



Règles de modélisation des systèmes énergétiques dans les bâtiments basse consommation

Hubert Blervaque

► To cite this version:

Hubert Blervaque. Règles de modélisation des systèmes énergétiques dans les bâtiments basse consommation. Génie des procédés. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2014. Français. NNT : 2014ENMP0032 . tel-01139365

HAL Id: tel-01139365

<https://pastel.hal.science/tel-01139365>

Submitted on 4 Apr 2015

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

École doctorale n°432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

Doctorat ParisTech

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École nationale supérieure des mines de Paris

Spécialité « Énergétique »

présentée et soutenue publiquement par

Hubert BLERVAQUE

le 20 octobre 2014

**Règles de modélisation des systèmes énergétiques
dans les Bâtiments Basse Consommation**

Directeur de thèse : **Dominique MARCHIO**

Co-encadrement de la thèse : **Pascal STABAT**

Jury

M. Gilles FRAISSE, Professeur, LOCIE, Université de Savoie

M. Christian INARD, Professeur, LASIE, Université de La Rochelle

M. Sila FILFLI, Docteur, ENERBAT, EDF R&D

M. Michaël KUMMERT, Professeur agrégé, Génie mécanique, Polytechnique Montréal

M. Dominique MARCHIO, Professeur, CES, Mines ParisTech

M. Pascal STABAT, Maître assistant, CES, Mines ParisTech

M. Mathieu SCHUMANN, Chef de projet Modélisation, ENERBAT, EDF R&D

Rapporteur

Rapporteur

Examineur

Examineur

Examineur

Examineur

Invité

MINES ParisTech

Centre Efficacité énergétique des Systèmes

60 boulevard Saint-Michel 75272 Paris Cedex 6

**Focusing on important questions puts us in
the awkward position of being ignorant.**

Martin A. Schwartz

Remerciements

Tout d'abord, je tiens à remercier Christian INARD et Gilles FRAISSE d'avoir accepté d'être rapporteur de ce travail, et Michaël KUMMERT d'avoir accepté d'en être examinateur. Votre présence et votre participation experte lors de la soutenance m'ont honoré.

Seul on va plus vite, ensemble on va plus loin... Cette thèse n'a pas été un projet à basse consommation d'énergie pour chacun des membres de mon équipe d'encadrement qui ont suivi assidument l'avancée de mes travaux de recherche jusqu'à la pose de la dernière brique de l'édifice. Ce cadre a indéniablement été ma plus grande force.

Je remercie en premier milieu mon directeur de recherche Dominique MARCHIO. En formulant les problématiques sous forme de questions, il a su recentrer les nombreux débats sur les axes de recherche à mener afin de donner une charpente à ce sujet de thèse.

La structure n'aurait pas été aussi solide sans le co-encadrement de Pascal STABAT dont j'ai largement profité de sa disponibilité pour construire les méthodologies de mes études. Merci pour ton soutien quotidien et les conversations diverses et variées que nous avons pu avoir ensemble.

L'édifice n'aurait pas été aussi haut sans le suivi de Sila FIFLI qui connaissait tous les bénéfices de ces travaux de recherche et qui m'a permis de construire cette thèse dans des conditions optimales au sein du département ENERBAT d'EDF R&D.

Les fondations initiées par Cristian MURESAN et consolidées par Mathieu SCHUMANN ont permis à cette thèse de s'inscrire dans un développement plus globale des outils de modélisation qui a contribué à une valorisation rapide de mes travaux de recherche, ce qui est une réelle source d'émulation scientifique.

Cette thèse CIFRE a été portée par le groupe « Simulation et bâti » du département ENERBAT d'EDF R&D. Je remercie Sébastien RUIZ, Bruno CARLOTTI, Maya MILLIEZ et Valérie DABRETEAU pour la confiance qu'ils m'ont accordée. Je remercie également toute l'équipe pour l'ambiance agréable qui règne dans le bâtiment W43. Je pense également aux personnes extérieure aux groupes avec lesquelles j'ai collaboré, merci pour l'intérêt que vous avez porté à mes travaux.

Bien que mon temps ait été partagé entre EDF à Fontainebleau et le CES à Mines Paristech, mes remerciements sont, eux, décuplés ! Je pense à l'ensemble de l'équipe de recherche du CES. Je tiens à remercier Maroun NEMER pour m'avoir accueilli au sein du Centre d'Efficacité énergétique des Systèmes et tous les autres membres que j'ai côtoyés durant ces trois ans.

Pour finir, je souhaite remercier toutes les personnes dont la vie a croisé à la mienne et qui m'ont permis de me construire, de m'épanouir, de me projeter dans la réalisation d'une thèse et de me donner un cadre propice à son aboutissement. C'est un ensemble de noms qui fourmillent dans ma tête ne nécessitant pas de structure particulière mais qui correspond à un tout qui m'a permis d'arriver là où j'en suis aujourd'hui :



A word cloud of names in various sizes and orientations, representing people thanked by the author. The names are arranged in a roughly circular shape, with some names appearing more prominently than others. The names include: Louis, Alberto, Frédéric, Thibaut, Ozlem, Aurélie, Ugo, Vincent, Bastien, Jeanne/Stratis, Amy, Shuqing, F. Bourgeois, Sinziana, Les compas, B. Duplessis, Adelyne, Céline, Hélène/Valère, Cyrille, Philippe/Nicole, Matthieu, Hugues/Elisabeth, Hayato, Bon papa/Bonne maman, Dorian, Thomas, Lisa, Jean-Baptiste, Jean-Guy, Vianney, J-L. Harion, Valentain, Thomas, B. Maxime, Damien, Malak, Guilhem, Pierrot, Maman, Mathieu, Laurine, Johanna, Syntia, Papa, Marie-Laure, Maria, Olivier, P. Rivière, Nicolas, Maud, Lou.

Table des matières

Introduction générale	1
1 Développement des BBC et réexamen de la modélisation des systèmes énergétiques	3
1.1 Evolution des bâtiments et de leur consommation énergétique	3
1.2 Evolution de la modélisation énergétique des bâtiments	13
1.3 Modélisation des systèmes énergétiques adaptée à la simulation énergétique des BBC	17
1.4 Choix de bouquets énergétiques "BBC"	23
2 Développement de modèles adaptés aux BBC et règles retenues	31
2.1 Modèle de bâtiment : présentation de l'environnement de simulation	32
2.2 PAC air/air tout ou rien – Qu'implique un modèle dynamique ?	36
2.3 Plancher chauffant – Comment modéliser un système énergétique intégré à l'enveloppe ?	45
2.4 Chaudière à condensation – Comment modéliser et connaître les phénomènes prépondérants ?	52
2.5 PAC air/air à vitesse variable – Etude complète avec validation expérimentale . .	68
3 Interaction bâtiment et systèmes énergétiques	93
3.1 Présentation d'un assemblage type d'un bâtiment et de son système énergétique	93
3.2 Dans quelle mesure la simulation dynamique affine-t-elle le dimensionnement des systèmes énergétiques dans les BBC ?	98
3.3 Étude de la dynamique des systèmes énergétiques	110
Conclusion générale	123
Bibliographie	133
Annexes	137
A Autres modèles d'équipements adaptés aux BBC	137
A.1 Ballon tampon - Développement d'un modèle sous Modelica	137
A.2 Radiateur à eau	143
A.3 Batterie à eau chaude	143
A.4 Ventilation à double-flux	143
B Paramétrage d'un modèle physique de PAC air/air	145

C	Détails de la comparaison inter-modèles et étude de sensibilité du modèle de chaudière à condensation	151
D	Modèle de maison individuelle	155
D.1	Détails des paramètres du modèle d'enveloppe du bâtiment	155
D.2	Recommandations sur la modélisation des surchauffes estivales	156
E	Ventilation hygroréglable	159
E.1	Scénario de génération de vapeur	160
E.2	Modélisation des entrées d'air et bouches d'extraction	161
E.3	Approche zonale	162
E.4	Modèle d'un système de ventilation hygroréglable	163
F	Communication IBPSA-USA 2012 : Comparative analysis of air-to-air heat pump models building energy simulation	165
G	Communication IBPSA-World 2013 : Impacts of control strategies on light and heavy radiant floors in low energy buildings by Modelica simulation	175
	Liste des tableaux	185
	Liste des figures	189

Liste des symboles

ACRONYMES

AIE	Agence Internationale de l'Energie, ou IEA (International Energy Agency) en anglais
ATITA	Le site http://www.rt2005-chauffage.com/ met à disposition une base de données des essais normatifs réalisés par UNICLIMA (l'union syndicale des constructeurs de matériel aéraulique, thermique, thermodynamique et frigorifique). Celui-ci est géré par l'ATITA.
BBC	Bâtiment à Basse Consommation d'énergie
COP	Coefficient de performance, de l'anglais <i>Coefficient Of Performance</i>
CSTB	Centre Scientifique et Technique du Bâtiment
CVC	Chauffage, ventilation et climatisation
ECS	Eau chaude sanitaire
EIA	U.S. Energy Information Administration (www.eia.gov)
LBNL	Lawrence Berkeley National Laboratory
OCDE	Organisation de coopération et de développement économiques. En anglais, Organization for Economic Co-operation and Development (OECD)
OPEP	Organisation des Pays Exportateurs de Pétrole, ou OPEC (Organization of Petroleum Exporting Countries) en anglais
PAC	Pompe à chaleur
PCI	Pouvoir Calorifique Inférieur [J/m^3]
PCS	Pouvoir Calorifique Supérieur [J/m^3]
PID	Régulateur Proportionnel Intégral Dérivé
RT2012	Réglementation Thermique française de 2012

GRANDEURS PHYSIQUES

α	ratio de puissance de veille
Δ	Variation
η	Efficacité [-]
λ	Conductivité thermique d'un matériau [$W/K.m$]
τ	constante de temps [s]
ξ	Signal de commande de la vitesse de rotation du ventilateur [-]
D_{ext}	Diamètre extérieur [m]
d_{tt}	Distance entre deux tubes [m]
e	Épaisseur [m]
n	Nombre de moles [mol]
N_{max}	nombre de démarrages maximum [$cycle/h$]
p	Pression [Pa]
p	Pression
P_{elec}	Puissance électrique ou puissance appelée [W]
P_{th}	Puissance thermique, i.e. puissance calorifique [W]
Q_v	Débit volumique [m^3/s]

<i>RH</i>	Humidité relative, rapport de la pression partielle en vapeur d'eau par la pression totale [%]
<i>RP</i>	Régime permanent
<i>UA</i>	Coefficient de transfert thermique (conductance) [W/K]
Cycle	Cycle de fonctionnement d'un générateur comprenant une phase de marche et une phase d'arrêt
kWh _{ef}	Quantité d'énergie exprimée en <i>Énergie finale</i> * [$1\ kWh \equiv 3,6E6\ J$]
kWh _{ep}	Quantité d'énergie exprimée en <i>Énergie primaire</i> † [$1\ kWh \equiv 3,6E6\ J$]
PLF	Coefficient de prise de compte de la charge partielle, de l'anglais <i>Part Load Factor</i> [–]
PLR	Taux de charge, de l'anglais <i>part load ratio</i> . $\overline{PLR}$ pour un taux de charge moyen (communément horaire) [–]

INDICES ET EXPOSANTS

<i>aux</i>	Auxiliaires
<i>BE</i>	Bouche d'extraction de ventilation
<i>circu</i>	Circulateur, pompe sur une boucle d'eau
<i>EA</i>	Entrée d'air de ventilation
<i>ext</i>	Extérieur
<i>int</i>	Intérieur
<i>nom</i>	Nominal, dans les conditions d'essais nominales
<i>RP</i>	Régime permanent
<i>sat</i>	Saturation
<i>sb</i>	État de veille, de l'anglais <i>stand-by</i>
<i>th</i>	Thermique
<i>élec</i>	Électrique
β	Variable intermédiaire de calcul définie pour alléger les équations
<i>L</i>	Longueur
<i>n_{seg}</i>	Nombre de segments

*. **Énergie finale** : Quantité d'énergie disponible (facturée) pour l'utilisateur final (ADEME)

†. **Énergie primaire** : Consommation finale totale plus la consommation nécessaire à la production de cette énergie (ADEME)

Introduction générale

La réduction de la consommation énergétique devient une préoccupation mondiale majeure favorisée par une volonté économique, écologique et d'indépendance énergétique. Dans le domaine des bâtiments, cela se traduit par le développement de bâtiments moins énergivores sous de multiples concepts : *Zero energy building*, *Energy-efficient buildings*, *BBC*, *Passivhaus*, etc. regroupés sous le nom de « **bâtiments à basse consommation d'énergie** ». Ces bâtiments présentent des demandes énergétiques très différentes de celles du parc existant : besoin de chauffage réduit, dynamique très sensible aux perturbations thermiques, puissances de chauffage devenant inférieures aux autres usages.

La modification du comportement énergétique du bâtiment et d'équipements fonctionnant souvent à charge très réduite avec des auxiliaires non négligeables impose de reconsidérer les outils de simulation énergétique. Il s'agit d'obtenir une bonne précision des consommations à faibles besoins énergétiques. Il en ressort la nécessité d'un **réexamen de la modélisation** de différents composants sur différents aspects :

- Les échanges radiatifs avec les planchers, afin de mieux tenir compte des apports solaires (diminution des pas de temps des données météorologiques et éventuellement prise en compte de la tâche solaire)
- Les différentes contributions d'apports internes liés au mode de vie des occupants (scénarios de présence et d'usage de l'eau chaude sanitaire, chaleur dégagée par les équipements multimédia et électroménager, etc.), y compris la vaporisation des dégagements d'eau qui deviennent d'un ordre de grandeur non négligeable
- La perméabilité à l'air des enveloppes, afin de prendre en compte les infiltrations d'air parasites au moyen de modèles intégrant la répartition spatiale des défauts et la ventilation asservie parfois à des dégagements de vapeur d'eau
- Les systèmes énergétiques dans leur comportement transitoire (phase de démarrage, dégivrages, etc.) et surtout leur gestion (fonctionnement des auxiliaires, démarrages, anti-court cycle, bande de variation autour de la consigne, etc.).

Ce dernier point est le cœur de la thèse. Les travaux de recherches se sont longtemps portés sur le développement de solutions technico-économiques d'amélioration de l'efficacité énergétique de l'enveloppe d'un bâtiment (isolation, étanchéité à l'air), ce qui a permis de minimiser les besoins énergétiques des bâtiments. La réduction de la consommation énergétique passe désormais par une meilleure **performance des systèmes actifs du bâtiment** : chauffage, rafraîchissement, ventilation et production d'eau chaude sanitaire. Les technologies évoluent ; l'amélioration de l'efficacité (ou rendement), la modulation de la puissance et les systèmes multifonctions ou multi-énergie intégrant des sources d'origine renouvelable sont de plus en plus répandus. Le développement de systèmes de contrôle plus fins est également un axe important de l'optimisation des systèmes énergétiques. Il est donc nécessaire de développer une modélisation en adéquation avec ces évolutions, notamment par une meilleure connaissance des **interactions dynamiques**

bâtiment/systèmes. La maîtrise des puissances appelées sur l'ensemble du bâtiment devient un élément déterminant tant pour le calcul de la consommation énergétique que pour le confort des occupants et l'optimisation des systèmes et de leur gestion.

Pour structurer le réexamen de la modélisation des systèmes énergétiques dans les bâtiments à basse consommation d'énergie, il est nécessaire d'évaluer quels sont les phénomènes les plus sensibles qu'il est indispensable de représenter. La thèse a donc pour objectif d'élaborer des **recommandations**, ou **règles de modélisation**, pour les systèmes énergétiques nécessaires à la simulation des bâtiments à basse consommation d'énergie.

La thèse est structurée en trois chapitres :

- Chapitre 1 : Partie contextuelle dressant le panorama du développement des bâtiments à basse consommation d'énergie et de leur modélisation afin d'identifier ce qu'il faut modifier pour adapter la simulation énergétique.
- Chapitre 2 : Développement de quelques modèles choisis comme élément de bouquets de solutions effectivement répandus dans les BBC. Ces modèles sont comparés à des modèles plus classiques en termes d'énergie consommée et de puissance appelée.
- Chapitre 3 : Étude de l'interaction entre les modèles développés et le modèle d'enveloppe de bâtiments à basse consommation d'énergie. Dans ce chapitre on s'intéresse à l'intérêt de la simulation couplée enveloppe/système pour mieux affiner le dimensionnement. On cherche aussi à connaître quels sont les paramètres les plus sensibles à renseigner pour bien représenter la dynamique.

Chapitre 1

Développement des BBC et réexamen de la modélisation des systèmes énergétiques

La réduction de la consommation énergétique des bâtiments est une préoccupation internationale grandissante depuis le premier choc pétrolier de 1973, jusqu'à nos jours marqués par le dérèglement climatique. Pour répondre à ces enjeux, des mesures ont été mises en place afin d'améliorer l'efficacité énergétique du bâtiment. La première partie de ce chapitre contextuel est consacrée à l'évolution de la performance énergétique des bâtiments.

Parallèlement à cette amélioration de l'efficacité énergétique des bâtiments, l'informatique (software et hardware confondus) s'est considérablement développée permettant l'élaboration d'outils de calcul toujours plus poussés pour l'évaluation de la consommation énergétique des bâtiments. L'évolution de la modélisation énergétique des bâtiments est présentée dans une seconde partie.

La réduction de la consommation énergétique des bâtiments et le développement d'équipements de chauffage, rafraîchissement, ventilation et production d'eau chaude sanitaire plus performants et plus complexes nécessitent un réexamen de la modélisation des systèmes énergétiques des bâtiments. La troisième partie fait converger les deux premières pour observer dans quelle mesure les outils actuels de simulation énergétique des bâtiments doivent évoluer pour répondre aux contraintes des bâtiments dits *BBC*, pour « Bâtiments à Basse Consommation d'énergie ».

1.1 Evolution des bâtiments et de leur consommation énergétique

Le secteur du bâtiment représente près d'un tiers des consommations énergétiques totales dans de nombreux pays [IEA, 2011]. En France, il absorbe près de 44% de la consommation totale d'énergie finale en 2011*. Afin de réduire la consommation énergétique de ce secteur particulièrement énergivore, des mesures ont été appliquées qui visent à réduire par 4 la consommation des bâtiments existants. Par la suite, l'évolution de la consommation énergétique des bâtiments est présentée en trois temps : passé, présent, futur.

