-Hill International Editions, p. 443, 1982.

[**SWID2003**] Swider D.J., *A comparison of empirically based steady-state models for vapor-compression liquid chillers*, Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 539-556, 2002.

[**TERN1980**] Ternes, M., *Crawl space-assisted heat pump*, Progress report, ORNL, Oak Ridge, TN, p.12, August 1980.

[**TERN1982a**] Ternes, M., *Earth thermal storage for enhanced performance of air-to-air heat pumps*, 17th International Energy Conservation Engineerging Conference, Los Angeles, CA. Technical Report no CONF-820814-28, ORNL, Oak Ridge, TN, p.11, 1982.

[**TERN1982b**] Ternes, M., *Earth thermal storage assisted heat pump*, Presented at the Energy Storage Contractors Review Meeting, Arlongton, VA, p.9, 1982.

[**THIER2008**] Thiers, S., *Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive*, Thèse de doctorat en énergétique de l'école des Mines de Paris, p.250, 21 novembre 2008.

[**TRNS2004**] TRNSYS, *Type 665. Air source heat pump (split system heat pump)*, , , 2004.

[**TUDD2006**] Tuddenham, M., *Historique du Facteur 4*, CITEPA, 25 mars, p. 3, 2006. <http://www.developpement-durable.gouv.fr/energie/prospect/pdf/facteur4-citepa-historique.pdf>

[**UE2009**] Union Européenne, *Statistics. UE energy and transport figures*, UE Statistics, , 2009.
<http://ec.europa.eu/energy/publications/statistics/doc/2009_energy_transport_figures.pdf#pagemode=bookmarks>

[**WASS1983**] Wasserman D. and al., *Performance evaluation of a crawlspace heat pump installatio*, ASHRAE Transactions, no. 89, part 1a, p. 144-155, 1983.

[**WASS1984**] Wasserman D.DM, Reid, R.L., *Modeling and simulation of a crawlspace heat pump*, ASHRAE Transactions, no. 90, part 1a, p. 312-324, 1984.

[**WELS1988**] Welsby, P., Devotta, S., Diggory, P.J., *Steady- and dynamic-state simulations of heat pumps. Part I: Literature review*, Applied Energy, Vol. 31, pp. 189-203, 1988.

[**XP14825**] AFNOR - Association française de normalisation, *Climatiseurs,*

groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur avec compresseur entrainé par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération. Essais et détermination des caractéristiques à charge partielle, Norme européenne, Norme française expérimentale, p. 10, 2004.

[**YIK1998**] Yik, F.W.H, Lam, V.K.C., *Chiller model for plant design studies*, Proceedings if the CIBSEA: Building Serv. Eng.Res. Technol. 19(4), pp. 223-241, 1998.

[**ZOND2002**] Zondag, H.A., , *Combined PV-air collector as heat pump air preheater*, ECN (Energy in the Built Environment), ECN-RX--02-065 , p. 4, 2002. <http://www.ecn.nl/docs/library/report/2002/rx02065.pdf>

[**ZOND2008**] Zondag, H.A., *Flat-plate PV-Thermal collectors and systems: A review*, Renewable and sustainable energy review., Vol. 12, pp. 891-959, 2008.

Annexes

-ANNEXE A-

Les hypothèses du calcul de la consommation d'énergie primaire par usage du chapitre 1 (page 6) sont précisées ci-dessous.

La consommation finale unitaire moyenne totale pour le résidentiel (p.44 [ADEM2007]) 215,6 kWh/m².an

	La répartition de la consommation par usage est la suivante (p. 43 [ADEM2007])	Coefficient moyen de conversion en énergie finale/énergie primaire	Énergie finale [kWhef/(m².an)]	Énergie primaire [kWhep/(m².an)]
Chauffage	0,65	1,59	140,14	223,2
ECS	0,12	1,85	26,52	49,13
Cuisson	0,07	2,42	14,01	33,93
Électricité spécifique	0,16	2,58	34,93	90,11
Total	1		215,6	**396,37**

Chauffage

	Répartition de l'énergie de chauffage (p.36 et 38 [ADEM2007])	Coefficient de conversion énergie finale/énergie primaire	Calcul du coefficient de conversion énergie finale/primaire moyen
Électricité	0,29	3,03	0,88
Gaz	0,45	1	0,45
Fioul	0,19	1	0,19
Bois	0,03	1	0,03
RCU	0,04	1	0,04
Charbon	0	1	0
Total	1		1,59

ECS

	Répartition de l'énergie d'ECS (p.36 et 39 [ADEM2007])	Coefficient de conversion énergie finale/énergie primaire	Calcul du coefficient de conversion énergie finale/primaire moyen
Électricité	0,42	3,03	1,27
Gaz	0,39	1	0,39
Fioul	0,12	1	0,12
Autre	0,08	1	0,08
Total	1		1,85

Cuisson

	Répartition de l'énergie de cuisson*	Coefficient de conversion énergie finale/énergie primaire	Calcul du coefficient de conversion énergie finale/primaire moyen
Électricité	0,7	3,03	2,12
Gaz	0,3	1	0,3
Total	1		2,42

* la répartition de l'énergie de cuisson a été supposée. Cette catégorie comprend: plaque, four, micro-ondes, gazinière, etc

	La répartition de la consommation par usage est la suivante (p. 43 [ADEM2007])	Part dans la consommation d'énergie finale du secteur résidentiel
Chauffage	223,2	0,56
ECS	49,13	0,12
Cuisson	33,93	0,09
Électricité spécifique	90,11	0,23
Total	396,37	

-ANNEXE B-

Détail des calculs du chapitre 1 (page 6)

La consommation d'énergie primaire tous secteurs confondus pour l'année 2006: 275,3 Mtep(ep)

RESIDENTIEL

La consommation d'énergie finale par type d'énergie (p.42 [ADEM2007]) 37,28 Mtep (hors bois)
6,71 Mtep (bois)
43,99

	% dans l'énergie finale	Mtep énergie finale (p.42 [ADEM2007])	Coefficient de conversion énergie primaire / énergie finale (DGEC)	Mtep énergie primaire	% dans l'énergie primaire
Électricité	0,28	12,12	3,03	36,72	0,54
GPL	0,03	1,43	1	1,43	0,02
Fioul	0,18	7,86	1	7,86	0,11
Charbon	0,01	0,22	1	0,22	0
Gaz	0,32	14,13	1	14,13	0,21
Urbain/autres	0,03	1,52	1	1,52	0,02
Bois	0,15	6,71	1	6,71	0,1
Total		43,99		**68,59**	
				0,25	% par rapport à la consommation d'énergie primaire nationale
				0,58	% par rapport à la consommation d'énergie primaire résidentiel-tertiaire

RESIDENTIEL-TERTIAIRE

La consommation d'énergie finale par type d'énergie [ADEM2007] 70,6 Mtep (hors bois

	% (p.24 [ADEM2007])	Mtep énergie finale	Coefficient de conversion énergie primaire / énergie finale	Mtep énergie primaire	% dans l'énergie primaire
Électricité	0,33	23,3	3,03	70,59	0,6
EnR, déchet	0,13	9,18	1	9,18	0,08
Gaz	0,32	22,59	1	22,59	0,19
Pétrole	0,21	14,83	1	14,83	0,13
Charbon	0,01	0,71	1	0,71	0,01
Total	1	70,6		**117,89**	
				0,43	% par rapport à la consommation d'énergie primaire nationale

-ANNEXE C-

Hypothèses de calcul lors de la comparaison des différents systèmes de chauffage du chapitre 1 (figure 5)

Le tableau suivant fait apparaître les rendements de la chaîne de production énergétique utilisés pour les calculs présentés au chapitre 1.

			Convecteurs électriques	PAC no. 1	PAC no. 2	Chaudière gaz condensation
Consommation d'énergie utile (kWh)			100	100	100	100
Rendement d'émission moyen			0,95	0,95	0,95	0,95
Rendement de distribution moyen			1	0,95	0,95	0,95
Rendement de régulation moyen			0,99	0,99	0,99	0,99
Rendement post-génération moyen (émission+distribution+régulation)			0,94	0,89	0,89	0,89
Pertes de distribution, d'émission, et de régulation (kWh)			6,33	11,92	11,92	11,92
Chaleur délivrée par le système de production de chauffage (kWh)			106,33	111,92	111,92	111,92
Rendement de génération moyen			1	3,5	2,5	0,95
Rendement saisonnier moyen du système de production de chauffage			0,94	3,13	2,23	0,85
Consommation d'énergie finale (kWh)			106,33	31,98	44,77	117,81
Rendement du réseau électrique de distribution			0,95	0,95	0,95	0,9
Pertes sur le réseau (kWh)			5,6	1,68	2,36	13,09
Production brute d'électricité totale (kWh)			111,92	33,66	47,13	130,9
Production brute d'électricité nucléaire (kWh)	%	0,79	88,42	26,59	37,23	-
Production brute d'électricité thermique (kWh)	%	0,1	11,19	3,37	4,71	-
Production brute d'électricité non renouvelable (kWh)			99,61	29,96	41,94	130,9
Production brute d'électricité (kWh) renouvelable	%	0,11	12,31	3,7	5,18	0
Rendement moyen de la production non renouvelable			0,34	0,34	0,34	1
Rendement moyen de la production renouvelable			0,86	0,86	0,86	1
Consommation d'énergie primaire non renouvelable (kWh)			292,97	88,11	123,36	130,9
Consommation d'énergie primaire renouvelable (kWh)			14,32	4,31	6,03	0
Consommation d'énergie primaire totale (kWh)			307,29	92,42	129,39	130,9
Part d'énergie renouvelable dans l'énergie de chauffage délivrée par le système [%]			**0**	**11,89**	**0**	**0**

-ANNEXE D-

En général les constructeurs communiquent les tables de puissances calorifiques et de puissances absorbées en régime de fonctionnement à pleine charge en régime stabilisé. (intégrant la puissance du compresseur et des ventilateurs intérieurs dans le cas des PAC air-air ; ces conditions sont définies dans la norme NF EN 14511). Cet annexe présente les tableaux de puissances issus de deux fabricants de PAC air-air équipées de la technologie inverter.