*. Chiffres clés de l'énergie, Commissariat général au développement durable, décembre 2012

1.1.1 Historique des consommations énergétiques des bâtiments

Depuis le premier choc pétrolier de 1973, de nombreuses mesures volontaristes et réglementaires ont été mises en place dans différents pays [Harvey, 2006] visant à réduire la facture énergétique liée au secteur du bâtiment.

Aux États-Unis, la première mesure sur la consommation énergétique a été développée par l'ASHRAE en 1974 pour les bâtiments du tertiaire : ASHRAE 90.1-1975. La réglementation des bâtiments est régie par les juridictions des états. Pour le secteur tertiaire, plusieurs normes ont été établies par l'ASHRAE (1980, 1989, 1999, 2001, 2004, 2007, 2010, 2013). En janvier 2013, l'ASHRAE 90.1-2007 est la plus appliquée avec un total de 33 états l'ayant adoptée [BCAP, 2012]. Cette norme fixe des valeurs seuil de performance pour les bâtiments et les systèmes (par exemple, elle impose des minima pour la résistance des parois et les niveaux de performances des machines thermodynamiques).

L'ASHRAE a également développé un standard pour les bâtiments du secteur résidentiel en 1993 (ASHRAE 90.2) qui est peu utilisé au profit de l'*International Energy Conservation Code* (IECC). Ce dernier est issu du *Model Energy Code*, MEC, (1992, 1993, 1995) proposé par le gouvernement fédéral. Parmi les différentes versions de la norme (1998, 2000, 2003, 2006, 2009, 2012), le code 2009-IECC est le plus utilisé dans les états américains au 1^{er} janvier 2013 [28 états d'après BCAP, 2012].

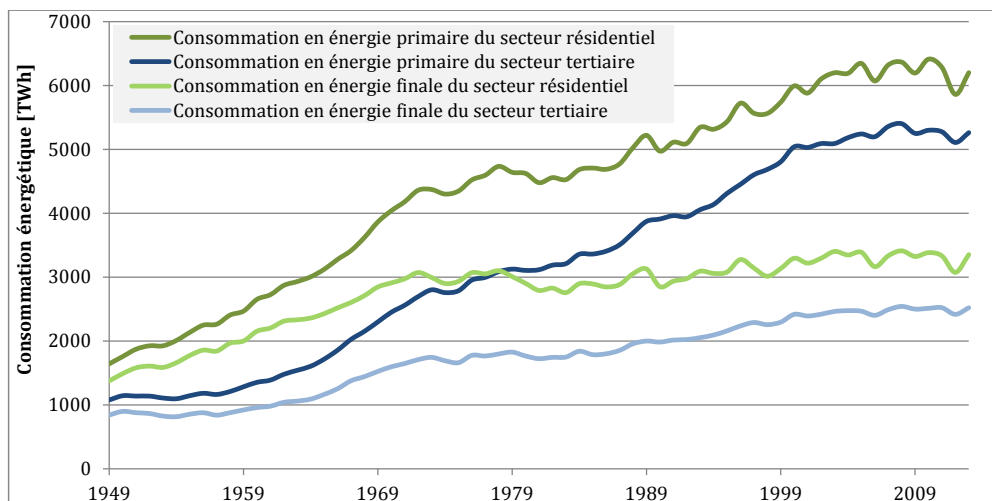


FIGURE 1.1 – Evolution de la consommation énergétique aux Etats-Unis (Source EIA)

La Figure 1.1 présente l'évolution des consommations énergétiques des secteurs résidentiel et tertiaire aux États-Unis. La distinction entre l'évolution de la consommation en énergie primaire et en énergie finale donne des indications sur le mode de consommation des bâtiments. Précisons que la notion européenne utilisée ici d'énergie primaire/finale est légèrement différente de celle utilisée dans les données de base fournies par l'EIA (www.eia.gov). Ici, la valeur en énergie finale représente la quantité d'énergie utilisée (facturée) par l'utilisateur final. La valeur en énergie primaire représente la consommation énergétique finale plus la consommation nécessaire à la production de cette énergie (ADEME). A titre d'exemple, un coefficient de 2,58 est appliqué en France pour l'usage de l'électricité pour prendre en compte les pertes liées au rendement des générateurs électriques et de la distribution de l'énergie. L'accroissement de l'écart entre ces deux types d'énergie sur la Figure 1.1 montre que la consommation énergétique passe de plus en plus par une énergie intermédiaire, telle que l'électricité. Cela peut s'expliquer par le développement

des solutions de rafraîchissement et l'utilisation croissante d'équipements électroniques dans les secteurs résidentiel et tertiaire.

Bien que la consommation énergétique en énergie primaire est globalement en forte croissance, la consommation finale des bâtiments est stabilisée depuis le premier choc de 1973 et la mise en place des premières préconisations, et ce, malgré l'augmentation du parc de bâtiments.

En France, les principales mesures d'amélioration énergétique des bâtiments ont été réalisées au travers des différentes *Réglementations Thermiques* (sigle "RT" suivi de l'année de mise en place). La première, la RT1974, ne portait que sur l'enveloppe du bâtiment des logements neufs. Les réglementations suivantes (RT1982, RT1988, RT2000, RT2005, RT2005-Rénovation (en 2007), RT2012), de plus en plus restrictives et intégrant un champ d'action de plus en plus large, ne se sont appliquées qu'aux seuls bâtiment neufs. Comme le montre la Figure 1.2, ceci entraîne un impact sur la consommation énergétique nationale assez lent : la baisse de la consommation liée au chauffage dans les bâtiments neufs n'apparaît qu'une quinzaine d'années après la première réglementation thermique à l'échelle du parc résidentiel national.

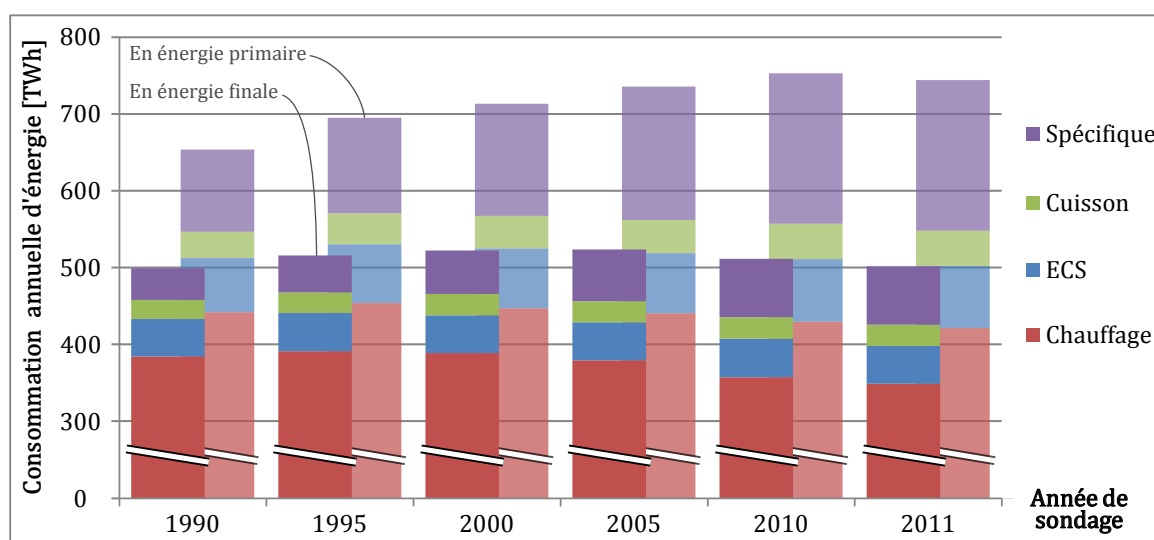


FIGURE 1.2 – Répartition par usage des consommations des résidences principales (d'après résultats de sondages réalisés par le CEREN [2013])

Comme aux États-Unis, la consommation globale du parc résidentiel français a tendance à se stabiliser avec une part croissante des usages électriques (avec un léger déclin entre les années 2010 et 2011). Cependant, malgré la diminution de la consommation du poste de chauffage ces dix dernières années, celui-ci représente toujours en 2013, 68% des besoins énergétiques (en énergie finale) du parc résidentiel français [CEREN, 2013].

Avec une part de 40% de la consommation énergétique (tous secteurs confondus), la mise en place de mesures visant à améliorer l'efficacité énergétique des bâtiments semble un levier important et technologiquement accessible pour la réduction de la consommation énergétique. Malgré un impact relativement lent sur la consommation énergétique à l'échelle nationale, la consommation énergétique dans les nouveaux bâtiments a fortement diminué ces dernières années [Haas *et al.*, 1998 ; Zimmermann, 2004], au point que le comportement énergétique de ces bâtiments performants se démarque fortement des bâtiments existants.

1.1.2 Etat actuel : les bâtiments *BBC*, définition et comportement énergétique

Le terme « Bâtiment à Basse Consommation d'énergie » (*BBC*) a une définition différente suivant l'époque et le pays dans lequel il est utilisé. Il est donc important que ce terme soit défini dans la thèse. Ensuite quelques impacts liés à la performance énergétique de ces bâtiments sont présentés.

1.1.2.1 Caractérisation d'un *BBC* : « Bâtiment à Basse Consommation d'énergie »

La notion de *BBC*, ou *Low energy building* en anglais, est un concept récent qui découle des améliorations successives de la performance énergétique des bâtiments présentées dans la partie précédente. Le terme de "low energy building" apparaît pour la première fois en 1973 dans une publication de Mackillop [1973] mais les recherches académiques n'ont évolué exponentiellement qu'à partir du protocole de Kyoto (1997) (voir Figure 1.3 présentant le nombre de références propres aux termes de "low energy building(s)", "zero energy building(s)" ou "passive house(s)" à partir des bases accessibles sur Google Scholar).

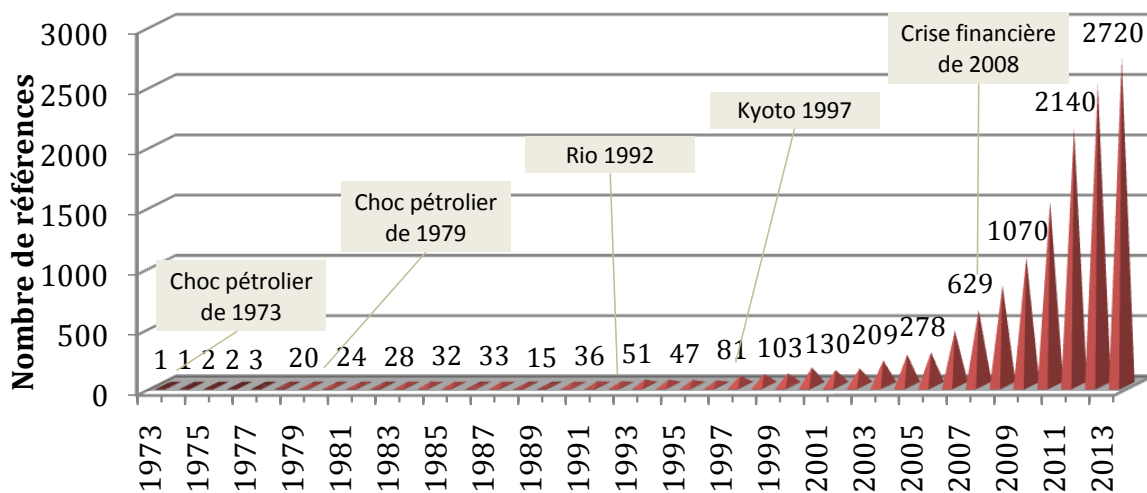


FIGURE 1.3 – Accroissement du nombre de publications relatives aux *BBC* (d'après Google Scholar)

Le concept de bâtiment à basse consommation d'énergie est désormais très répandu mais sous des appellations différentes. En effet, l'amélioration de la performance énergétique est souvent mise en place sur les postes les plus énergivores et/ou pour lesquels existent des solutions techniquement et économiquement viables. Dans la pratique, la réduction de la consommation énergétique est mise en application différemment suivant les pays en fonction de différents facteurs :

- **la rigueur climatique.** Le label *Passivhaus** préconise l'utilisation d'un système de ventilation par double-flux avec récupération d'énergie car cet équipement permet un gain considérable de chaleur pour les hivers rudes de l'Allemagne, ce qui n'est pas le cas d'un bâtiment situé dans le sud de l'Europe [Fouih *et al.*, 2012].
- **la part de la climatisation.** Aux États-Unis, les systèmes de climatisation sont très répandus. Dès 1989, l'ASHRAE préconise des seuils de performance minimale pour ces systèmes (ASHRAE 90.1-1989).
- **le potentiel d'utilisation des ressources d'énergie renouvelable.** Par exemple, en Espagne, l'Ordonnance Solaire Thermique profite du climat ensoleillé méditerranéen. Elle est

*. développé par l'institut de recherche allemand *Passive House Institute* www.passiv.de

initialement mise en œuvre en 1999 à Barcelone, puis impose à partir de 2006 à tous les bâtiments neufs d'Espagne l'utilisation de panneaux solaires thermiques pour la production d'eau chaude sanitaire [ADEME et al., 2007].

- **le coût des ressources énergétiques.** Le consommateur peut être amené à choisir d'investir dans telles ou telles mesures de performance énergétique en fonction d'un calcul économique intégrant la réduction de la facture énergétique en fonction du coût des énergies (par exemple, renouvellement d'une chaudière par une pompe à chaleur).
- **la composition du parc énergétique.** Les mesures législatives ont tendance à viser la part du parc de bâtiments la plus énergivore. A ce titre, les deux premières réglementations thermiques françaises ont été élaborées pour les bâtiments résidentiels uniquement (RT1974 et RT1988).

Les mesures volontaristes (labels, aides au financement, etc.) ou contraignantes (textes de loi) se présentent donc sous des formes diverses suivant les pays. De plus, dans le cas de mesures instaurant des seuils de consommation d'énergie, le nombre d'usages (chauffage, usage spécifique, production d'énergie renouvelable décentralisée, etc.) pris en compte peut varier fortement [Marszal et al., 2011].

Face au grand nombre de définitions, une première définition générique définissant le concept de « Bâtiment à basse consommation d'énergie » est établi à partir de la définition de "*Sustainable buildings*" établie par Harvey [2006] : « *buildings whose on-site energy use can eventually be met entirely through renewable energy, either through active building-integrated solar and wind energy or from energy grids. From this it was argued that the gross on-site energy intensity of new buildings needs to be reduced by a factor of four or five in OECD countries and by a factor of three to four in non OECD countries, compared to the average of existing buildings* ». Cette définition ne caractérise pas les « Bâtiment à basse consommation d'énergie » mais la notion d'une consommation suffisamment faible pour pouvoir avoir un bilan de consommation annuelle nulle ou positif s'inscrit dans la logique de la future génération de bâtiments. Les besoins énergétiques seront toujours existants sont alors définis par leur capacité à les minimiser (forte isolation, ventilation performante, production d'eau chaude à partir de l'énergie solaire) pour que le bâtiment puisse éventuellement couvrir ses besoins à partir d'une production locale d'énergie d'origine renouvelable.

Nous retiendrons surtout qu'un « Bâtiment à basse consommation d'énergie » est quatre fois moins énergivore qu'un bâtiment existant, ce qui représente un gap de consommation nécessitant un développement technologique important de l'efficacité énergétique du bâtiment (orientation des ouvrants, isolation, ventilation, système de climatisation de l'ambiance, etc.).

Dans le cadre de la thèse, une définition plus restreinte est utilisée pour établir les caractéristiques techniques des bâtiments considérés dans les études. Il s'agit de bâtiments conformes à la réglementation française RT2012 (issu du label *BBC-Effinergie**) qui considère un seuil de consommation énergétique annuelle, allant de 40 à 60 kWh/m² en fonction de la zone géographique, pour les usages de :

- la production d'eau chaude sanitaire (ECS),
- le chauffage (et le rafraîchissement uniquement dans les bâtiments tertiaires),
- les auxiliaires (ventilation et pompes),
- l'éclairage.

Cette définition pratique est en accord avec la définition conceptuelle établie par Harvey

*. Effinergie est une association française visant à développer développer la performance énergétique des bâtiments www.effinergie.org

[2006] mais certains résultats pourront ne pas être valables pour d'autres bâtiments répondant à la définition conceptuelle d'un *BBC*.

Définition d'un « Bâtiment à basse consommation d'énergie » (*BBC*) :

Dans le cadre de la thèse, deux définitions complémentaires sont utilisées pour le « Bâtiment à basse consommation d'énergie » (*BBC*) : 1 - Une **définition conceptuelle** établissant un *BBC* comme un bâtiment ayant des besoins énergétiques suffisamment faibles pour qu'ils puissent être couverts par une production d'énergie locale ; ces bâtiments sont en moyenne quatre fois moins énergivores que les bâtiments existants. 2 - Une **définition pratique**, utilisée pour les bâtiments modélisés dans les études, basée sur la faculté du bâtiment à avoir une consommation énergétique inférieure à 50 kWh/m².an établie dans le cadre de la RT2012.

1.1.2.2 Impacts sur le comportement énergétique du bâtiment

La réduction de la consommation énergétique des *BBC* modifie leur comportement sur différents points présentés ci-après.

Répartition des usages L'amélioration de l'enveloppe du bâtiment (isolation, étanchéité à l'air, suppression des ponts thermiques, etc) permet une réduction considérable des besoins de chauffage. De plus, des systèmes de production et de distribution de chauffage plus performants ont été développés. Il en résulte que la consommation énergétique liée au chauffage est en forte baisse dans les *BBC* au point que ce poste prépondérant dans les bâtiments existants devient inférieur aux consommations liées à l'éclairage (Figure 1.4).