Fabricant no.1

		Température extérieure (bulbe humide) [°CBH]					
		-15	-10	-5	0	6	10
Température intérieure (bulbe sec) [°CBS]	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
	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 41: Tables de puissances calorifiques du fabricant no.1

		Température extérieure (bulbe humide) [°CBH]					
		-15	-10	-5	0	6	10
Température intérieure (bulbe sec) [°CBS]	16	2,45	2,59	2,7	2,84	2,13	2,24
	18	2,54	2,68	2,82	2,96	2,22	2,33
	20	2,66	2,8	2,93	3,07	2,31	2,43
	21	2,7	2,84	2,98	3,12	2,36	2,47
	22	2,75	2,89	3,05	3,19	2,4	2,52
	24	2,84	3	3,14	3,3	2,49	2,61

Tableau 42: Tables de puissances absorbées (compresseur + ventilateurs de chacune des unités) du fabricant no.1

-ANNEXE D (Suite)-

Fabricant no.2

		Température extérieure (bulbe humide) [°CBH][59]									
		-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 43: Table de puissances calorifiques du fabricant no.2

		TEMPÉRATURE EXTÉRIEURE (BULBE HUMIDE) [°C][59]									
		-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	2,75	2,97	3,12	3,05	3,08	2,66	2,66	2,13	1,65	1,65
	18	2,81	3,04	3,18	3,12	3,14	2,71	2,72	2,17	1,69	1,68
	20	2,87	3,1	3,25	3,18	3,21	2,77	2,78	2,22	1,72	1,72
	22	2,93	3,16	3,31	3,25	3,27	2,83	2,83	2,26	1,76	1,75
	24	2,98	3,22	3,38	3,31	3,34	2,88	2,89	2,31	1,79	1,79

Tableau 44: Tables de puissances absorbées (compresseur + ventilateurs de chacune des unités) du fabricant no. 2

59 Les températures entre parenthèses correspondent aux températures de bulbe sec [°CBS]

-ANNEXE E-

Calcul de la puissance consommée par les ventilateurs

Les données techniques communiquées par les constructeurs font apparaître en général des tableaux de puissance annonçant (par exemple en mode chauffage):

- La puissance calorifique délivrée par le condenseur
- La puissance électrique absorbée par la pompe à chaleur

Cette puissance électrique comprend à la fois la puissance électrique consommée par le compresseur, et celles consommées par les ventilateurs de chacune des unités.

Le modèle étudié caractérise le comportement du système thermodynamique de la pompe à chaleur en dehors de ces auxiliaires. C'est pourquoi un modèle de calcul de la puissance consommée par les ventilateurs est proposé ici. Il permet de déduire des données techniques constructeur la puissance électrique absorbée par le compresseur uniquement.

La puissance mécanique théorique délivrée par un ventilateur s'exprime ainsi :

$$P_{th} = \dot{V}_a \cdot \Delta p_t$$

Avec

P_{th} : puissance mécanique théorique délivrée par un ventilateur, W

$\dot{V}_a$: débit d'air dans le ventilateur, $m^3.s\text{-}1$

Δp_t : gain de pression total du ventilateur, Pa

Le gain de pression total du ventilateur se décompose en la somme de deux gains de pression :

$$\Delta p_t = \Delta p_{st} + \Delta p_{dyn}$$

Avec

Δp_t : gain de pression total du ventilateur, Pa

Δp_{st} : gain de pression statique, Pa

Δp_{dyn} : gain de pression dynamique, Pa

Le gain de pression dynamique correspond à la surpression nécessaire pour mettre l'air en mouvement:

$$\Delta p_{dyn} = \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

ρ : masse volumique de l'air, kg/m^3

v : vitesse de l'air, m.s-1

Le gain de pression statique correspond aux pertes de charge dues aux obstacles (échangeur, grille, etc.).Dans le cas de l'unité extérieure, les hypothèses suivantes sont faites :

-grille de protection contres les intempéries: 10 Pa

-batterie à ailettes: 80 Pa

Dans le cas d'unité intérieure:

- pression statique recommandée par le constructeur: entre 30 Pa et 150 Pa selon le réseau et la mise en œuvre. On fait l'hypothèse que les tests effectués par les constructeurs sont fait sans que l'unité intérieure ne soit gainée et par conséquent avec le gain de pression statique le plus faible : 30 Pa + 100 Pa de pertes par les bouches départ d'air, 80 Pa à travers l'échangeur

La puissance consommée par le ventilateur s'exprime:

$$P_{vent} = \frac{P_{th}}{\eta}$$

Avec:

P_{vent} : puissance électrique consommée par le ventilateur, W

P_{th} : puissance mécanique théorique délivrée par le ventilateur, W

η : rendement de conversion électromécanique du ventilateur

	Unité extérieure	**Unité intérieure**
Débit d'air nominal ($m^3.h^{-1}$)	2400	1000
Section (m^2)	0,25	0,2
Vitesse d'air (m.s-1)	2,6	1,25
Pression dynamique (Pa)	4	1
Pression statique (Pa)	90 (80+10)	210 (30 +100+ 80)
Pression totale (Pa)	104	111
Rendement global du ventilateur	0,8	0,8
Puissance absorbée (W)	86	73

-ANNEXE F-

Le modèle de l'ORNL a été utilisé pour établir des tables de puissances et de performances de PAC air-air de différentes puissances nominales. Au total, 6 jeux de tables sont proposés pour des puissances de PAC de 3 kW, 4 kW, 5 kW, 6 kW, 7 kW, et 8 kW.

Ces tables de puissances ont permis de paramétrer le modèle de Jin et Spitler, dont les paramètres associés à chacune des PAC sont également fournis dans à la suite des tables suivantes.

Compressor Scroll - HPDM - Adapatation de la puissance

Pcalo_nom	8,00	
Pabs_nom	2,52	2,09
COP_nom	3,18	
DBV_UE	3108,60	
DBV_UI	1243,44	
Pcomp		
Pventil_UE	160,92	
Pventil_UI	266,97	
HR (%) ae	40,00	

Pcalo [kW]

	°F	5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C	-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
60,80	16,00	4,51	5,28	6,11	7,01	7,97	9,01	10,11
63,20	17,33	4,53	5,29	6,12	7,02	7,98	9,01	10,09
65,60	18,67	4,56	5,31	6,14	7,03	7,98	9,01	10,09
68,00	20,00	4,59	5,34	6,15	7,04	8,00	9,01	10,09
70,40	21,33	4,61	5,36	6,17	7,05	8,01	9,02	10,09
72,80	22,67	4,64	5,38	6,19	7,07	8,02	9,02	10,09
75,20	24,00	4,67	5,41	6,21	7,09	8,03	9,03	10,10

Pabs (compresseur seul) [kW]

	°F	5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C	-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
60,80	16,00	1,53	1,61	1,70	1,80	1,91	2,03	2,17
63,20	17,33	1,57	1,66	1,75	1,86	1,97	2,10	2,24
65,60	18,67	1,62	1,71	1,81	1,91	2,03	2,16	2,30
68,00	20,00	1,67	1,76	1,86	1,97	2,09	2,22	2,37
70,40	21,33	1,72	1,82	1,92	2,03	2,15	2,29	2,44
72,80	22,67	1,78	1,87	1,98	2,09	2,22	2,36	2,52
75,20	24,00	1,83	1,93	2,04	2,15	2,29	2,43	2,59

COP (compresseur seul)

	°F	5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C	-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
60,80	16,00	2,96	3,28	3,59	3,89	4,17	4,43	4,65
63,20	17,33	2,88	3,19	3,49	3,78	4,05	4,30	4,51
65,60	18,67	2,81	3,11	3,40	3,67	3,94	4,17	4,38
68,00	20,00	2,74	3,03	3,30	3,57	3,83	4,05	4,25
70,40	21,33	2,68	2,95	3,22	3,47	3,72	3,94	4,13
72,80	22,67	2,61	2,87	3,13	3,38	3,62	3,83	4,01
75,20	24,00	2,55	2,80	3,05	3,29	3,52	3,72	3,90

Pabs (compresseur + ventilateurs) [kW]

	°F	5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C	-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
60,80	16,00	1,95	2,04	2,13	2,23	2,34	2,46	2,60
63,20	17,33	2,00	2,09	2,18	2,28	2,40	2,52	2,67
65,60	18,67	2,05	2,14	2,23	2,34	2,46	2,59	2,73
68,00	20,00	2,10	2,19	2,29	2,40	2,52	2,65	2,80
70,40	21,33	2,15	2,25	2,35	2,46	2,58	2,72	2,87
72,80	22,67	2,20	2,30	2,40	2,52	2,64	2,79	2,94
75,20	24,00	2,26	2,36	2,46	2,58	2,71	2,86	3,02

Paramètres du modèle de Jin et Spitler associés:

PD	C	DeltaP	DeltaTsh	Wloss	Eta	Uaev	Uacd
0,00099629	0,08346688	0,00832057	8,96890533	0,66841486	0,58356581	6,03377954	7,94678434

Compressor Scroll - HPDM - Adapatation de la puissance

Pcalo_nom	7,00	
Pabs_nom	2,20	1,83
COP_nom	3,18	
DBV_UE	2720,02	
DBV_UI	1088,01	
Pcomp		
Pventil_UE	140,80	
Pventil_UI	233,60	
HR (%) ae	40,00	

Pcalo [kW]

	°F		5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C		-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
	60,80	16,00	3,95	4,62	5,34	6,13	6,97	7,88	8,85
	63,20	17,33	3,96	4,63	5,36	6,14	6,98	7,88	8,83
	65,60	18,67	3,99	4,65	5,37	6,15	6,99	7,88	8,83
	68,00	20,00	4,01	4,67	5,39	6,16	7,00	7,89	8,83
	70,40	21,33	4,04	4,69	5,40	6,17	7,01	7,89	8,83
	72,80	22,67	4,06	4,71	5,42	6,19	7,01	7,90	8,83
	75,20	24,00	4,09	4,73	5,44	6,20	7,03	7,90	8,84

Pabs (compresseur seul) [kW]