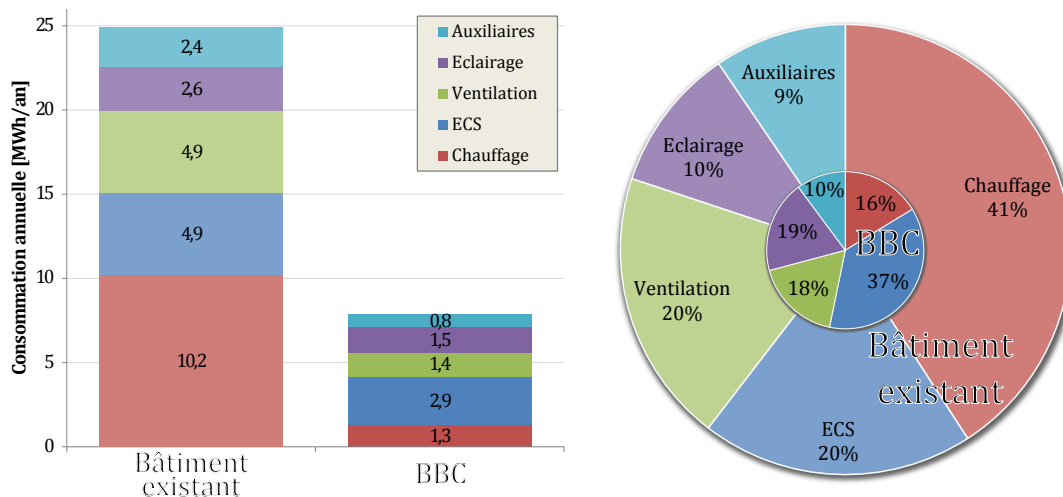


FIGURE 1.4 – Répartition par usage des consommations des résidences principales [d'après données de Persson, 2014]

Pour le poste de production d'eau chaude sanitaire (ECS), les besoins sont difficiles à réduire. Donc malgré le développement de technologies performantes, la production d'ECS est devenue le poste le plus énergivore dans les bâtiments résidentiels (en revanche, il est très réduit dans le secteur tertiaire).

Comme mentionné dans la partie 1.1.1 (page 4), la consommation énergétique liée aux usages spécifiques (équipements électroménagers et informatiques, multimédia, etc) est en forte croissance et représente désormais une part non-négligeable de la consommation globale du bâtiment et de ce fait des apports internes de chaleur.

Part des apports internes D'après les études expérimentales établies par Beckert *et al.* [2003a,b], Harvey [2006] a établi la correspondance entre les déperditions et les différents apports : solaire, internes et par le chauffage. Dans les deux cas d'études (maisons individuelles labellisées *Passivhaus* de 43 kWh/m².an et 76 kWh/m².an), les apports solaires couvrent de 26 à 50% des besoins de chaleur (déperditions par ventilation et par les parois) et les apports internes de 26 à 33%. Les besoins de chauffage sont du même ordre de grandeur dans un BBC, au contraire des bâtiments existants où ils sont prépondérants. Les apports internes étant fortement dépendants du comportement de l'occupant, la dynamique des besoins de chauffage passent de l'échelle d'un bâtiment (horaire) à celui de l'occupant (infra-horaire). Badescu et Sicre [2003b,a] ont réalisé une étude sur les apports internes dans les bâtiments passifs et ils préconisent l'utilisation d'un scénario d'occupation détaillé prenant en compte, par exemple, des scénarios par habitant au pas de temps d'un quart d'heure et des usages pouvant consommer 900 W alors que le besoin maximum de chauffage est de 1200 W.

Les conclusions des travaux de Firląg et Zawada [2013] vont dans ce sens. En comparant des résultats de simulations avec des essais expérimentaux, ils ont évalué que les besoins énergétiques sont sur-évalués de plus de 30% si les apports internes sont déterminés par des méthodes trop simplistes.

Cette erreur d'évaluation provient en partie de l'absence de la prise en compte de certains apports devant être considérés négativement dans le bilan thermique qui sont détaillés dans les travaux de Ebel [2009] réalisés sur des essais expérimentaux en 1993 afin de déterminer les différents apports internes à considérer dans le bilan énergétique d'une habitation. Un appartement ayant le label *Passivhaus* de quatre personnes (2 adultes et 2 enfants) de 156 m² a été instrumenté pour évaluer les différents apports internes. Certains apportent des calories (apports positifs) et d'autres en puisent (apports négatifs). Les différents apports évalués expérimentalement sont présentés sur la Figure 1.5.

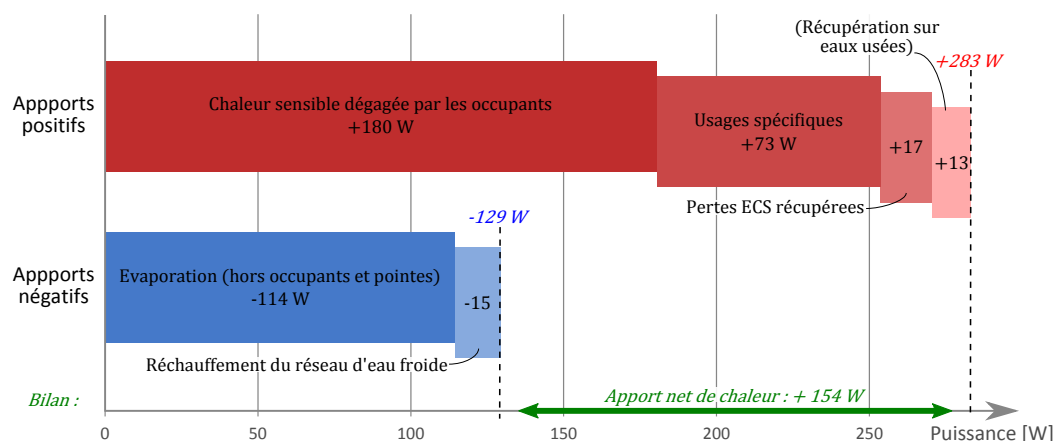


FIGURE 1.5 – Apports internes positifs et négatifs d'une habitation [d'après Ebel, 2009]

Ebel précise que les apports internes principaux sont la chaleur sensible des occupants et (en négatif) l'évaporation. Ce sont également les phénomènes ayant la plus grande incertitude. Pour l'évaporation, le calcul est réalisé en considérant l'écart d'humidité entre l'entrée et la sortie et

en soustrayant les pics de vapeur (douche, vaisselle, car issus de sources sous forme vapeur et éliminés directement par la ventilation) et les apports liés aux occupants (chaleur nécessaire à l'évaporation soutirée au métabolisme).

Pour conclure, l'impact de l'occupant (son métabolisme et ses activités) joue un rôle majeur dans le bilan énergétique d'un bâtiment BBC avec l'introduction de multiples sources de chaleur pouvant être positives ou négatives et avec une large gamme de constantes de temps.

Pics d'appels de puissance plus marqués La caractérisation générique des *BBC* est la division par un facteur 4 de la consommation annuelle par rapport aux bâtiments existants. Qu'en est-il des appels de puissance ? Est-ce qu'un *BBC* voit ses appels de puissance divisés par 4 tout au long de l'année ? L'étude de Greslou *et al.* [2013] permet de répondre à cette question. Ils proposent de comparer la distribution annuelle des appels de puissance de différents bâtiments résidentiels et tertiaires pour une configuration « Bâtiment existants » (*Standard*) et *BBC*. Les simulations sont réalisées au pas de temps horaire. Les résultats de deux bâtiments ont été retenus sur la Figure 1.6 :

- un bâtiment de bureaux de 5000 m² ayant une température de consigne fixe de 21°C
- un bâtiment de logements collectifs de 100 m² à consigne fixe de 20°C

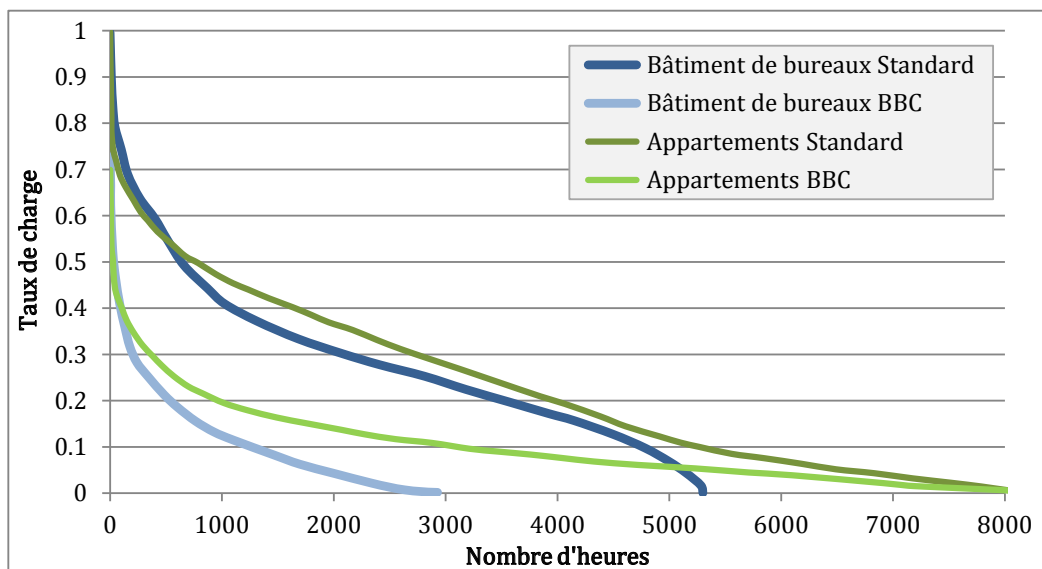


FIGURE 1.6 – Monotone réduite du besoin de chauffage suivant le nombre d'heures de fonctionnement [d'après Greslou *et al.*, 2013]

En normalisant les appels de puissance au besoin horaire maximal, on observe que la répartition des besoins énergétiques est très différente entre les BBC et les bâtiments existants. Pour un dimensionnement permettant de couvrir le jour de l'année le plus froid, la durée de fonctionnement à un taux de charge horaire inférieur à 10% représente

- 37% du nombre d'heures de fonctionnement pour un appartement standard contre 64% pour un appartement BBC
- 11% du nombre d'heures de fonctionnement pour un bâtiment de bureaux standard contre 53% pour un BBC

Les systèmes énergétiques sont donc sollicités pour des cycles de fonctionnement plus courts dans les BBC.

Les bâtiments de logements sont marqués par un nombre d'heures de fonctionnement similaire entre BBC et bâtiments existants dû à la production d'ECS. Dans un bâtiment de bureaux BBC, le nombre d'heures de fonctionnement du système énergétique est divisé par près de deux vis-à-vis d'un bâtiment existant.

Les bâtiments BBC possèdent des besoins énergétiques plus denses dans le temps : la réduction par un facteur quatre de la consommation annuelle ne correspond pas à une division par quatre de la puissance énergétique appelée maximale. Une simulation dynamique modélisant les appels de puissance sur des pas infra-horaires permettra de compléter l'étude réalisée par Greslou *et al.* [2013].

Quelques caractéristiques d'un BBC :

Les BBC sont marqués par la modification de la répartition des postes énergétiques les plus énergivores : les **besoins de chauffage sont réduits** à une consommation du même ordre de grandeur que celle des postes d'ECS, de ventilation, de l'éclairage et des auxiliaires (pompes, régulation, etc).

Les **apports solaires et internes** (métabolisme humain, usages spécifiques et humidité) jouent un rôle plus important dans le bilan énergétique et doivent être représentés avec attention. Certains phénomènes négligés jusqu'alors ont une dynamique beaucoup plus courte pouvant influencer le mode d'opération du système énergétique.

Le bilan énergétique des BBC présente des pics de puissance très grands mais sur de courtes périodes provoquant une moindre réduction en puissance de dimensionnement des installations que celle de la consommation annuelle. Une dynamique de simulation infra-horaire est nécessaire et offre la possibilité d'une observation plus fine des **appels de puissance**.

1.1.3 Perspectives de développement à moyen terme

Poussée par des mesures volontaristes ou normatives, la réduction de la consommation du parc de bâtiment devrait se poursuivre dans les prochaines années. Garnier [2011] et Musall *et al.* [2010] présentent un historique des évolutions passés afin de présenter les perspectives à venir en France et dans le monde. Ces perspectives vont vers le développement de la rénovation du parc existant, des éco-quartiers, des bâtiments à énergie positive et le marché des capacités pour les bâtiments.

1.1.3.1 Rénovation du parc existant

Tommerup et Svendsen [2006] estiment un potentiel de 80% de réduction de consommation d'énergie dédiée au chauffage du parc résidentiel danois si des mesures de performances énergétiques sont appliqués lors de la rénovation des bâtiments. La rénovation énergétique des bâtiments est donc un important levier de la réduction de la consommation énergétique mais est confrontée à des problèmes sociologiques et économiques des résidents (avec, entre autres, un temps de retour sur investissement acceptable court) [Papadopoulos *et al.*, 2002]. Au delà de ces perspectives de réductions, il est nécessaire de savoir évaluer *a posteriori* la réduction réelle de la mesure de rénovation qui peut être quantifiée par une approche statistique portant sur les travaux entrepris [Raynaud, 2014].

1.1.3.2 Éco-quartier

La mise en commun des besoins énergétiques d'un quartier constitue également un potentiel important de réduction de la consommation énergétique des bâtiments, en particulier au niveau de l'utilisation des énergies renouvelables pour couvrir 100% des besoins énergétiques d'un bâtiment [Lund *et al.*, 2010].

1.1.3.3 Bâtiments à énergie positive

De nombreuses mesures incitatives et normatives à l'origine du développement des BBC sont issues d'associations de développement de la performance énergétique des bâtiments (voire partie 1.1, page 3). Ces associations proposent leur vision de la future génération de bâtiment dit à *énergie positive*. L'ASHRAE * propose de développer pour 2020 les outils permettant la réalisation des bâtiments *Net Zero Energy Buildings (Net-ZEB)* pour 2030. Ces bâtiments auront une production énergétique annuelle supérieure ou égale à leur consommation. Sartori *et al.* [2010] propose les critères d'évaluation de la définition de Net-ZEB permettant d'atteindre cet objectif.

En France, l'association Effinergie[†] propose depuis 2013 un label définissant les conditions à respecter pour qu'un bâtiment soit considéré à « énergie positive ». Il s'agit du label *BEPOS-Effinergie 2013* qui a été obtenu par quatre logements à ce jour (juillet 2014).

La vision des bâtiments à énergie positive s'inscrit dans la logique Négawatt[‡] qui s'appuie sur trois axes successifs de réduction de la consommation énergétique des bâtiments : 1-la sobriété énergétique, 2-l'efficacité énergétique et 3-l'intégration de systèmes de production d'énergie d'origine renouvelable. En transposant cette démarche à la performance énergétique des bâtiments, on peut situer les BBC à la frontière entre les points 2 et 3. Les bâtiments à énergie positive peuvent être perçus comme des bâtiments BBC pour lesquels l'efficacité énergétique a atteint un seuil d'optimisation auquel est associé un système énergétique capable de produire davantage d'énergie que ce qu'il consomme.

1.1.3.4 Marché de capacités

L'avènement des bâtiments à énergie positive conduit à la notion de bâtiment consommateur/-producteur d'énergie ce qui induit un développement des technologies capables d'effectuer cette interaction entre le système énergétique d'un bâtiment et du réseau d'échange d'énergie (essentiellement sous forme électrique) [Dar *et al.*, 2014 ; Voss *et al.*, 2010]. Ces échanges énergétiques nécessitent une modélisation en puissance de la production et des besoins énergétiques.

1.1.3.5 Conclusion

Les perspectives de développement à moyen terme sont nombreuses pour réduire la consommation énergétique des bâtiments. Bien que les bâtiments de demain seront probablement capables d'avoir un bilan énergétique annuel nul ou positif, ils auront toujours des besoins énergétiques (proches de ceux d'un BBC) qu'il faudra savoir quantifier au plus juste. La modélisation énergétique des bâtiments est un outil essentiel à la prédiction des appels de puissance (sous ses multiples formes). L'évolution des outils est présentée dans la partie suivante.

*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers : www.ashrae.org

†. Association Effinergie : www.effinergie.org/

‡. Association Négawatt : urlwww.negawatt.org

1.2 Evolution de la modélisation énergétique des bâtiments

La modélisation énergétique des bâtiments a pour objectif d'élaborer des outils de représentation de la réalité en vue d'une observation des phénomènes de transferts d'énergie au sein d'un bâtiment, tels que :

- la conduction au travers d'une paroi en une, deux ou trois dimensions,
- le rayonnement entre les parois ou avec l'extérieur (soleil, voûte céleste, albédo, etc.),
- les flux d'air entre zones d'un bâtiment,
- la production et la distribution de chaleur pour maintenir le bâtiment dans une plage de confort thermique (ce dernier point est au coeur du sujet de thèse).

La modélisation repose sur des postulats choisis par le développeur en fonction de l'objectif de l'étude et qui fixent les frontières du modèle.

La simulation est la résolution du modèle pouvant être réalisée sous différentes contraintes. Garnier [1995] a établi six niveaux d'abstraction en fonction de l'objectif de modélisation et de l'environnement de simulation : niveaux technique, physique, mathématique, algorithmique, numérique et informatique. Chaque niveau est contraint par les niveaux précédent et suivant, ce qui engendre une interaction forte entre un modèle (déterminé pour un objectif de modélisation précis) et sa simulation numérique (dans un environnement liant langage de programmation et méthode de résolution). Il en résulte un développement croissant d'outils de simulation pour le seul domaine de la simulation énergétique des bâtiments : plusieurs centaines d'environnements de simulation pour le bâtiment sont répertoriés par le département de l'énergie des États-Unis* [Crawley *et al.*, 2008].

1.2.1 Historique des environnements adaptés aux objectifs énoncés

Un historique des environnements de simulation énergétique des bâtiments présenté sur la Figure 1.7 a été établi de façon sommaire en distinguant quatre générations d'environnements suivant le cœur de leur approche initiale de modélisation [d'après les travaux de Clarke, 2001 ; Crawley *et al.*, 2008 ; Trčka et Hensen, 2010]. Des environnements représentatifs des générations présentées ont été précisés sur l'historique. Certains environnements, en particulier grâce aux évolutions successives des versions, sont valables pour des points mentionnés dans la génération ultérieure à celle qui leur est attribuée. Les objectifs de simulation originels ont prévalu dans le classement, et en particulier l'aptitude de l'architecture algorithmique à permettre une simulation dynamique et couplée du bâtiment et de son système énergétique.