	°F		5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C		-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
	60,80	16,00	1,33	1,41	1,49	1,58	1,67	1,78	1,90
	63,20	17,33	1,38	1,45	1,53	1,62	1,72	1,83	1,96
	65,60	18,67	1,42	1,50	1,58	1,67	1,77	1,89	2,02
	68,00	20,00	1,46	1,54	1,63	1,72	1,83	1,94	2,08
	70,40	21,33	1,51	1,59	1,68	1,78	1,88	2,00	2,14
	72,80	22,67	1,55	1,64	1,73	1,83	1,94	2,06	2,20
	75,20	24,00	1,60	1,69	1,78	1,88	2,00	2,13	2,27

COP (compresseur seul)

	°F		5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C		-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
	60,80	16,00	2,96	3,28	3,59	3,89	4,17	4,43	4,65
	63,20	17,33	2,88	3,19	3,49	3,78	4,05	4,30	4,51
	65,60	18,67	2,81	3,11	3,40	3,67	3,94	4,17	4,38
	68,00	20,00	2,74	3,03	3,30	3,57	3,83	4,05	4,25
	70,40	21,33	2,68	2,95	3,22	3,47	3,72	3,94	4,13
	72,80	22,67	2,61	2,87	3,13	3,38	3,62	3,83	4,01
	75,20	24,00	2,55	2,80	3,05	3,29	3,52	3,72	3,90

Pabs (compresseur + ventilateurs) [kW]

	°F		5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C		-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
	60,80	16,00	1,71	1,78	1,86	1,95	2,05	2,15	2,28
	63,20	17,33	1,75	1,83	1,91	2,00	2,10	2,21	2,33
	65,60	18,67	1,79	1,87	1,96	2,05	2,15	2,26	2,39
	68,00	20,00	1,84	1,92	2,00	2,10	2,20	2,32	2,45
	70,40	21,33	1,88	1,96	2,05	2,15	2,26	2,38	2,51
	72,80	22,67	1,93	2,01	2,10	2,20	2,31	2,44	2,58
	75,20	24,00	1,98	2,06	2,16	2,26	2,37	2,50	2,64

Paramètres du modèle de Jin et Spitler associés:

PD	C	DeltaP	DeltaTsh	Wloss	Eta	Uaev	Uacd
0,00107748	0,01334806	0,10000000	0,48931821	0,68366798	0,91949568	1,43436377	1,14347218

Compressor Scroll - HPDM - Adapatation de la puissance

Pcalo_nom	6,00	
Pabs_nom	1,89	1,57
COP_nom	3,18	
DBV_UE	2331,45	
DBV_UI	932,58	
Pcomp		
Pventil_UE	120,69	
Pventil_UI	200,23	
HR (%) ae	40,00	

Pcalo [kW]

	°F	5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C	-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
60,80	16,00	3,38	3,96	4,58	5,25	5,98	6,75	7,58
63,20	17,33	3,40	3,97	4,59	5,26	5,99	6,75	7,57
65,60	18,67	3,42	3,99	4,60	5,27	5,99	6,76	7,57
68,00	20,00	3,44	4,00	4,62	5,28	6,00	6,76	7,57
70,40	21,33	3,46	4,02	4,63	5,29	6,01	6,76	7,57
72,80	22,67	3,48	4,04	4,64	5,31	6,01	6,77	7,57
75,20	24,00	3,50	4,05	4,66	5,32	6,03	6,77	7,57

Pabs (compresseur seul) [kW]

	°F	5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C	-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
60,80	16,00	1,14	1,21	1,28	1,35	1,43	1,53	1,63
63,20	17,33	1,18	1,24	1,31	1,39	1,48	1,57	1,68
65,60	18,67	1,22	1,28	1,35	1,43	1,52	1,62	1,73
68,00	20,00	1,25	1,32	1,40	1,48	1,57	1,67	1,78
70,40	21,33	1,29	1,36	1,44	1,52	1,61	1,72	1,83
72,80	22,67	1,33	1,40	1,48	1,57	1,66	1,77	1,89
75,20	24,00	1,37	1,45	1,53	1,62	1,71	1,82	1,94

COP (compresseur seul)

	°F	5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C	-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
60,80	16,00	2,96	3,28	3,59	3,89	4,17	4,43	4,65
63,20	17,33	2,88	3,19	3,49	3,78	4,05	4,30	4,51
65,60	18,67	2,81	3,11	3,40	3,67	3,94	4,17	4,38
68,00	20,00	2,74	3,03	3,30	3,57	3,83	4,05	4,25
70,40	21,33	2,68	2,95	3,22	3,47	3,72	3,94	4,13
72,80	22,67	2,61	2,87	3,13	3,38	3,62	3,83	4,01
75,20	24,00	2,55	2,80	3,05	3,29	3,52	3,72	3,90

Pabs (compresseur + ventilateurs) [kW]

	°F	5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C	-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
60,80	16,00	1,46	1,53	1,60	1,67	1,75	1,85	1,95
63,20	17,33	1,50	1,57	1,64	1,71	1,80	1,89	2,00
65,60	18,67	1,54	1,60	1,68	1,76	1,84	1,94	2,05
68,00	20,00	1,58	1,64	1,72	1,80	1,89	1,99	2,10
70,40	21,33	1,61	1,68	1,76	1,84	1,94	2,04	2,15
72,80	22,67	1,65	1,73	1,80	1,89	1,98	2,09	2,21
75,20	24,00	1,69	1,77	1,85	1,94	2,03	2,14	2,26

Paramètres du modèle de Jin et Spitler associés

PD	C	DeltaP	DeltaTsh	Wloss	Eta	Uaev	Uacd
0,00101607	0,06787236	0,10000000	0,00010000	0,49772140	0,77908845	1,56850467	9,92808910

Compressor Scroll - HPDM - Adapatation de la puissance

Pcalo_nom	5,00	
Pabs_nom	1,57	1,31
COP_nom	3,18	
DBV_UE	1942,87	
DBV_UI	777,15	
Pcomp		
Pventil_UE	100,57	
Pventil_UI	166,86	
HR (%) ae	40,00	

Pcalo [kW]

	°F		5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C		-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
	60,80	16,00	2,82	3,30	3,82	4,38	4,98	5,63	6,32
	63,20	17,33	2,83	3,31	3,83	4,39	4,99	5,63	6,31
	65,60	18,67	2,85	3,32	3,83	4,39	4,99	5,63	6,31
	68,00	20,00	2,87	3,33	3,85	4,40	5,00	5,63	6,31
	70,40	21,33	2,88	3,35	3,86	4,41	5,01	5,64	6,31
	72,80	22,67	2,90	3,36	3,87	4,42	5,01	5,64	6,31
	75,20	24,00	2,92	3,38	3,88	4,43	5,02	5,65	6,31

Pabs (compresseur seul) [kW]

	°F		5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C		-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
	60,80	16,00	0,95	1,01	1,06	1,13	1,19	1,27	1,36
	63,20	17,33	0,98	1,04	1,10	1,16	1,23	1,31	1,40
	65,60	18,67	1,01	1,07	1,13	1,20	1,27	1,35	1,44
	68,00	20,00	1,05	1,10	1,16	1,23	1,31	1,39	1,48
	70,40	21,33	1,08	1,14	1,20	1,27	1,35	1,43	1,53
	72,80	22,67	1,11	1,17	1,24	1,31	1,39	1,47	1,57
	75,20	24,00	1,14	1,21	1,27	1,35	1,43	1,52	1,62

COP (compresseur seul)

	°F		5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C		-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
	60,80	16,00	2,96	3,28	3,59	3,89	4,17	4,43	4,65
	63,20	17,33	2,88	3,19	3,49	3,78	4,05	4,30	4,51
	65,60	18,67	2,81	3,11	3,40	3,67	3,94	4,17	4,38
	68,00	20,00	2,74	3,03	3,30	3,57	3,83	4,05	4,25
	70,40	21,33	2,68	2,95	3,22	3,47	3,72	3,94	4,13
	72,80	22,67	2,61	2,87	3,13	3,38	3,62	3,83	4,01
	75,20	24,00	2,55	2,80	3,05	3,29	3,52	3,72	3,90

Pabs (compresseur + ventilateurs) [kW]

	°F		5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C		-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
	60,80	16,00	1,22	1,27	1,33	1,39	1,46	1,54	1,63
	63,20	17,33	1,25	1,30	1,36	1,43	1,50	1,58	1,67
	65,60	18,67	1,28	1,34	1,40	1,46	1,54	1,62	1,71
	68,00	20,00	1,31	1,37	1,43	1,50	1,57	1,66	1,75
	70,40	21,33	1,34	1,40	1,47	1,54	1,61	1,70	1,79
	72,80	22,67	1,38	1,44	1,50	1,57	1,65	1,74	1,84
	75,20	24,00	1,41	1,47	1,54	1,61	1,70	1,79	1,89

Paramètres du modèle de Jin et Spitler associés:

PD	C	DeltaP	DeltaTsh	Wloss	Eta	Uaev	Uacd
0,00063681	0,10000000	0,00005228	8,94693133	0,72537228	0,95000000	8,99171335	1,09344197

Compressor Scroll - HPDM - Adapatation de la puissance

Pcalo_nom	4,00	
Pabs_nom	1,26	1,05
COP_nom	3,18	
DBV_UE	1554,30	
DBV_UI	621,72	
Pcomp		
Pventil_UE	80,46	
Pventil_UI	133,49	
HR (%) ae	40,00	

Pcalo [kW]

	°F	5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C	-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
60,80	16,00	2,26	2,64	3,05	3,50	3,98	4,50	5,05
63,20	17,33	2,26	2,65	3,06	3,51	3,99	4,50	5,05
65,60	18,67	2,28	2,66	3,07	3,51	3,99	4,50	5,05
68,00	20,00	2,29	2,67	3,08	3,52	4,00	4,51	5,05
70,40	21,33	2,31	2,68	3,09	3,53	4,00	4,51	5,05
72,80	22,67	2,32	2,69	3,10	3,54	4,01	4,51	5,05
75,20	24,00	2,33	2,70	3,11	3,54	4,02	4,52	5,05

Pabs (compresseur seul) [kW]