1.2.2 Principales approches de modélisation actuelles

Au sein des 3^e ou 4^e générations, deux approches de modélisation peuvent être distinguées pour déterminer les consommations énergétiques du bâtiment :

1.2.2.1 Approche « classique »

Les règles énoncées dans l'HVAC 2 Toolkit [Brandemuehl *et al.*, 1993] établissent qu'un pas de temps de simulation supérieur à la dynamique de réponse des équipements permet une bonne prédiction de la consommation énergétique annuelle d'un bâtiment (non BBC) et ce pour des coûts de calculs acceptables. En conséquence, une modélisation quasi-statique des phénomènes en considérant une série de régimes permanents est jugée adaptée. Le pas de temps de simulation horaire est le plus utilisé. A l'instar des langages utilisés (Fortran, Basic, C++, etc.), l'approche de

*. http://apps1.eere.energy.gov/buildings/tools_directory/

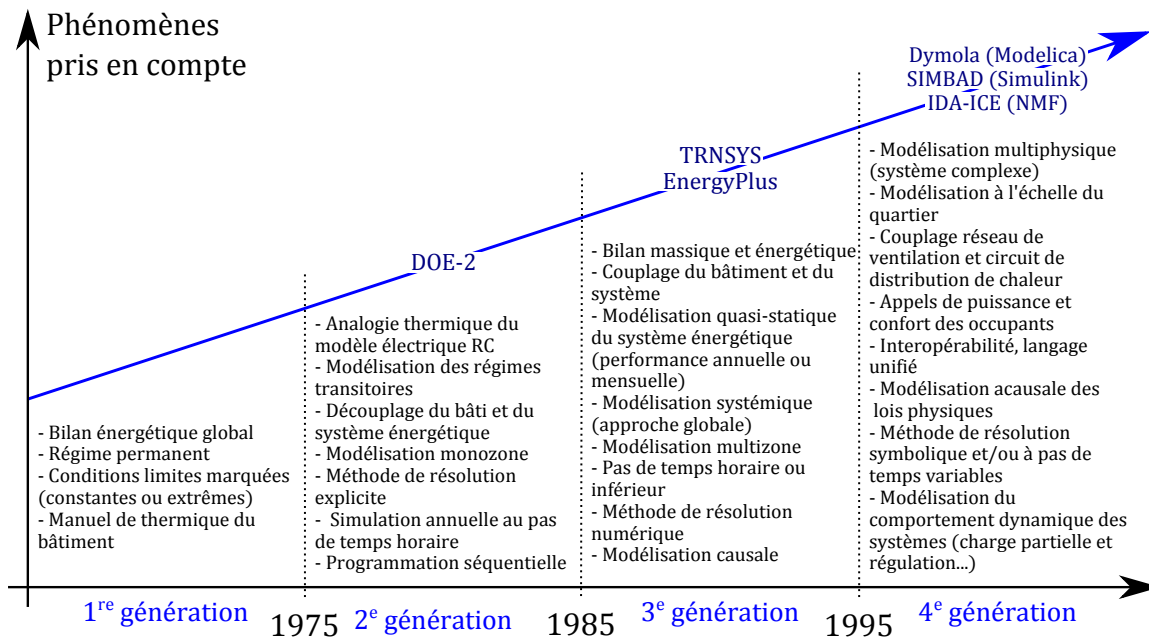


FIGURE 1.7 – Historique des environnements de simulation énergétique des bâtiments [d'après Clarke, 2001]

modélisation est procédurale (Figure 1.8) : un module détermine les besoins horaires du bâtiment en considérant que la température intérieure respecte la consigne, un deuxième module répartit les besoins sur les différents équipements, le dernier module détermine la consommation énergétique du bâti à partir de la performance horaire des équipements de génération de chaleur.

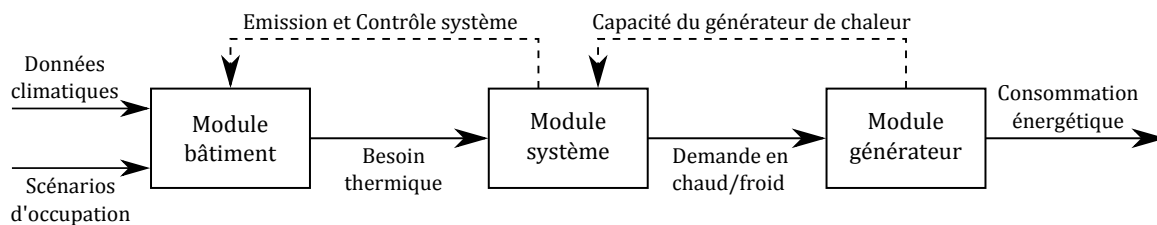


FIGURE 1.8 – Modélisation séquentielle pour résolution explicite à pas de temps fixe (classiquement horaire) [d'après ASHRAE, 2009]

La simulation de certains équipements nécessite un retour d'information entre deux modules. Ce "feedback" d'un module à un autre est représenté sous la forme de pointillés sur la Figure 1.8 : par exemple, EnergyPlus [Crawley *et al.*, 2001] réduit si besoin le pas de temps de calcul pour faire converger les besoins d'un bâtiment équipé d'un plancher chauffant qui participe à la fois au module « Bâtiment » et à celui « Système ». Toutefois, ces dispositifs ne sont pas toujours mis en place dans les outils de simulation [Jacobs et Henderson, 2002].

1.2.2.2 Approche par système d'équations

Certains langages de programmation permettent de coder les phénomènes physiques sous la forme de systèmes d'équations qui sont ensuite traduits par la machine pour une résolution algébrique et numérique. Les langages SPARK [Sowell *et al.*, 1989], NMF (Neutral Model Format

[Sahlin, 1996] et Modelica [Wetter, 2009] peuvent être cités comme langages basés sur les systèmes d'équations pour la simulation énergétique des bâtiments. Le langage SPARK est aujourd'hui peu utilisé (50 utilisateurs en 2014 *) mais a participé à l'essor de Modelica [Wetter *et al.*, 2008].

La résolution de ce type d'approche est réalisée en constituant un système de n équations à n inconnues à partir des équations constitutives des différents modèles de l'assemblage (voir Figure 1.9).

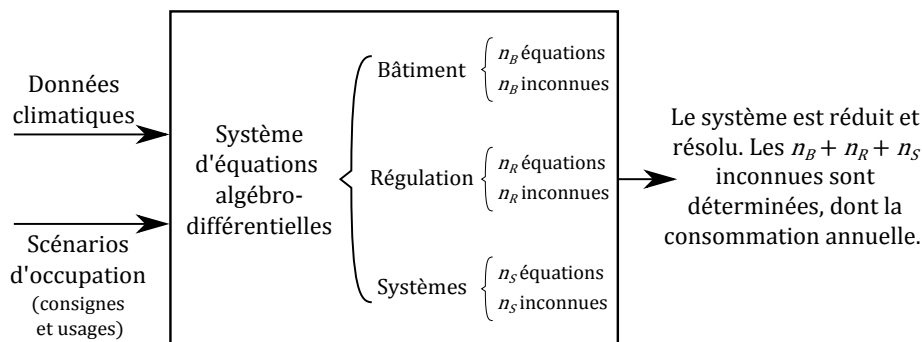


FIGURE 1.9 – Modélisation par système d'équations pour résolution implicite à pas de temps variable

Des traducteurs et des méthodes de résolution permettent le calcul de la solution du système d'équations algébro-différentielles à un pas de temps de simulation variable pour l'ensemble bâti/système.

Le couplage fort du bâti et du système énergétique est réalisé par la mise en place d'une régulation. Contrairement à la méthode « classique » qui considère des paquets d'énergie transitant d'un module à un autre suivant des pas de temps de simulation fixes (communément horaires), la résolution est réalisée ici en pilotant en boucle fermée le système énergétique afin de maintenir la température intérieure à la consigne. Plus la sollicitation est forte, plus le pas de temps de simulation est réduit pour réguler au mieux la température intérieure.

1.2.3 Perspectives de développement des outils de simulation

Les paragraphes précédents ont présenté l'essor important de la modélisation énergétique des bâtiments au cours des dernières décennies. Des travaux de recherche sur la modélisation des phénomènes à prendre en compte et le développement des plateformes de simulation semblent encore nécessaires pour mettre correctement à contribution les outils informatiques pour prévoir et/ou optimiser la consommation énergétique des bâtiments.

Duforestel *et al.* [2008] présentent quatre pistes de perspectives de développements pour les outils de simulation énergétique du bâtiment :

- **Modélisation adaptée aux faibles besoins** : « *la question du chauffage s'efface devant celle, plus complexe, du confort* », indiquant qu'il faut abandonner la modélisation par paquets d'énergie pour aller vers une modélisation intégrant les automatismes visant une fonction objectif (le confort). S'adapter aux faibles besoins passe également par l'utilisation d'un pas de temps infra-horaire, l'intégration de principes probabilistes (prise en compte de défauts possibles sur l'enveloppe ou la multitude des scénarios d'occupation), la modélisation thermo-mécanique de l'enveloppe et la modélisation thermo-aéraulique de l'air intérieur. Il

*. http://apps1.eere.energy.gov/buildings/tools_directory/

est également important de réaliser des processus de validation des modèles et de prendre en compte la durabilité des performances dans le temps.

- **Modélisation des nouvelles technologies performantes** : la nécessaire rénovation énergétique des bâtiments entrainera le développement de nouvelles technologies qui devront être modélisées et intégrées aux outils.
- **Transfert de compétences de modélisation vers les filières de conception** : malgré le fossé qui existe actuellement entre les équipes qui conçoivent les bâtiments et la communauté scientifique, les futurs outils de simulation doivent rapprocher ces deux entités. Pour appuyer cette proposition de Duforestel *et al.* [2008], on peut citer Hien *et al.* [2000] qui propose la notion de « *co-évolution* » entre le processus de conception du bâtiment et la simulation énergétique du bâtiment. Le transfert de compétences passe également par l'utilisation de modèles physiques ouverts et la mise en place de méta-modèles permettant de répondre à plusieurs besoins de simulations spécifiques en utilisant simultanément différents outils de simulation.
- **Mise en place de nouvelles échelles de modélisation** : la modélisation multi-physique des phénomènes pris en compte entraîne la nécessité d'une modélisation énergétique sur des échelles spatiales plus grandes.

Plus récemment, Wetter [2011] complète les points énoncés par Duforestel *et al.* [2008] en énonçant des solutions pratiques pour permettre de répondre à certaines perspectives présentées ci-avant. L'utilisation d'un langage orienté objet basé sur un système d'équations algébro-différentielles, tel que Modelica, permet

- **une résolution à pas de temps variable** pour la réduction du temps de calcul et la prise en compte de la régulation des systèmes énergétiques qui impacte leur performance énergétique globale.
- **une modélisation multi-domaines** pour que différentes expertises puissent collaborer ensemble, en vue par exemple de la représentation des nouveaux systèmes de plus en plus intégrés (façade active, PAC hybride, etc) nécessitant une prise en compte de différents domaines tels que la physique du bâtiment, la thermodynamique des systèmes, la régulation des équipements ou le traitement du signal.
- **une distinction modélisation et programmation** : la partie dédiée à la représentation physique des phénomènes par des expressions mathématiques et la partie dédiée à la logique de programmation du modèle en vue de sa résolution. Le transfert de compétences est plus lisible par un futur lecteur (développeur ou concepteur) ou en vue d'une retranscription dans un autre environnement de simulation.
- **la réduction du temps de développement** par l'acausalité des modèles et leur structure orientée-objet.

1.3 Modélisation des systèmes énergétiques adaptée à la simulation énergétique des BBC

Après avoir observé successivement l'évolution de la performance énergétique des bâtiments et l'avènement des BBC (Partie 1.1) puis l'évolution des outils de simulation en énergétique du bâtiment (Partie 1.2), cette partie a pour objet de poser la problématique de la thèse, à savoir : faire converger les développements de simulation énergétique des bâtiments vers les contraintes liées au changement du comportement énergétique des BBC.

1.3.1 Choix de l'environnement de modélisation

Le choix de l'environnement de simulation est directement lié aux objectifs de modélisation de l'étude qui sont la détermination de règles de modélisation des systèmes énergétiques dans les BBC. Une partie du travail consiste à déterminer si certains phénomènes non considérés dans les bâtiments existants doivent être modélisés dans les BBC, ou peuvent être négligés. Pour cela, il est nécessaire de choisir un environnement de simulation le moins limitant pour l'étude des différents phénomènes pouvant être pris en compte afin que si, dans certains cas, leur représentation n'influence pas la simulation, ils puissent être désignés comme négligeables.

En se basant sur les premières contraintes qui ont été établies dans la partie 1.1.2.2, le paragraphe ci-après présente les raisons qui ont mené à l'utilisation du langage Modelica pour ces travaux de recherche sur la modélisation des BBC.

L'approche séquentielle d'une modélisation « classique » (partie 1.2.2.1) repose sur l'assertion selon laquelle un pas de temps de simulation supérieur à la dynamique de réponse des équipements permet une bonne prédiction de la consommation annuelle. Or, nous avons vu que les apports « gratuits » (apports solaires et internes) ont un impact grandissant dans les BBC et doivent être pris en compte de façon plus détaillée. Ces apports ont des dynamiques très variées et certains de l'ordre de la minute correspondant à l'échelle de l'occupant. Ces sollicitations nécessitent de réduire le pas de temps de simulation du bilan énergétique au point de ne plus respecter l'assertion initiale car le pas de temps de simulation n'est plus supérieur à la dynamique des émetteurs tels que les planchers chauffants ou les radiateurs à eau (constante de temps autour de 10 min). L'approche « classique » ne semble donc plus adaptée aux BBC.

La simulation basée sur un système d'équations permet la simulation en boucle fermée des besoins du bâti et de la performance du système énergétique avec un pas de temps de simulation variable. Cela résout le problème évoqué par Jacobs et Henderson [2002, pp 6-3] selon lequel, qu'en absence de retours d'informations ("feedbacks") entre les modules de l'approche « classique » (Figure 1.8), la capacité des installations peut ne pas atteindre les besoins du bâtiment sans conséquence sur le bilan énergétique et le confort des occupants. Il existe donc un biais de modélisation important ne pouvant plus être négligé. Le choix de l'environnement de simulation se porte donc sur un outil de simulation muni de méthodes de résolution à pas de temps variable du couple bâti/système.

La simulation en boucle fermée du bâti et des systèmes énergétiques engendre des questions sur la nécessité de modéliser de la régulation des systèmes. Bien que l'ASHRAE Handbook Fundamentals 2009 [ASHRAE, 2009] fasse le bilan que la plupart des plateformes de simulation considèrent le contrôle comme négligeable puisque la dynamique de régulation n'avait que des impacts mineurs sur la prédiction de la consommation énergétique [Miller, 1980], Wilkinson et Olmsted [2012] font le constat qu'une mauvaise régulation peut considérablement diminuer la performance d'un système et donc influencer la consommation énergétique du bâtiment. Wetter

[2009] démontre que la modélisation de la régulation est désormais essentielle dans les outils de simulation énergétique des bâtiments et que le langage Modelica est très adapté aux travaux de recherche nécessaires au développement de la nouvelle génération d'outils de simulation énergétique des bâtiments.

Une première étude est mise en place pour quantifier l'impact de la modélisation de la boucle de régulation par rapport à l'approche « classique ». A partir d'un unique modèle de bâtiment, les deux approches ont été modélisées sous Modelica en évaluant le besoin de chauffage annuel :

- en sommant les paquets d'énergie horaires de besoin de chauffage du bilan énergétique en considérant la température intérieure comme une donnée d'entrée (20°C) (approche « classique ») ;
- en intégrant les appels de puissance d'un émetteur parfait (efficacité de 100% et sans inertie) en réponse à un régulateur PI (proportionnel intégral) sur la température intérieure dont la valeur objectif est 20°C (modélisation en boucle fermée que nous appellerons « systémique »).

Le bâtiment considéré est une maison individuelle de 100 m² avec prise en compte des apports internes d'une famille de quatre personnes. L'isolation du bâtiment est dégradée petit à petit pour évaluer l'impact de la prise en compte de la régulation pour des bâtiments ayant des besoins annuels de chauffage plus ou moins grands (Figure 1.10).

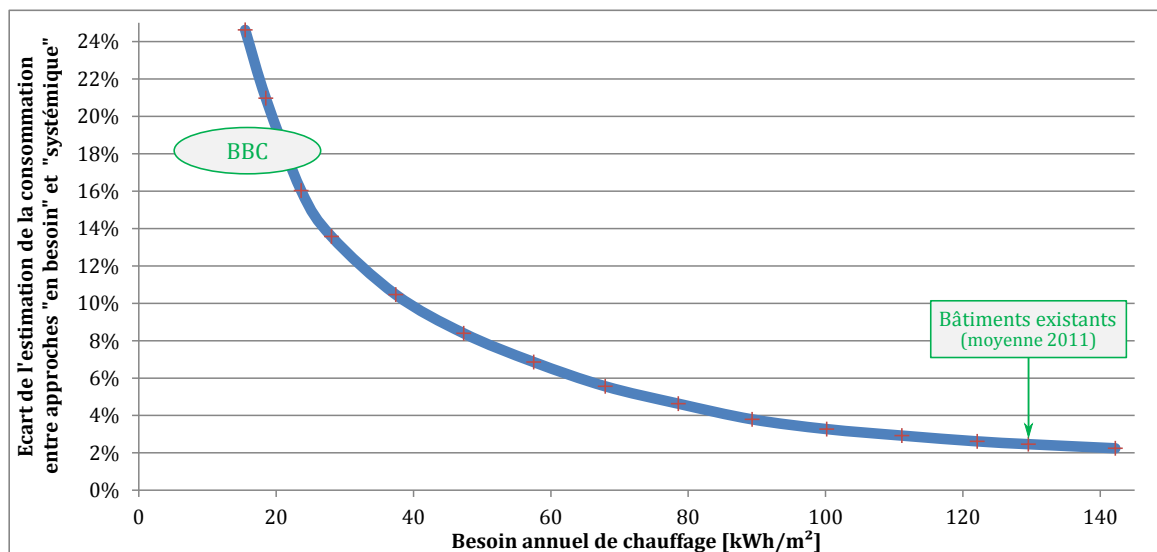


FIGURE 1.10 – Écart de l'estimation de la consommation entre l'approche « classique » et une modélisation en boucle fermée du bâtiment et de son système énergétique

La Figure 1.10 met en évidence que l'absence de la prise en compte de l'effet de la régulation entraîne une augmentation exponentielle de l'erreur de l'estimation du besoin réel de chauffage pour les BBC.

L'erreur est de l'ordre de 2-3 % pour les bâtiments existants (environ 130 kWh/m².an^{*}). Pour un BBC (environ 50 kWh/m².an[†]), le chauffage représente moins d'un tiers de la consom-

*. La consommation annuelle de chauffage en énergie finale de l'ensemble du parc résidentiel rapportée à sa surface = 130 kWh/m² en 2011 en France. La part de chauffage représente les deux tiers de la consommation énergétique, ce qui donne un besoin moyen du parc existant de 186 kWh/m².an en France. [CEREN, 2013]

†. Le seuil de consommation d'un BBC est compris entre 40 et 65 kWh/m².an en fonction de régions climatiques. On retrouve l'ordre de grandeur d'une division par un facteur 4 donnée par la définition générique vis-à-vis

mation totale, soit un besoin moyen de l'ordre de 20 kWh/m².an pour un système énergétique ayant un rendement de 1 et ratio entre énergie finale et énergie primaire de 1. L'erreur associée à la non prise en compte de la régulation dans les BBC est supérieure à 20%.

L'approche « classique » n'est donc plus adaptée à la simulation énergétique des bâtiments ayant de faibles consommations de chauffage.

Les résultats des simulations sont donnés dans le Tableau 1.1. Les puissances maximales de chauffage sont également fournies afin de faire un parallèle avec l'étude de l'augmentation des pics de puissance dans les BBC présentée dans la partie 1.1.2.2 [Greslou *et al.*, 2013].

En considérant le besoin annuel de 130 kWh/m² comme besoin de référence (représentatif de la moyenne du parc de bâtiments existants en France), on peut observer l'évolution relative de la diminution de la consommation vis-à-vis de la puissance maximale appelée.

Approche "classique"		Modélisation de la régulation en boucle fermée				Ecart de consommation entre les approches
Consommation annuelle (C) [kWh/m ²]	$C / C_{réf}$	Puissance maximale (P) observée [W]	$P / P_{réf}$	Consommation annuelle (C) [kWh/m ²]	$C / C_{réf}$	
142	0.9	6308	0.9	139	0.9	2.2%
<i>réf.</i> 130	1.0	5878	1.0	126	1.0	2.5%
122	1.1	5620	1.0	119	1.1	2.6%
111	1.2	5250	1.1	108	1.2	2.9%
100	1.3	4877	1.2	97	1.3	3.3%
89	1.5	4495	1.3	86	1.5	3.8%
79	1.6	4107	1.4	75	1.7	4.6%
68	1.9	3703	1.6	64	2.0	5.6%
58	2.3	3294	1.8	54	2.4	6.9%
47	2.7	2906	2.0	43	2.9	8.4%
37	3.5	2560	2.3	34	3.8	10.5%
28	4.6	2317	2.5	24	5.2	13.6%
24	5.5	2140	2.7	20	6.4	16.0%
18	7.0	1902	3.1	15	8.6	21.0%
15	8.4	1752	3.4	12	10.8	24.6%

TABLEAU 1.1 – Résultats de simulation entre l'approche « classique » et une modélisation en boucle fermée du bâtiment et de son système énergétique

Notons que dans un BBC, la diminution par un facteur 10 de la consommation annuelle de chauffage ne représente qu'une division par 3 de la puissance maximale appelée. Autrement dit, si l'on considère uniquement le chauffage, la consommation énergétique de 10 bâtiments BBC est égale à celle d'un unique bâtiment existant ; mais en puissance, ces 10 bâtiments peuvent appeler une puissance totale de plus de 17 kW alors que le bâtiment existant n'aurait appelé au maximum que 6 kW. Cette considération basée sur les chiffres du Tableau 1.1 est représentée graphiquement sur la Figure 1.11.

L'observation des appels de puissance permet d'établir le dimensionnement de l'installation énergétique. Une étude approfondie de la méthode de dimensionnement dans les BBC basée sur la résolution à pas de temps est élaborée dans la thèse. L'utilisation d'un pas de temps variable vis-à-vis d'un pas de temps fixe de courte période s'explique par le fait que certaines dynamiques nécessitent des pas de temps de l'ordre de la minute (régime transitoire de mise en marche), ce qui entraînerait un temps de calcul démultiplié pour la résolution à pas de temps fixe contre un pas de temps ponctuellement plus dense pour la résolution à pas de temps variable.

L'estimation des appels de puissance dans la simulation énergétique des bâtiments est donc indispensable et l'utilisation d'un outil de modélisation à pas de temps variable, comme le permet de la consommation énergétique du bâtiment existant donnée ci-avant.

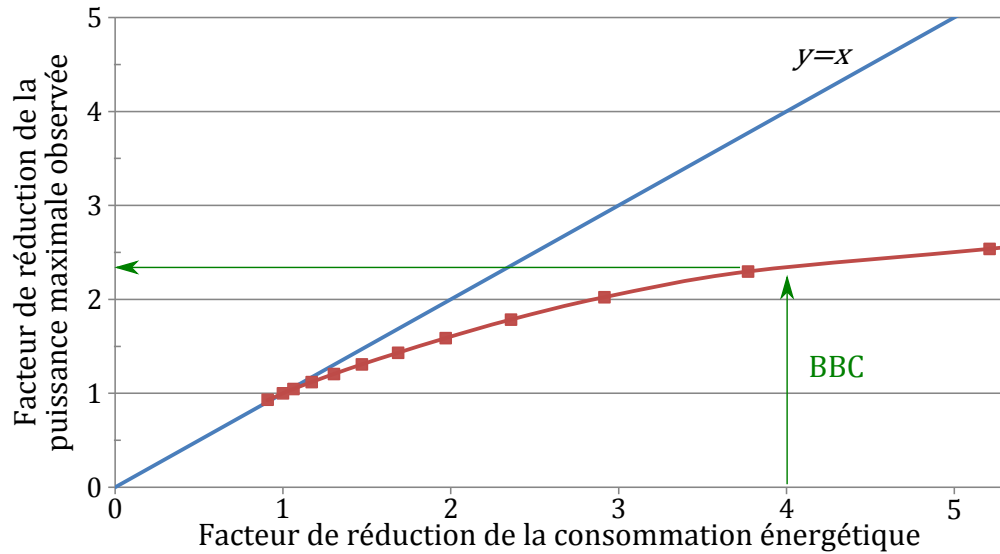


FIGURE 1.11 – Augmentation des effets de pointe de la puissance maximale appelée dans les BBC

Modelica, est essentielle à l'identification des phénomènes à prendre en compte dans la modélisation des BBC.

Brièvement, Modelica est un langage de modélisation orienté-objet, déclaratif et multi-domaine basé sur un système d'équations. La notion de langage multi-domaine correspond au fait que Modelica est multi-physique (électricité, mécanique, thermique, etc.) et est capable d'intégrer des logiques de régulation diverses (à l'échelle des équipements ou de la gestion thermique du bâtiment en réalisant une simulation temps réel). Cette pluridisciplinarité est particulièrement adaptée au sujet de la thèse qui se situe à la frontière de la thermique du bâtiment, l'énergétique et l'automatisme des systèmes.

Pour plus d'informations sur les avantages de Modelica pour la simulation énergétique des bâtiments, voir [Felgner *et al.*, 2002], [Hensen *et al.*, 2004], [Tittlein, 2008], [Sodja et Zupančič, 2009] et [Wetter, 2011].

1.3.2 Objectifs de la thèse

La partie précédente a mis en évidence la nécessité de la modélisation en boucle fermée d'un bâtiment avec son système énergétique, et l'utilisation d'un langage basé sur un système d'équations tel que Modelica. Le réexamen de la modélisation des systèmes énergétiques couplés aux bâtiments BBC passe donc par une approche systémique : la consommation énergétique est appréhendée dans la globalité de son environnement pour identifier les mécanismes qui n'apparaissent pas en faisant la somme de ses parties. L'objectif de la thèse est d'évaluer dans quelle mesure cette approche de modélisation doit être mise en place et quels en sont les avantages et limites.

L'étude de ces phénomènes est réalisée en deux temps :

1. la modélisation des équipements énergétiques
2. la simulation d'assemblages couplant bâtiment et système énergétique

L'évaluation des modèles sera entrepris en suivant le compromis présenté par Trčka [2008] sur

le niveau de complexité à adopter suivant l'objectif de modélisation (Figure 1.12).

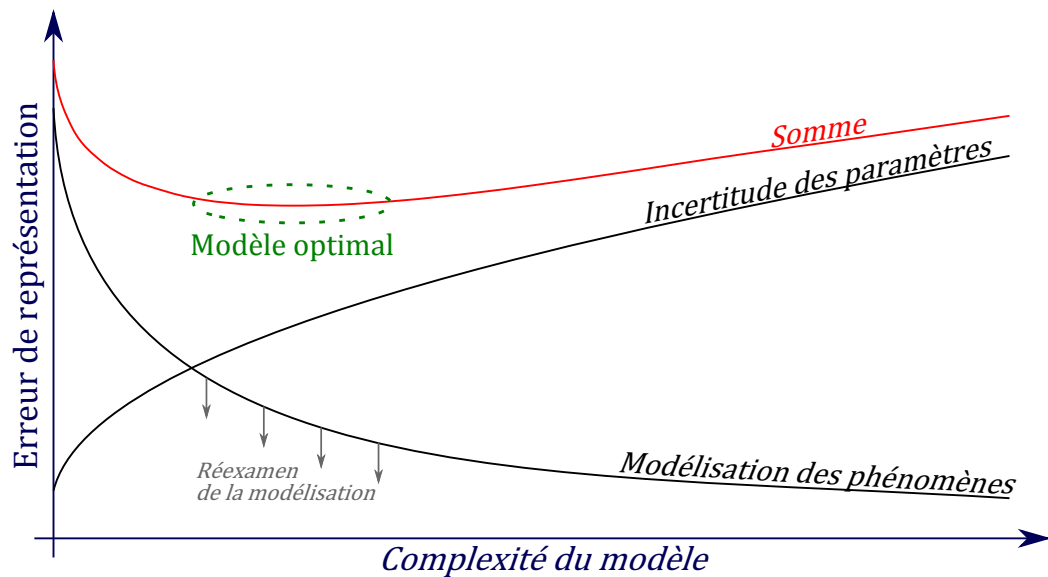


FIGURE 1.12 – Évolution de l'erreur d'un modèle en fonction de sa complexité [d'après Trčka, 2008]

Trčka [2008] suppose qu'il existe un modèle optimal suivant l'objectif de simulation qui minimise à la fois l'erreur issue des incertitudes liées à l'estimation des paramètres d'entrée et celle issue du biais lié à une abstraction de la modélisation de certains phénomènes. Les modèles développés dans la thèse viseront à se placer au niveau de complexité proche du "modèle optimal" tout en profitant de la modélisation dynamique pour réduire l'erreur liée à la représentation des phénomènes. La modélisation adaptée à la simulation en boucle fermée devra concilier précision du calcul et limitation du temps ingénieur (paramétrage et calculs)

L'étape de modélisation des équipements* (Chapitre 2) est réalisée en respectant l'approche systémique nécessitant une inter-connexion forte entre les modèles (équipements entre eux et avec leur système de contrôle) et en adéquation avec la résolution à pas de temps variable. Dans le cadre de la thèse, l'objectif de modélisation est l'estimation annuelle de la consommation énergétique d'un bâtiment BBC par l'évaluation de la performance globale d'un système énergétique et des appels de puissance générés par celui-ci. Sous cet objectif, les contraintes des bâtiments BBC nécessitent un réexamen des modèles basés sur une approche quasi-statique.

La seconde partie de la thèse est dédiée à la simulation de systèmes énergétiques complets (génération, distribution et émission de chaleur), à partir des modèles développés dans la première partie. L'approche systémique permettra d'évaluer la performance de l'installation énergétique du bâtiment dans sa globalité (bâtiment et système de ventilation inclus). L'observation de différents phénomènes au sein de ces installations énergétiques visent à déterminer des *Règles de modélisation pour les systèmes de production et de distribution dans les BBC*.

Par *Règles de modélisation* est entendu un ensemble de bonnes pratiques à respecter pour

*. Équipement énergétique : composant d'un système énergétique complet. Par exemple, un système énergétique sur boucle d'eau est principalement composé d'un équipement d'émission (radiateur) et d'un équipement de génération de chaleur (chaudière) qui sont modélisés séparément et de façon modulaire, puis sont assemblés pour composer le système complet

réaliser une modélisation adaptée à la simulation annuelle d'un bâtiment ayant de faibles consommations énergétiques. Ces bonnes pratiques pourront concerner, par exemple :

- Les phénomènes physiques à prendre en compte et ceux pouvant être négligés
- La dynamique de simulation
- Une aide au choix de modèle, fonction des objectifs de l'étude et des données disponibles sur les équipements en vue du paramétrage
- L'adéquation à la plateforme de simulation

Dans le cadre de la thèse, ces règles sont destinées à la modélisation de la production et la distribution de chaleur dans les BBC et s'appliqueront donc :

- Aux équipements de chauffage/rafraîchissement, ventilation et de leurs auxiliaires,
- Aux systèmes énergétiques entiers par assemblage,
- A la représentation du mode de régulation,
- A l'interaction entre le système énergétique et le type de bâti.

Objectifs de la thèse et méthodologie employée :

L'objectif est de déterminer les bonnes pratiques pour la modélisation des systèmes énergétiques dans les bâtiments à basse consommation d'énergie qui possèdent un comportement énergétique différent des bâtiments existants, nécessitant un réexamen de la modélisation comme la mise en place d'une approche systémique du couple bâti/système.

La thèse s'articule en deux chapitres principaux :

- Chapitre 2 : développement de modèles adaptés aux BBC sous respect de deux contraintes de modélisation 1-développer des modèles adaptés à la simulation en boucle fermée, et 2-concilier précision du modèle et limitation du temps ingénieur (paramétrage et simulation)
- Chapitre 3 : étude de l'interaction bâti/système pour vérifier la pertinence des choix de modélisation dans la simulation énergétique de bâtiments BBC.

La conclusion générale synthétisera les méthodes pouvant être employées et les leçons retenues pour développer une modélisation adaptée des systèmes énergétiques pour les bâtiments BBC, pouvant parfois s'énoncer sous la forme de *Règles ou recommandations de modélisation*.

Au vu de la diversité des systèmes énergétiques dans le bâtiment, nous avons réalisé une étude préliminaire visant à sélectionner quelques bouquets de systèmes selon deux critères principaux : qu'ils soient 1-adaptés aux BBC, et 2-représentatifs de la diversité des systèmes (en particulier, au niveau de leur dynamique).

1.4 Choix de bouquets énergétiques "BBC"

Il existe à ce jour une grande diversité de systèmes énergétiques couplant génération, distribution, émission de chaleur, production d'eau chaude sanitaire, ventilation, voire de stockage de chaleur ou de production d'électricité décentralisée. Afin de hiérarchiser la modélisation des systèmes énergétiques, le travail de recherche a débuté par l'élaboration d'une typologie des systèmes énergétiques selon leur dynamique et s'est concrétisé par la définition de « bouquets » types tant pour les maisons individuelles que pour les bâtiments de bureaux.

La typologie présentée dans ce document se base sur un état de l'art des systèmes énergétiques existants et fait appel aux critères énoncés ci-après pour sélectionner les bouquets de solutions énergétiques adaptés à des bâtiments à basse consommation d'énergie (BBC) en maisons individuelles dans le secteur résidentiel et pour des bâtiments de bureaux dans le secteur tertiaire. Les critères qui ont été identifiés sont :

- La performance énergétique du produit (rendement, émission CO₂, ACV...)
- Les produits estampillés « BBC » sur le marché
- La réelle diffusion ou l'implantation de ces produits sur le marché du neuf ou dans les bâtiments labellisés « BBC » en s'appuyant sur des études statistiques ou par des retours d'expérience : observatoire Efficergie*, observatoire interne BBC EDF, études CEREN†...

Les deux derniers critères indiquent indirectement si ces produits peuvent passer la barrière technico-économique et au sein de quel bouquet énergétique.

On s'intéresse aux équipements ci-après adaptés aux bâtiments ayant une consommation conforme aux exigences de la réglementation thermique de 2012 (RT 2012) :

- La génération de chaleur pour le chauffage (et le rafraîchissement pour les bâtiments de bureaux)
- La production d'eau chaude sanitaire (ECS)
- Les systèmes de ventilation

1.4.1 Bouquets énergétiques pour le secteur résidentiel

Le parc résidentiel est décomposé en deux catégories d'habitat : les maisons individuelles et les logements collectifs. En 2012, la part de Français vivant en maison individuelle est de 67% (58% au niveau européen)[‡], le choix des bouquets énergétiques pour le parc résidentiel s'est donc porté sur ceux adaptés aux maisons individuelles BBC. De nombreux bouquets et résultats de simulation sont valables pour les logements collectifs.

1.4.1.1 Typologie des systèmes

Les BBC nécessitent une production de chaleur pour le chauffage à plus basse puissance du fait de leur meilleure isolation. Les équipements de chauffage évoluent fortement pour produire plus efficacement, à des puissances plus faibles mais aussi en couplant différents postes. Le Tableau 1.2 recense les équipements de chauffage adaptés aux maisons individuelles BBC et indique s'ils sont adaptés (ou adaptables) à la production d'ECS ou à la ventilation.

Pour lire ce tableau, prenons l'exemple d'une pompe à chaleur (PAC) Air/Eau. C'est un système thermodynamique utilisant l'air comme source de chaleur. Dans le cas d'un équipement

*. www.observatoirebbc.org

†. www.ceren.fr/stats/stat1.aspx

‡. INSEE, Recensement 2012

CHAPITRE 1. DÉVELOPPEMENT DES BBC ET RÉEXAMEN DE LA MODÉLISATION DES SYSTÈMES ÉNERGÉTIQUES

		Sources		Couplage				Emission		
				ECS	Ventil.	Appoint	Révers.	Direct	RHT/ VCV	PC/RBT / VCV
JOULE	Convecteur	Electricité	Réseau ou auto-consommation ENR	N	N	N	N	X		
THERMODYNAMIQUE	PAC Eau/Eau	Sol	Géothermie verticale	O	N	N	O			X
			Géothermie horizontale	O	N	N	O			X
		Eau	Boucle sur plan d'eau	O	N	N	O			X
			Sur nappe phréatique	O	N	N	O			X
			Soleil (/Pluie/Vent...)	O	N	O/N	O/N			X
	PAC Eau/Air	Identiques à la PAC Eau/Eau		N	O	N	O	X		
	PAC Air/Eau	Air	Air extérieur	O/N	O/N	O	O			X
			Sur puit canadien	O/N	O/N	O/N	O			X
			Sur air extrait	N	O	O/N	O			X
	PAC Air/Air	Air	Air extérieur	N	O/N	O	O	X		
			Sur puit canadien	O/N	O/N	O/N	O	X		
			Sur air extrait	N	O	O/N	O	X		
	Double-flux thermodynamique	Air	Sur air extrait	N	O	O/N	O	X		
	Système 3 en 1 (4 en 1)	Air	Sur air extrait	O	O	O/N	N (O)	X		
	PAC à moteur thermique	Air, Sol ou Eau + Gaz ou Fioul		O/N	O/N	O/N	O			X
	PAC à absorption	Air, Sol ou Eau + Gaz ou Fioul		O/N	O/N	O/N	O			X
	PAC hybride	Air + Gaz ou Fioul		O/N	O/N	N	O		X	X
	PAC à adsorption	Soleil + Gaz ou Fioul		O/N	N	N	O		X	X
COMBUSTION	Inserts sans turbine	Bois	Bûches	N	N	O/N	N	X		
	Inserts avec turbine		Bûches	N	O/N	O/N	N	X		
	Chauffage à granulés		Granulés	N	O/N	O/N	N	X		
	Chaudière à combustibles		Granulés/Bûches/etc.	O	N	N	N		X	X
	Ch. basse température	Gaz ou Fioul		N	N	N	N			X
	Ch. haut rendement			O	N	N	N		X	X
	Ch. à condensation			O	N	N	N		X	X
	Ch à comb. pulsatoire			O	N	N	N		X	X
	Chaudière électrogène	Gaz, Fioul ou Bois		O	N	N	N		X	X
SOLAIRE	Système Solaire Combiné	Solaire	Stockage ballon d'eau	O	N	O	N			X
	Plancher Solaire Direct		Stockage plancher	O	N	O	O/N			X
	Autres systèmes déjà cités		Intégré	O	O/N	O/N	O/N		X	X

Légende :

- > Les systèmes à effet JOULE rassemblent les convecteurs électriques, les panneaux rayonnants, les radiateurs à accumulation (solide ou fluide caloporteur) et les parois chauffantes rayonnantes telles que les planchers électriques.
- > Les systèmes THERMODYNAMIQUES puisent la chaleur de l'environnement proche du système (sol, air ou eau) suivant un cycle thermodynamique comprenant le plus souvent une compression mécanique (électrique).
- > Les systèmes à COMBUSTION produisent de la chaleur par combustion d'énergie fossile ou de bois. Le générateur le plus utilisé est la chaudière (Ch.) qui utilise une boucle hydraulique pour la distribution de la chaleur produite.
- > Les systèmes SOLAIRES sont souvent intégrés à des générateurs ne subissant pas d'intermittence. Si utilisé seul, il est couplé à un système de stockage.
- > ECS, la production d'eau-chaude sanitaire est réalisable à partir du système de chauffage
- > Ventil., la ventilation de l'habitat est incluse dans le système de chauffage
- > Appoint, certains systèmes nécessitent un appoint supplémentaire (O/N : suivant le type de région ou usage)
- > Révers., le système est réversible et peut rafraîchir durant l'été
- > Direct, le générateur de chaleur incut le système d'émission
- > RHT, Radiateur Haute Température (> 50°C)
- > PC/RBT, Plancher Chauffant et Radiateur Basse Température
- > VCV, Ventilo-Convecteur (ou batterie à eau chaude si intégré à la ventilation)

TABLEAU 1.2 – Typologie des systèmes énergétiques adaptés aux maisons individuelles BBC : recensement des combinaisons génération/émission de chaleur, production d'ECS et ventilation

utilisant l'air extérieur, il peut fournir de la chaleur pour la production d'ECS suivant la zone géographique (O/N). Ces équipements peuvent être combinés à la ventilation mais il s'agit alors davantage d'un système sur air extrait (O/N). Il est parfois plus économique d'avoir un appoint électrique en cas de températures très basses (O). Ces équipements sont réversibles (O) et sont, à ce jour, à basse température donc les systèmes d'émission peuvent être des planchers chauffants, des radiateurs ou des ventilo-convecteurs basse température.

1.4.1.2 Choix des bouquets représentatifs

A partir de la typologie réalisée, quatre bouquets énergétiques représentatifs des combinaisons possibles ont été choisis :

- La première étape a consisté à définir les systèmes les plus utilisés en veillant à avoir des technologies performantes : hygro B et double flux pour la ventilation, plancher chauffant

- et radiateurs pour les émetteurs [Dumay, 2010 ; Effinergie, 2013]
- Ces émetteurs ont été associés aux systèmes de production adéquats d'après le tableau de synthèse (typologie de systèmes en maison individuelle).
 - Ensuite les bouquets techniques (production, émission, ECS, ventilation) ont été constitués par ajustement des critères. En particulier, d'après l'étude des parts de marché des équipements installés dans les bâtiments BBC à ce jour [Effinergie, 2011], tels que :
 - Les systèmes hygroréglables de type B et les systèmes double-flux
 - Les PAC air/eau et les chaudières à condensation pour le chauffage
 - Les planchers chauffants et les radiateurs à eau pour les émetteurs
 - Les équipements de production d'ECS utilisant l'énergie solaire
 - La réglementation RT2012 restreint également le nombre de bouquets, en imposant pour le résidentiel la présence d'au moins un système ENR (PAC pour l'ECS, solaire thermique, PV)

Les quatre systèmes proposés pour les maisons individuelles sont :

1. **PAC air/eau + Plancher chauffant + hygro B + ECS solaire/Joule**, choisi pour son adéquation avec les bouquets énergétiques installés à ce jour dans les BBC et un retour sur investissement acceptable pour le client [Martinlagardette, 2011].
2. **Chaudière gaz à condensation + Batterie sur flux d'air + double-flux + ECS solaire (appoint électrique ou gaz)**, choisi également pour son adéquation avec les bouquets énergétiques installés à ce jour dans les BBC. Le choix d'un chauffage aéraulique provient du fait que l'on pourrait penser que les besoins réduits dans les BBC rendent disproportionnés et dispendieux l'installation d'un réseau hydraulique avec un radiateur de très faible puissance par pièce, d'autant plus qu'un réseau aéraulique est déjà mis en place avec le système double-flux. Cependant, comme l'attestent les études sur les parts de marché, les systèmes hydrauliques sont particulièrement appréciés en Europe et les bouquets Générateur d'eau chaude sur échangeur en flux d'air sont peu commercialisés à ce jour.
3. **Système 3 en 1 : PAC air/air + double-flux + ECS thermodynamique**, ce système multifonction est très largement répandu en Suisse et en Allemagne dans les « maisons passives » sous les labels Minergie et Passivhaus.
4. **Chaudière à granulés + Radiateur + hygro B + ECS solaire thermique**. Portés par une image d'énergie à bas carbone, des solutions bois innovantes sont proposées comme équipements de chauffage.

1.4.2 Bouquets énergétiques pour le secteur tertiaire

Le secteur tertiaire regroupe un grand nombre de catégories de bâtiments : toutes les structures n'ayant ni un usage industriel, ni une fonction résidentielle. Dans notre étude, la seule catégorie des bâtiments de bureaux est considérée car c'est une sous-catégorie assez homogène et étant la plus énergivore (en France 25,2 % de la consommation du secteur tertiaire, viennent ensuite les bâtiments dédiés au Commerce (23,0%) puis les catégories moitié moins consommatrices : Santé, Enseignement, Hôtellerie-restauration, Sport-loisirs-culture ; d'après les chiffres de 2010 du CEREN [2013]).

1.4.2.1 Typologie des systèmes

La typologie des systèmes adaptés aux bâtiments de bureaux BBC est présentée sous la forme de deux tableaux présentant dans un premier temps les couples générateur/émetteur selon leur inertie, puis l'interaction des couples retenus avec le type de ventilation.

Le premier tableau intitulé « Couplage et inertie de production et d'émission pour les bâtiments de bureaux » (Tableau 1.3) s'organise de façon à mettre en évidence l'association d'équipement d'émission de chaud (et leur système de génération associé) avec des équipements d'émission de froid (avec leur système de génération associé). Les couplages réalisables sont indiqués par :

- une plume dans le cas d'un émetteur ayant une faible inertie
- un poids dans le cas d'un émetteur ayant une forte inertie
- une plume et un poids pour l'association d'un émetteur chaud faiblement inerte avec un émetteur froid fortement inerte (et vice et versa)

Cette information sert à qualifier les bouquets pour les comparer et évaluer l'importance de la dynamique dans leur modélisation. Les émetteurs dépendent de systèmes de génération de chaleur qui sont regroupés suivant le vecteur de distribution de chaleur :

- **Génération de chaud**
 - Émission directe par effet Joule,
 - Eau chaude haute température par chaudières (gaz, bois, etc) ou réseaux de chauffage urbain,
 - Eau chaude basse température (autour de 30-50°C) par les chaudières à condensation ou pompes à chaleur aérauliques ou géothermiques.
- **Génération de froid**
 - Pas de système de rafraichissement dans le bâtiment
 - Par eau rafraichie (12-20°C) issue de systèmes tels que les tours de refroidissement, le geocooling ou le puisage sur nappe
 - Par eau glacée (inférieure à 12°C) produite par des systèmes thermodynamiques fonctionnant en mode froid (groupe frigorifique) ou issue d'un réseau urbain de froid
 - Par un système thermodynamique (split, armoire de climatisation, etc.)
- **Génération réversible (chaud/froid)**
 - Les systèmes thermodynamiques à eau produisant de l'eau chaude en période de chauffe et de l'eau glacée pour le refroidissement l'été.
 - Les systèmes thermodynamiques à fluide caloporteur avec des unités intérieures fonctionnant en condenseur et en évaporateur. Le système le plus représentatif est le DRV (Débit de Réfrigérant Variable).
 - Les systèmes à dessiccation.

Les équipements d'appoint ne sont pas intégrés à ce tableau.

1.4. CHOIX DE BOUQUETS ÉNERGÉTIQUES "BBC"

Légende Génération Chaud Réversible Froid Emission Bouquets climatiques Emetteur mixte chaud/froid à faible inertie Emetteur mixte chaud/froid à forte inertie Bouquet climatique constitué d'un émetteur chaud à forte inertie et faible pour le froid									
PAC géothermique, sur boucle d'eau, à ad/absorption, Thermofrigopompe, Trigénération, Réseau urbain	Batterie terminale et poutre froide active	Ventilo-convecteur	Paroi rayonnante	Dalle active et plancher réversible	DIVERS	Système à détente directe			
						Evaporateur dans flux d'air	Unité intérieure		
Eau glacée : groupe froid, PAC (air/eau), réseau de froid, système à ad/absorption solaire	Batterie terminale et poutre froide active	Ventilo-convecteur	Dalle active et plancher réversible	Paroi rayonnante	Poutre froide passive	Système à détente directe (split, DRV ...)			
						Evaporateur dans flux d'air	Unité intérieure		
Sans système froid dédié	Batterie terminale et poutre froide active	Ventilo-convecteur	Dalle active et plancher réversible	Paroi rayonnante	Poutre froide passive	Système à détente directe (split, DRV ...)			
						Evaporateur dans flux d'air	Unité intérieure		
Effet joule	Batterie terminale et poutre froide active	Ventilo-convecteur	Dalle active et plancher réversible	Paroi rayonnante	Poutre froide passive	Système à détente directe (split, DRV ...)			
						Evaporateur dans flux d'air	Unité intérieure		
Eau chaude : - chaudière - bois(/gaz/fioul), PAC à ad/absorption, cogénération - réseau de chaud - chaudière BT, à condensation - PAC géothermique, hybride, gaz, air/eau	Batterie terminale et poutre froide active	Ventilo-convecteur	Dalle active et plancher réversible	Paroi rayonnante	Poutre froide passive	Système à détente directe (split, DRV ...)			
						Evaporateur dans flux d'air	Unité intérieure		
Batterie terminale (résistance électrique)	Ventilo-convecteur	Convecteur/Panneau rayonnant	Batterie terminale et poutre froide active	Ventilo-convecteur	Radiateur	Système à détente directe (split, DRV ...)			
						Evaporateur dans flux d'air	Unité intérieure		
Plancher chauffant	Dalle active et plancher chauffant réversible	Paroi rayonnante	Batterie terminale et poutre froide active	Ventilo-convecteur	Radiateur	Système à détente directe (split, DRV ...)			
						Evaporateur dans flux d'air	Unité intérieure		
Dalle active et plancher chauffant réversible	Paroi rayonnante	Batterie terminale et poutre froide active	Ventilo-convecteur	Radiateur	Plancher chauffant	Système à détente directe (split, DRV ...)			
						Evaporateur dans flux d'air	Unité intérieure		
Paroi rayonnante	Batterie terminale et poutre froide active	Ventilo-convecteur	Dalle active et plancher réversible	Paroi rayonnante	Poutre froide passive	Système à détente directe (split, DRV ...)			
						Evaporateur dans flux d'air	Unité intérieure		

TABLEAU 1.3 – Typologie des systèmes énergétiques adaptés aux bâtiments de bureaux BBC : couple générateur/émetteur et inertie

A partir du Tableau 1.3, les différents couplages de la génération de chaud avec (ou non) la génération de froid ont été listés afin de les associer avec les systèmes de ventilation adaptés aux bâtiments de bureaux dans Tableau 1.4 [Effinergie, 2011].

	Génération chaud ↙↙	Emission chaud ↙	Génération froid ↘	Emission froid ↘↘	Ventilation				
					Simple flux	Distribution hydraulique		Distribution aéraulique (DAC/DAV)	
						Double flux avec échangeur ou thermodynamique	Batterie(s) de pré-conditionnement	Double flux avec échangeur ou thermodynamique	Batteries chaude et/ou froide (CTA)
Atteinte de la consigne de température du local	J + BT							X	
	J + CV					X			
	EC + BT							X	X
	EC + VCV	X				X	X		
	EC + R	X				X	X		
	EC + PC	X				X	X		
	J + BT + EG + BT							X	X
	J + BT + DX + BT							X	X
	J + BT + DX + UI							X	
	J + VCV + EG	X				X			
	J + CV + EG + BT							X	
	J + CV + EG + PF	X				X			
	EC + BT + EG							X	X
	EC + BT + DX + BT							X	X
	EC + BT + DX + UI							X	X
	EC + VCV + EG	X				X	X		
	EC + R + EG + PF	X				X	X		
	EC + R + DX + UI	X				X	X		
	EC + PC + DX + UI	X				X	X		
	EC + PR + EG	X				X	X		
	EC + DA + EG	X				X	X		
	Erev + BT							X	X
	Erev + VCV	X				X	X		
	Erev + PR	X				X	X		
	Erev + DA	X				X	X		
	DXrev + UI	X				X			
	PAC sur boucle d'eau	X				X	X		
	Divers							CTA sans BT (J ou EC, et/ou EG)	
								Système à dessiccation	

Légende :

J : effet Joule
EC : eau chaude
ER : eau rafraîchie
EG : eau glacée
Erev : eau chaude/rafraîchie issue d'une production réversible
DX/DXrev : système à détente directe en froid/réversible

BT : batterie terminale et poutre froide active
CV : convecteur ou panneaux rayonnants
VCV : ventilo-convecteur
R : radiateur à eau
PC : plancher chauffant
PF : poutre froide
UI : unité intérieure
DA : dalle active et plancher chauffant réversible

Chauffage uniquement

Chauffage et refroidissement

TABLEAU 1.4 – Typologie des systèmes énergétiques adaptés aux bâtiments de bureaux BBC : combinaisons entre génération et émission de chaleur, production d'ECS et ventilation

On distingue différents systèmes de ventilation pour les bâtiments de bureaux :

- Simple flux, seule une unité d'extraction régule les flux de ventilation. Cette régulation peut être :
 - autorégulée afin de fixer le débit de renouvellement d'air quel que soit l'écart de pression entre le bâtiment et le milieu extérieur.
 - régulée de façon à fixer des débits d'air neuf différents suivant des scénarios de présence du personnel dans les locaux
 - modulée, en adaptant le débit de renouvellement d'air suivant le nombre de personnes réellement présentes dans le bâtiment. Ces systèmes permettent de respecter au mieux les débits d'air minimum afin de réduire au maximum les déperditions thermiques par la

ventilation.

- Les systèmes de ventilation réalisant un pré conditionnement thermique de l'air neuf complétés par une distribution hydraulique pour atteindre la température de consigne. Ces systèmes sont également appelés systèmes « air+eau ». Le pré-conditionnement thermique dans la CTA est effectué à l'aide d'échangeurs air/air (à plaques ou rotatifs), sol/air (dans le cas de puits climatiques, dont ceux hydrauliques), de batteries chaude et froide alimentées par un générateur extérieur ou encore à l'aide d'une PAC sur air extrait.
- Les systèmes dits « tout air » qui régulent la température intérieure par la seule distribution aéraulique. On retrouve le plus souvent les systèmes de pré-conditionnement cités ci-dessus couplés à des batteries terminales.

1.4.2.2 Choix de bouquets représentatifs

Suite à la constitution des deux tableaux synthétiques sur le couplage des équipements de production, d'émission et de ventilation, un choix de 4 bouquets énergétiques a été établi pour les bâtiments de bureaux. La démarche est similaire à celle entreprise pour le choix des bouquets adaptés aux maisons individuelles. On adopte les mêmes critères d'adéquation au BBC, à savoir la performance énergétique du produit et sa diffusion dans les bâtiments existants labellisés « BBC ».

La sélection se fait en 3 temps. Une première étape est basée uniquement sur le Tableau 1.3. A partir de la notion d'inertie forte (poids) ou faible (plume) du système de génération en chaud et en froid, certains bouquets de génération chaud + génération de froid + émetteur(s) associé(s) sont retenus. Une deuxième étape basée sur le Tableau 1.4 associe le système de ventilation aux systèmes de génération retenus. Une dernière étape vient ajouter des critères de sélection pour limiter le nombre de bouquets à 4 (numérotés à partir de 5 pour les distinguer de ceux établis pour les maisons individuelles) :

6. **Convecteur électrique + Double-flux**, représentatif d'un bouquet dédié à un bâtiment de plein pied ou R+1 à forte inertie. L'étude pourra amener à développer des règles quant aux problèmes de rafraîchissement sans appareil dédié durant l'été (cas des zones CE1 dans la RT2012). Le chauffage électrique est une solution technique représentant plus d'un tiers du marché des systèmes de chauffage. Les systèmes double-flux sont également les équipements les plus utilisés dans le marché de la ventilation.
7. **PAC géothermique + Dalles actives + Simple flux**, représentatif d'un bouquet à faible dynamique (inertie de la dalle active) dédié à un bâtiment de 5 à 6 étages. Le choix d'une ventilation simple-flux a été favorisé par l'absence de faux-plafonds. L'étude pourra amener à développer des règles quant à la régulation d'émetteurs très inertes ou encore sur les technologies de ventilation simple-flux (auto-réglable, automatique ou modulée).
8. **DAV : PAC air/eau + Batterie terminale**, système à Débit d'Air Variable pouvant être installé sur un bâtiment de tout type ayant par exemple une structure légère. L'étude pourra amener à développer des règles quant au couplage de la ventilation avec le chauffage et aux effets multizones Est/Ouest pour observer les inhomogénéités thermiques du bâtiment dus aux apports solaires.
9. **DRV + Simple flux**, système réversible à Débit de Réfrigérant Variable qui se décline en une large gamme de produits.

Chapitre 2

Développement de modèles adaptés aux BBC et règles retenues

Le réexamen nécessaire de la modélisation en BBC a été introduit dans le Chapitre 1. Le langage Modelica a été choisi pour son adéquation à la simulation simultanée du bâti et de son système énergétique, par la résolution à pas de temps variable d'un système d'équations algébro-différentielles. Le présent chapitre présente le développement de certains modèles de systèmes énergétiques constitutifs des bouquets énergétiques retenus à la fin du Chapitre 1.

Le développement des modèles a été réalisé dans un cadre systématique comprenant deux **objectifs** de simulation généraux :

- mettre en place une modélisation systémique des bâtiments BBC et de leur système énergétique,
- réaliser un réexamen de la modélisation permettant de réduire les deux sources d'erreurs pouvant intervenir dans la simulation énergétique des bâtiments : le niveau de prise en compte des phénomènes et l'incertitude liée au paramétrage des modèles ;

qui sont mis en place d'après deux **critères** :

- développer des modèles adaptés à la simulation en boucle fermée,
- concilier précision du modèle et temps ingénieur (paramétrage et calculs) ;

pour répondre aux **questions** de la représentation de phénomènes propres à la modélisation des systèmes énergétiques dans les BBC tels que :

- modélisation dynamique,
- faibles besoins, faibles puissances,
- part de la consommation des auxiliaires,
- faible température de la boucle de chauffage,
- mode de contrôle des équipements,
- les phénomènes liés aux nouvelles technologies d'équipements présents dans les BBC ;

et selon une **démarche** ordonnée :

- étude bibliographique des phénomènes régissant le système étudié et des modèles existants dans la littérature et dans les outils de simulation énergétique des bâtiment,
- le développement du modèle en respectant les points évoqués ci-dessus,
- la mise en place d'études permettant d'établir des recommandations sur la modélisation du système modélisé (différentes méthodes sont employées telles que l'inter-comparaison entre modèles, les analyses de sensibilité ou la comparaison avec des données expérimentales).

Dans un premier temps, le langage Modelica et l'environnement de simulation Dymola [1996] sont présentés au travers de la description de la modélisation d'une maison individuelle.

Ensuite, quelques modèles d'équipements énergétiques sont décrits et/ou développés. Ils ont été choisis pour mettre en avant de façon progressive les règles de modélisation retenues pour le développement de modèles adaptés à la simulation énergétique des bâtiments à basse consommation d'énergie :

- un modèle de PAC air/air fonctionnant en tout-ou-rien mettant en lumière ce qu'implique le passage d'une modélisation à pas de temps de simulation horaire à celle à pas de temps variable,
- un modèle de plancher chauffant illustrant comment la simulation simultanée du bâtiment et de son système facilite la modélisation des systèmes énergétiques intégrés à l'enveloppe (famille des parois actives),
- un modèle de chaudière à condensation montrant comment l'intégration de certains phénomènes physiques habituellement négligés permet une meilleure estimation de la consommation annuelle et comment une analyse de sensibilité exhaustive permet de réduire les erreurs liées au paramétrage d'un modèle,
- une comparaison des approches de modélisation d'une PAC air/air à vitesse variable avec des données expérimentales.

2.1 Modèle de bâtiment : présentation de l'environnement de simulation

L'environnement de simulation utilisé dans cette thèse est Dymola [Dymola, 1996], basé sur le langage Modelica. Cet environnement est présenté ici par le biais d'un modèle de maison individuelle typique du parc résidentiel français pour éclairer le lecteur peu familier avec cet environnement. Il s'agit d'un bâtiment de 100 m² bien isolé intégrant des masques solaires proches pour chacune des fenêtres à partir des composants de la bibliothèque *BuildSysPro* [Plessis *et al.*, 2014] et sont présentés sur la Figure 2.1, à savoir :

- l'air ambiant représenté un nœud d'air homogène
- quatre murs (représentatifs de chacune des orientations cardinales) modélisés de façon multicouche (détails ci-après),
- les vitrages associés, et les flux radiatifs les traversant,
- un plafond associé à des combles bien isolés par le biais d'un coefficient proposé dans la RT2005,
- les infiltrations d'air et les ponts thermiques,
- la circulation d'air avec l'extérieur (débit d'infiltration ou exfiltration par ventilation et/ou infiltration).

Le plancher, pouvant être couplé avec des systèmes énergétiques, est traité en-dehors du modèle de bâtiment pour faciliter l'assemblage des composants et leur régulation.

L'approche orientée-objet du langage Modelica permet la constitution de modèles par assemblage de sous-modèles élémentaires grâce à l'interface graphique présentée sur la Figure 2.1. L'échange d'informations entre les modèles peut être réalisé par des variables classiques entrée/sortie (cas des données climatiques alimentant le modèle de masques solaires) ou par des "connecteurs physiques" combinant des variables physiquement complémentaires afin de mettre à profit

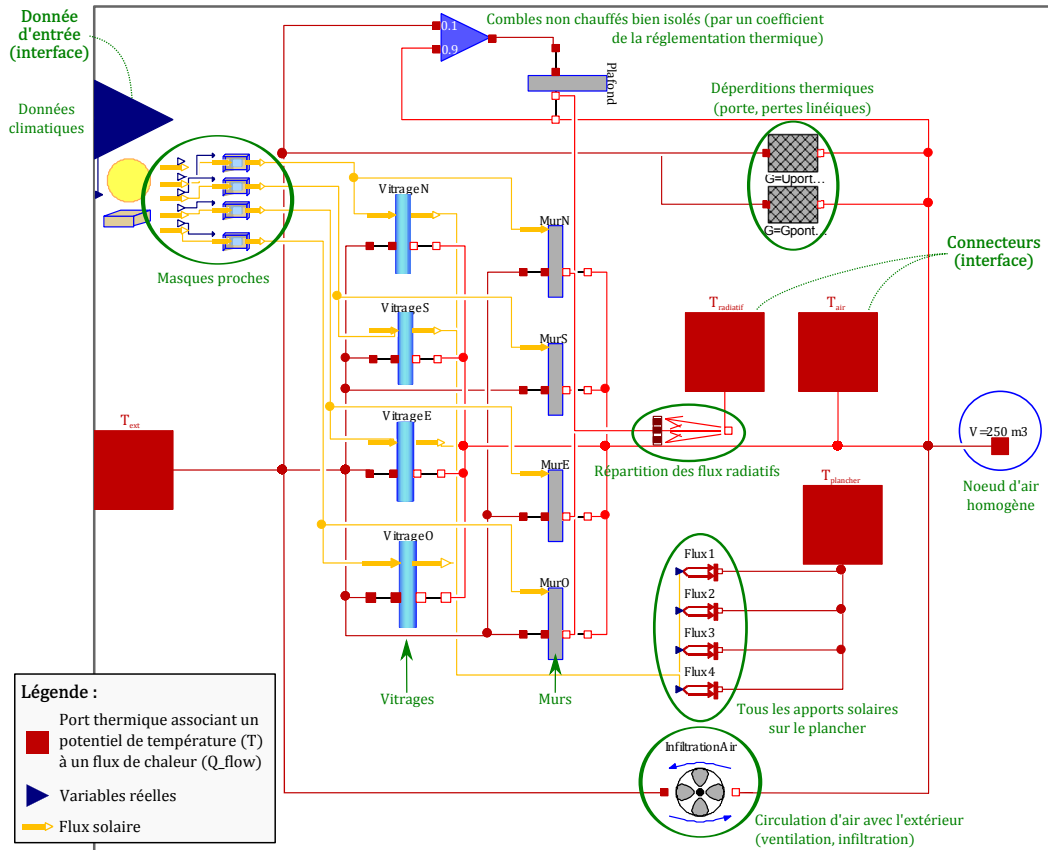


FIGURE 2.1 – Composition du modèle de la maison individuelle sous Dymola

l'acausalité* du langage basé sur un système d'équations.

La modélisation thermique des bâtiments réalisée sous Modelica utilise des connecteurs de "ports thermiques" définis par un vecteur de deux variables associant un potentiel (la température T) et un flux (la chaleur Q_{flow}). Pour le modèle de maison individuelle (Figure 2.1), l'interface est réalisée par quatre ports permettant de faire interagir le bâti avec son environnement : un port sur l'air extérieur, un port sur le nœud d'air intérieur, un port pour les échanges radiatifs avec les parois et un port pour injecter les flux solaires sur le plancher.

A titre d'exemple, ces ports sont utilisés pour la modélisation des transferts thermiques au travers d'une paroi caractérisée par une résistance thermique, R [W/K], et une capacité thermique, C [J/K], déterminées à partir des caractéristiques du matériau considéré. La Figure 2.2 présente la modélisation d'une maille élémentaire d'une paroi. Son icône indique qu'il s'agit d'un dipôle thermique (ports A et B). Le modèle peut être construit d'après l'assemblage (à gauche) constitué d'une capacité et de deux résistances thermiques. L'environnement de simulation voit cet assemblage comme un système d'équations : Equation 2.1[†].

Les trois premières équations du système représentent les deux résistances thermiques (de valeur $R/2$) et la capacité thermique. La quatrième équation est établie par la connexion des ports thermiques reliant les résistances et la capacité ; ce qui impose l'égalité des température et

*. l'égalité d'une équation est valable dans les deux sens. Par exemple, l'équation des gaz parfait peut être rédigée $PV = nRT$ et si l'inconnue est la température, l'environnement transformera le système d'équation pour que T soit affectée de la valeur issue du calcul $\frac{PV}{nR}$. L'acausalité offre une plus grande interopérabilité des modèles.

†. Le système d'équations a été simplifié en imposant une convention de signe pour présenter permettre une vision plus globale du système en minimisant le nombre de variables présentées.

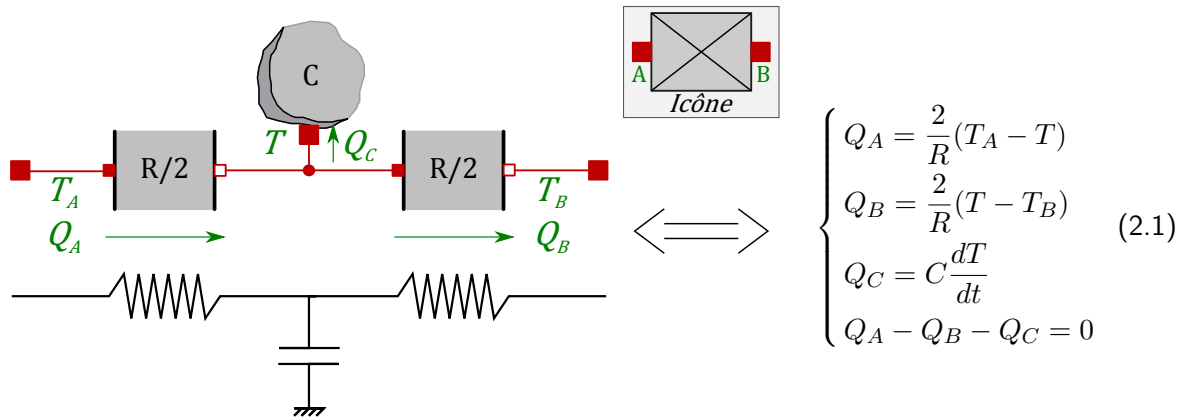


FIGURE 2.2 – Modèle de maille d'une paroi - Représentation équivalente entre Interface graphique Modelica / Analogie Électrique / Code Modelica basé sur un système d'équations

la nullité de la somme des flux de chaleur (d'après les conventions fixées sur l'assemblage).

Le modèle est donc un système de 4 équations et 6 inconnues. En connectant le dipôle à des ports pour lesquels soit la température soit le flux de chaleur sont connus, le système d'équation comporte alors 6 équations et 6 inconnues et peut donc être résolu. Lors de la traduction du système d'équations par l'environnement de simulation, les inconnues du système sont identifiées et calculées à partir des variables connues.

Différents méthodes de résolution du système d'équations algébro-différentielles (solveurs) sont disponibles dans Dymola. Le choix de l'algorithme d'intégration dépend de l'adéquation de la méthode de résolution avec le système d'équation [Dymola, 2013] :

- **Le calcul des points de restitution.** Les points de sortie sont déterminés par le maillage des résultats que l'utilisateur souhaite obtenir. Pour les solveurs ayant un pas de temps variable*, les données de sorties peuvent être déterminées soit en forçant la résolution du système d'équations aux instants fixés par le maillage de sortie, soit par une interpolation des résultats aux points souhaités (on parle alors de *dense outputs algorithms*). Tous les solveurs proposés dans Dymola sont paramétrés par défaut sous cette seconde méthode de restitution.
- **Le nombre d'évènements du système.** Lors de discontinuités dans la simulation liées soit à des évènements temporels (scénario d'occupation) soit à des évènements sur les états des variables (test sur une température de déclenchement), le système d'équations différentielles est réinitialisé. Cette réinitialisation demande un temps de calcul supplémentaire variable en fonction de la méthode de résolution. Les solveurs multi-pas (*multi-step algorithms*) calculent le système d'équations à l'instant t à partir des points à plusieurs instants antérieurs (antécédents), ce qui nécessite un temps plus long à l'initialisation (mais permet une meilleure efficacité en-dehors de ces périodes d'initialisation). Il est alors conseillé d'utiliser des solveurs à un seul antécédent pour des simulations ayant de nombreux évènements, telles que les méthodes de Runge-Kutta [Butcher, 1987] (solveurs *Esdirk* dans Dymola).
- **L'ordre d'intégration du système.** Si le système comportent des dérivées importantes, les pas de temps de simulation seront courts et des algorithmes ayant un ordre d'intégration réduit seront plus efficaces. L'ordre d'intégration peut être fixe (*Esdirk23a*, *Esdirk34a*, *Esdirk45a* respectivement d'ordre 3, 4 et 5) ou variable (*DASSL* [Petzold, 1982] ou *Cvode*

*. Dymola propose également des solveurs à pas de temps fixe (*Euler* et *Rkfix*) mais n'étant pas en adéquation avec l'objectif de modélisation, ils ne seront pas présentés.

[Cohen et Hindmarsh, 1995])

- **La « raideur » du système.** Le système est dit raide s'il existe des signaux "longs" et "rapides" simultanément. Dans ce cas, le solveur doit savoir gérer le choix du pas de temps et la stabilité du système. Les solveurs proposés ci-dessus en sont capables dans la mesure d'une combinaison acceptable entre le type de solveur, la tolérance désirée et le modèle.

Le choix de la méthode de résolution n'est pas chose évidente et le manuel d'utilisation de [Dymola, 2013, Vol. 1] synthétise les différents solveurs et préconise d'en tester plusieurs si besoin.

La maille élémentaire présentée permet de constituer un modèle de paroi multicouches en chainant les ports thermiques des mailles un à un. Le modèle de parois est alors également représenté par un dipôle ayant pour paramètres l'épaisseur, le nombre de mailles à considérer et ses matériaux constitutifs (briques, plâtres, etc.).

L'utilisation de briques élémentaires permet une compréhension graphique des phénomènes mais le nombre de variables du modèle (qui sont toutes calculées) peut croître très fortement : dans le modèle présenté en exemple, il y a 7 ports thermiques soit 7 variables de températures alors que seule 3 températures sont identifiées. Dans la pratique, le modèle de paroi multicouches n'est pas réalisé par assemblage tel qu'il est présenté ici. Il est intégralement codé par un système d'équations afin d'optimiser le code.

Pour plus d'informations sur la constitution de modèles sous Modelica, un modèle de ballon de découplage est présenté en Annexe A.1 incluant l'intégralité du code Modelica (déclaration des variables et système d'équations) ; pour les modèles de base de thermique de bâtiment, voir aussi Felgner *et al.* [2002], Wetter [2006] et Plessis *et al.* [2014].

2.2 PAC air/air tout ou rien – Qu’implique un modèle dynamique ?

Les pompes à chaleur (PAC) air/air sont des machines jouant à la fois le rôle de générateur et d'émetteur de chaleur. Cet équipement va permettre d'évaluer quels sont les avantages et les limites quand on passe de l'approche « classique » (partie 1.2.2.1) par paquets d'énergie horaire à une approche dynamique considérant les appels de puissance entre le bâti et son système de chauffage contrôlé par une régulation en boucle fermée (partie 1.2.2.2).

Les PAC air/air à vitesse de compresseur fixe (fonctionnement en tout-ou-rien) sont des technologies dont la modélisation est bien établie dans la littérature (voir [Blervaque *et al.*, 2012] en Annexe F). Deux modèles empiriques représentatifs l'un de l'approche classique et l'autre systémique ont été identifiés et sont comparés à un modèle de référence (modèle physique détaillé). Chacune des approches de modélisation est présentée dans une première partie, puis la méthode de comparaison est définie afin de présenter dans une dernière partie les résultats.

2.2.1 Modèle empirique quasi-statique

Les modèles quasi-statiques considèrent le fonctionnement de la PAC comme une séquence de régimes établis sur un pas de temps donné (Figure 2.3). Les modèles à pas de temps horaire appartiennent à cette famille. Ce sont les modèles qui sont classiquement utilisés dans la simulation des bâtiments.

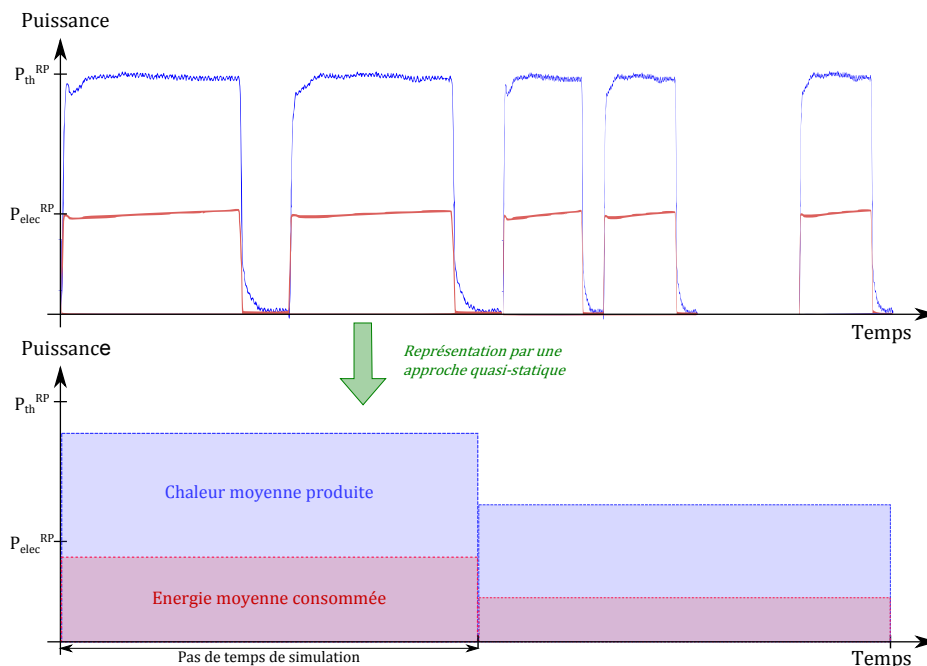


FIGURE 2.3 – Représentation quasi-statique de données expérimentales

Ce sont des modèles empiriques, ou semi-empiriques, qui calculent les puissances fournies et les coefficients de performance moyens sur le pas de temps de simulation à partir des caractéristiques nominales qui sont dégradées suivant :

- les températures aux sources [York *et al.*, 1981 ; Marchio et Filfli, 2003],
- les besoins (cyclage et niveau de charge) [Henderson *et al.*, 2000 ; O'Neal et Katipamula, 1991],
- les conditions de fonctionnement de la PAC (givrage...) [Miller, 1982 ; Kaygusuz, 1994].

Le modèle retenu dans la famille quasi-statique est un modèle horaire polynomial pour une PAC air/air fonctionnant en tout ou rien nécessitant 3 points de fonctionnement : températures nominales, limite basse et limite haute. La puissance thermique fournie, P_{th} , et la puissance électrique appelée, P_{elec} , par la machine fonctionnant à pleine charge en régime permanent sont fonction des températures extérieures et intérieures (Equation 2.2) :

$$\begin{aligned} P_{th} &= P_{th}^{nom} \times [1 + D1 \times (T_{ext} - T_{ext}^{nom}) + D2 \times (T_{int} - T_{int}^{nom})] \\ P_{elec} &= P_{elec}^{nom} \times \frac{P_{th}}{P_{th}^{nom}} \times \left[1 + C1 \times \left(\frac{T_{ext}}{T_{int}} - \frac{T_{ext}^{nom}}{T_{int}^{nom}} \right) + C2 \times \left(\frac{T_{ext}}{T_{int}} - \frac{T_{ext}^{nom}}{T_{int}^{nom}} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (2.2)$$

Avec $C1$, $C2$ et $D1$, $D2$, des coefficients définis à partir de 3 points de fonctionnement minimum issus de données constructeurs : $(T_{ext}^{nom}, T_{int}^{nom})$, $(T_{ext}^{max}, T_{int}^{min})$ et $(T_{ext}^{min}, T_{int}^{max})$.

Les modèles quasi-statiques sont utilisables pour des pas de temps de calcul largement supérieurs à celui de la période transitoire de la machine. Pendant ce pas temps de calcul, la machine peut être en fonctionnement pour des durées variables en fonction du besoin du bâti. L'approche quasi-statique considère la quantité d'énergie globale à fournir. La charge partielle n'est pas un fonctionnement à vitesse réduite du compresseur mais le rapport entre la quantité d'énergie que doit fournir la machine sur le pas de temps de simulation par rapport à l'énergie qu'elle aurait pu fournir en fonctionnant à pleine charge toute la durée du pas de temps.

Le ratio de charge partielle nommé $\overline{PLR}$ * (part load ratio, $\frac{\text{Charge réelle}}{\text{Pleine charge}}$) modifie la puissance électrique appelée afin de prendre en compte les phénomènes suivants :

- **le cyclage de la machine** Chaque démarrage et arrêt de la machine entraîne des phases transitoires lors desquelles la performance de la machine est dégradée. A partir de la connaissance des phénomènes transitoires des climatiseurs, Henderson *et al.* [2000] proposent d'utiliser un coefficient de dégradation horaire appelé PLF (part load factor, $\frac{\text{Consommation réelle}}{\text{Conso. en pleine charge}}$) pour déterminer cette détérioration. Pour la détérioration de la performance liée au cyclage de la machine, le PLF est donné par l'équation 2.3 :

$$PLF_{cycle} = 1 - \beta \times (1 - e^{-1/\beta}) \text{ avec } \beta = 4\tau N_{max} \left(1 - \frac{\overline{PLR}}{PLF_{cycle}} \right) \quad (2.3)$$

Avec τ , la constante de temps de mise en régime de la machine (en s) et N_{max} , le nombre de démarrages maximum sur le pas de temps de simulation (en s^{-1} †).

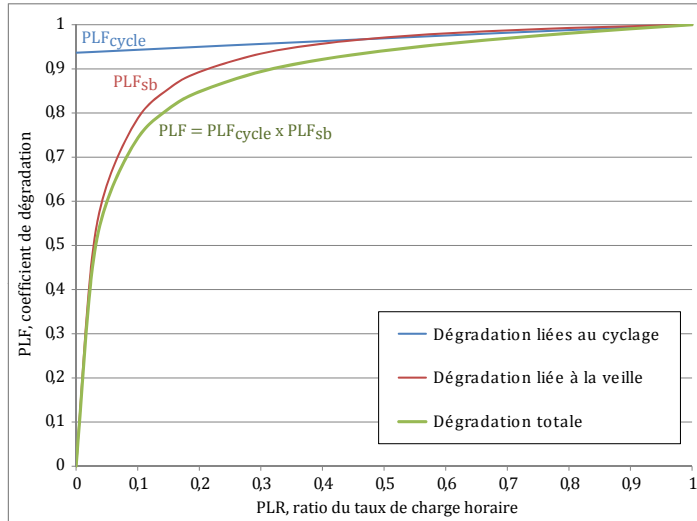
- **la consommation de veille** Lorsque la PAC est éteinte, il existe une puissance de veille prise en compte dans l'équation 2.4 par l'utilisation du paramètre α qui représente le ratio de puissance de veille sur la puissance nominale de la machine. D'après Henderson *et al.* [2000], cette valeur varie entre 1% et 3%.

$$PLF_{sb} = \frac{\overline{PLR}}{\alpha + \overline{PLR}(1 + \alpha)} \quad (2.4)$$

Pour déterminer la performance de la machine, il faut multiplier la puissance thermique calculée dans l'équation 2.2 par les deux facteurs PLF_{cycle} et PLF_{sb} et par le pas de temps de simulation correspondant. L'évolution de ces coefficients de dégradation en fonction du taux de charge est donnée en figure 2.4. Les valeurs des paramètres d'entrée sont $\tau = 19 s$, $N_{max} = 3 \text{ cycles/h}$ et $\alpha = 3 \%$. Une étude de sensibilité sur ces valeurs est donnée dans [Henderson *et al.*, 2000].

*. Cette variable est marquée d'une barre supérieure pour indiquer qu'il s'agit ici d'une valeur moyenne horaire.

†. N_{max} est usuellement en cycles/h , il doit être converti pour être dans une unité homogène à τ


 FIGURE 2.4 – PLF_{cycle} , PLF_{sb} et PLF en fonction du taux de charge $\overline{PLR}$

2.2.2 Modèle empirique dynamique

Les modèles dynamiques considèrent les phénomènes transitoires de la PAC. Ils sont intégrés dans la boucle fermée de la régulation de la température intérieure dans laquelle les phases de marche et d'arrêt sont explicites (Figure 2.5).

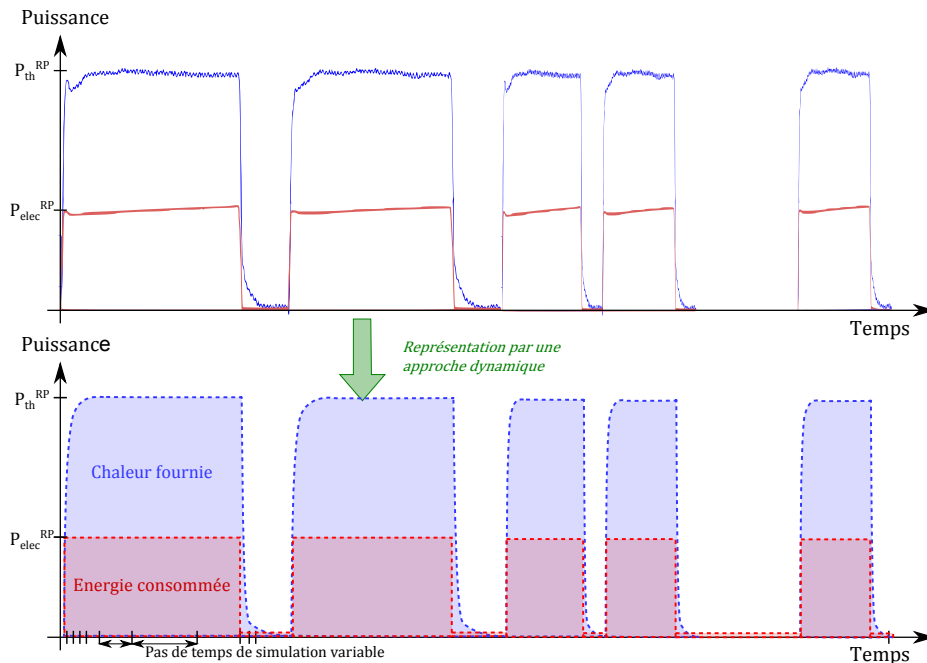


FIGURE 2.5 – Représentation dynamique de données expérimentales

Un modèle empirique dynamique a été développé spécifiquement. Il détermine les performances de la machine en régime établi à partir des corrélations utilisées pour le modèle quasi-statique (Équations 2.2). En complément, des équations différentielles déterminent les phases transitoires de la machine. Goldschmidt et Hart [1980] ont proposé un modèle à une constante de temps. Cette approche a été validée par Murphy et Goldsmith [1979] qui proposent des valeurs de 0,32

et 0,47 minutes respectivement pour les modes chaud et froid. La puissance calorifique fournie est donnée par l'Équation 2.5 dans laquelle τ est la constante de temps de la machine :

$$P_{th} = P_{th}^{RP} \times (1 - \exp(-\frac{t}{\tau})) \quad (2.5)$$

La consommation d'électricité est considérée sans constante de temps, c'est d'ailleurs à ce moment là que le COP est dégradé car la caractéristique de la puissance fournie est un premier ordre alors que la puissance appelée est un échelon [O'Neal et Katipamula, 1991 ; Henderson et Rengarajan, 1996]. Lors des phases d'arrêt de la PAC, la puissance électrique est égale à la puissance de veille de la machine, comme présenté dans l'Équation 2.6.

$$P_{elec} = \begin{cases} P_{elec}^{RP} & \text{pendant les périodes de marche} \\ \alpha \times P_{elec}^{nom} & \text{pendant les périodes d'arrêt} \end{cases} \quad (2.6)$$

2.2.3 Comparaison des deux approches

Les deux approches de modélisation utilisent les mêmes équations pour la détermination de la performance en fonction des températures des sources chaudes et froides. Elles diffèrent sur la représentation de la dynamique de fonctionnement. L'inter-comparaison entre modèles à partir d'un modèle de référence a été choisi afin d'avoir une base commune pour le paramétrage et la possibilité d'une comparaison entre les trois modèles sur une année entière.

2.2.3.1 Modèle de référence : modèle physique détaillé

Le modèle de référence est un modèle représentant en détail les phénomènes physiques de la PAC à partir de ses données de conception (géométrie détaillée des composants, données thermodynamiques, etc.). Les composants constitutifs de la boucle thermodynamique (compresseur, évaporateur, détendeur et condenseur) sont modélisés séparément et interagissent les uns avec les autres en fonction du débit de fluide frigorigène les traversant. La boucle thermodynamique est représentée en pression et la performance de la PAC est déterminée à partir du dimensionnement des différents composants. La bibliothèque TIL [TLK-Thermo, 2012] propose des modèles sous Modelica de ces éléments et est associée à une base de données thermodynamiques comportant les principaux fluides frigorigènes utilisés. Le modèle est présenté en détail dans l'Annexe B. Ce type de modèle est davantage destiné à la conception des machines (optimisation de la longueur des ailettes des échangeurs, niveaux de pressions de la boucle thermodynamique, etc.) qu'à des simulations annuelles.

Cette représentation détaillée permet de caractériser les effets dynamiques des composants (inerties des échangeurs par exemple) et des temps de mise en pression du fluide frigorigène.

2.2.3.2 Paramétrage des modèles

Le modèle physique de la PAC nécessite un paramétrage de chacun des composants de la machine et a servi de référence pour caler les deux autres modèles, qui ont les mêmes paramètres d'entrée. Le fluide frigorigène est du R134, la cylindrée du compresseur 14 cm³ et l'évaporateur est un échangeur air/air à 3 rangées de 8 tubes. Le détail des paramètres est donné dans l'annexe B. Trois points de fonctionnement à 7°/20°C, -7°/23°C et 14°/18°C ont été simulés en régime établi par le modèle physique pour déterminer les coefficients $C1$, $C2$ et $D1$, $D2$ utilisés dans l'équation 2.2. La constante de temps a été déterminée par la méthode des moindres carrés sur la phase transitoire du modèle physique (Figure 2.6).

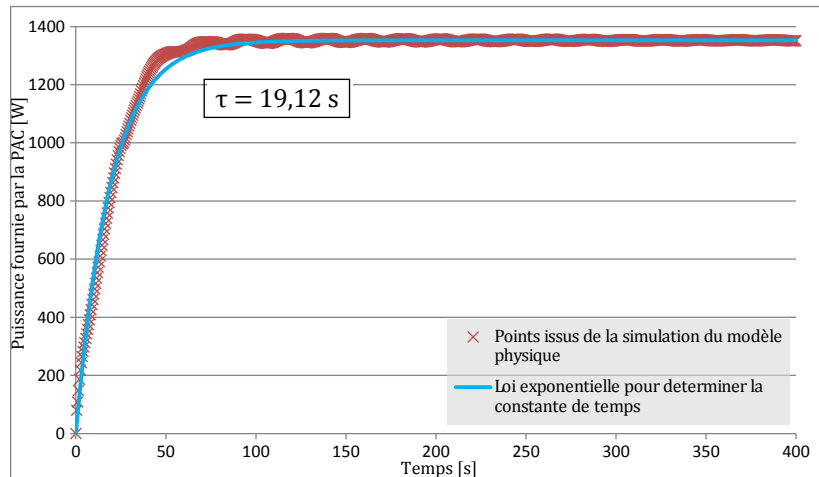


FIGURE 2.6 – Détermination de la constante de temps par la méthode des moindres carrés

Pour améliorer la durée de vie de la machine, il existe des temps minimum de marche et d'arrêt de la machine. Ils ont été fixés à 6 minutes. Le cas échéant, le non respect de cette durée court-circuite la régulation extérieure. Cette valeur a été imposée au modèle physique et au modèle empirique dynamique. Cette régulation est prise en compte par la biais du paramètre N_{max} pour le modèle empirique horaire. Il s'agit du nombre maximal de mises en marche de la PAC, il est défini à 3 cycles par heure en correspondance avec la valeur d'anti-court cycle et en accord avec les valeurs communément utilisées dans la littérature [Henderson *et al.*, 2000].

2.2.3.3 Régulation des modèles

Les trois modèles ont été comparés après couplage à un même bâtiment ayant une consigne de température de 19°C en occupation et 16°C pour les réduits de jour (scénario de la RT2012 d'une maison individuelle).

Pour le modèle horaire, un régulateur PI (similaire à celui de l'étude introductive page 18) le besoin calorifique est déterminé dans un premier temps pour atteindre la consigne indépendamment du modèle de PAC. Ce besoin est intégré afin de déterminer toutes les heures le paquet d'énergie horaire que la PAC doit fournir. La consommation énergétique horaire correspondante est calculée dans un second temps par le modèle suivant le taux de charge horaire.

La régulation du modèle empirique dynamique est représentative du mode de fonctionnement en tout-ou-rien de ce système à vitesse de compresseur fixe : un thermostat vérifie que la température respecte la température de consigne avec une bande de tolérance de $\pm 0,5^\circ\text{C}$ indiquant les périodes de marche et d'arrêt de la machine.

2.2.4 Résultats

Les trois modèles ont été associés à un bâtiment BBC monozone et simulés sur une période d'un an. Les résultats de la chaleur fournie cumulée, de l'énergie consommée et du temps de calcul sont donnés