	°F	5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C	-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
60,80	16,00	0,76	0,80	0,85	0,90	0,96	1,02	1,09
63,20	17,33	0,79	0,83	0,88	0,93	0,98	1,05	1,12
65,60	18,67	0,81	0,86	0,90	0,96	1,01	1,08	1,15
68,00	20,00	0,84	0,88	0,93	0,99	1,05	1,11	1,19
70,40	21,33	0,86	0,91	0,96	1,02	1,08	1,14	1,22
72,80	22,67	0,89	0,94	0,99	1,05	1,11	1,18	1,26
75,20	24,00	0,92	0,96	1,02	1,08	1,14	1,21	1,30

COP (compresseur seul)

	°F	5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C	-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
60,80	16,00	2,96	3,28	3,59	3,89	4,17	4,43	4,65
63,20	17,33	2,88	3,19	3,49	3,78	4,05	4,30	4,51
65,60	18,67	2,81	3,11	3,40	3,67	3,94	4,17	4,38
68,00	20,00	2,74	3,03	3,30	3,57	3,83	4,05	4,25
70,40	21,33	2,68	2,95	3,22	3,47	3,72	3,94	4,13
72,80	22,67	2,61	2,87	3,13	3,38	3,62	3,83	4,01
75,20	24,00	2,55	2,80	3,05	3,29	3,52	3,72	3,90

Pabs (compresseur + ventilateurs) [kW]

	°F	5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C	-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
60,80	16,00	0,98	1,02	1,06	1,11	1,17	1,23	1,30
63,20	17,33	1,00	1,04	1,09	1,14	1,20	1,26	1,33
65,60	18,67	1,03	1,07	1,12	1,17	1,23	1,29	1,37
68,00	20,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,26	1,33	1,40
70,40	21,33	1,08	1,12	1,17	1,23	1,29	1,36	1,44
72,80	22,67	1,10	1,15	1,20	1,26	1,32	1,39	1,47
75,20	24,00	1,13	1,18	1,23	1,29	1,36	1,43	1,51

Paramètres du modèle de Jin et Spitler associés:

PD	C	DeltaP	DeltaTsh	Wloss	Eta	Uaev	Uacd
0,00042051	0,00100000	0,00726081	9,48394665	0,23986128	0,50032111	5,96968537	3,93331272

Compressor Scroll - HPDM - Adapatation de la puissance

Pcalo_nom	3,00	
Pabs_nom	0,94	0,78
COP_nom	3,18	
DBV_UE	1165,72	
DBV_UI	466,29	
Pcomp		
Pventil_UE	60,34	
Pventil_UI	100,12	
HR (%) ae	40,00	

Pcalo [kW]

	°F		5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C		-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
	60,80	16,00	1,69	1,98	2,29	2,63	2,99	3,38	3,79
	63,20	17,33	1,70	1,98	2,30	2,63	2,99	3,38	3,79
	65,60	18,67	1,71	1,99	2,30	2,64	2,99	3,38	3,78
	68,00	20,00	1,72	2,00	2,31	2,64	3,00	3,38	3,78
	70,40	21,33	1,73	2,01	2,31	2,65	3,00	3,38	3,78
	72,80	22,67	1,74	2,02	2,32	2,65	3,01	3,38	3,79
	75,20	24,00	1,75	2,03	2,33	2,66	3,01	3,39	3,79

Pabs (compresseur seul) [kW]

	°F		5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C		-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
	60,80	16,00	0,57	0,60	0,64	0,68	0,72	0,76	0,82
	63,20	17,33	0,59	0,62	0,66	0,70	0,74	0,79	0,84
	65,60	18,67	0,61	0,64	0,68	0,72	0,76	0,81	0,86
	68,00	20,00	0,63	0,66	0,70	0,74	0,78	0,83	0,89
	70,40	21,33	0,65	0,68	0,72	0,76	0,81	0,86	0,92
	72,80	22,67	0,67	0,70	0,74	0,78	0,83	0,88	0,94
	75,20	24,00	0,69	0,72	0,76	0,81	0,86	0,91	0,97

COP (compresseur seul)

	°F		5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C		-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
	60,80	16,00	2,96	3,28	3,59	3,89	4,17	4,43	4,65
	63,20	17,33	2,88	3,19	3,49	3,78	4,05	4,30	4,51
	65,60	18,67	2,81	3,11	3,40	3,67	3,94	4,17	4,38
	68,00	20,00	2,74	3,03	3,30	3,57	3,83	4,05	4,25
	70,40	21,33	2,68	2,95	3,22	3,47	3,72	3,94	4,13
	72,80	22,67	2,61	2,87	3,13	3,38	3,62	3,83	4,01
	75,20	24,00	2,55	2,80	3,05	3,29	3,52	3,72	3,90

Pabs (compresseur + ventilateurs) [kW]

	°F		5,00	14,90	24,80	34,70	44,60	54,50	64,40
°F	°C		-15,00	-9,50	-4,00	1,50	7,00	12,50	18,00
	60,80	16,00	0,73	0,76	0,80	0,84	0,88	0,92	0,98
	63,20	17,33	0,75	0,78	0,82	0,86	0,90	0,95	1,00
	65,60	18,67	0,77	0,80	0,84	0,88	0,92	0,97	1,02
	68,00	20,00	0,79	0,82	0,86	0,90	0,94	0,99	1,05
	70,40	21,33	0,81	0,84	0,88	0,92	0,97	1,02	1,08
	72,80	22,67	0,83	0,86	0,90	0,94	0,99	1,05	1,10
	75,20	24,00	0,85	0,88	0,92	0,97	1,02	1,07	1,13

Paramètres du modèle de Jin et Spitler associés:

PD	C	DeltaP	DeltaTsh	Wloss	Eta	Uaev	Uacd
0,00052263	0,07745174	0,01421764	1,03994815	0,23630713	0,88431811	9,51980995	0,22313784

ETUDE DES POSSIBILITÉS DE RÉCUPÉRATION DE CHALEUR PAR VOIE THERMODYNAMIQUE POUR LA RÉHABILITATION DES MAISONS INDIVIDUELLES.

Résumé

Les pompes à chaleur disposant d'une source froide sur l'air extérieur sont moins performantes les jours de grand froid, là où les besoins de chauffage sont les plus élevés. Le déclenchement d'une énergie d'appoint d'origine électrique est souvent nécessaire pour couvrir l'ensemble des besoins de chauffage, ce qui réduit les performances globales de l'installation. De plus, des cycles de dégivrage sont nécessaires sur certaines plages de températures afin d'éliminer la formation de givre sur l'échangeur extérieur, contribuant à réduire les performances du système. Ces comportements ont des conséquences sur la gestion de l'électricité, où les pics de demande coïncident généralement avec les températures extérieures les plus froides. Ces constats sont le point de départ d'une réflexion visant à améliorer les performances des pompes à chaleur et à contribuer à la limitation des pointes de demande en électricité, en couplant la source froide de la pompe à chaleur avec des sources d'air tempérées intégrées au bâtiment.
Certains dispositifs intégrés aux maisons individuelles peuvent contribuer à augmenter la température de la source froide des pompes à chaleur, comme par exemple un comble perdu ou une véranda, ou encore un vide sanitaire ou un échangeur air-sol. D'autres sources peuvent également être envisagées comme l'air vicié d'un système de ventilation, ou des capteurs solaires hybrides à air. L'utilisation de ces sources peut permettre à la pompe à chaleur de fonctionner à des températures plus favorables, permettant de réduire sa consommation, d'améliorer ses performances saisonnières, et de fournir une chaleur à plus haute température mieux adaptée aux besoins plus élevés des bâtiments existants.
Une approche globale par modélisation est utilisée dans le cadre de cette thèse afin d'apporter des éléments de réponse aux possibilités de récupération de chaleur par voie thermodynamique. Ce rapport présente en détail l'ensemble des modèles utilisés, concernant les sources utilisables et les pompes à chaleur. Différentes configurations de couplage sont ensuite étudiées sur une maison type, et pour différents climats.

Mots clés : pompe, chaleur, air, récupération, sources, modèle, puits canadien, double flux, véranda, vide sanitaire, comble, capteur solaire, hybride

STUDY ON HEAT RECOVERY POTENTIAL USING AIR-SOURCE HEAT PUMP FOR INVIDIDUAL HOUSING RETROFIT.

Abstract

An air-to-air heat pump performs poorly at low ambient temperatures, and its performance decreases in the coldest part of winter when the heating load is greater. Both the COP and the heating capacity of the system decrease as the outdoor temperature decreases. Auxiliary resistance heaters must then be used as back up, reducing the overall performance of the system. Moreover, defrost cycles are necessary in a specific range of outdoor conditions, lowering the heat pump performance. This is of particular interest for electricity utilities, because peak loads generally coincide with the coldest ambient temperatures. Attempts to improve the heat pump efficiency and to reduce the peak-loading problem have led to the coupling of heat pumps with milder temperature air.
Different components of a building envelope can contribute to increase the heat pump's heat-source temperature, as for instance sunspaces or attics, and to some extent crawlspaces and earth-to-air heat exchangers. Other sources such as the exhaust air of a ventilation system can be used to preheat the heat pump air-source. This allows the heat pump to operate in more favourable conditions, with a higher efficiency and a higher sink-source temperature adapted to the heat production needed in dwellings retrofit.
A global approach is needed to explore the energy potential of such combination and evaluate the relevance of coupling an air-source heat pump with milder air sources from the building environment. Ambient conditions and solar energy both influence the heating load and the air-source temperature that interact directly with the heat pump running conditions and performance. Besides, the heat pump running conditions, and particularly the air flow rate conditions needed at the outdoor unit, interacts directly with the air flow rate of the milder source, influencing the building heating load.
The different models of air sources and heat pumps are presented. Then, different coupling configurations are studied in the case of a typical French dwelling, and typical climates.

Keywords : heat, pump, air-to-air, recovery, source, ground-to-air, exchanger, ventilation, sunspace, crawlspace, attics, solar collector

Laboratoire d'accueil :	Centre Energétique et Procédés (CEP) - Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris Paris : 60 Bd Saint-Michel - F-75272 Paris Cedex 06
Thèse présentée par :	FILLIARD Bruno **le :** 02 décembre 2009
École Doctorale :	N° 432 : « Sciences des Métiers de l'Ingénieur »
Discipline :	« Energétique » - Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris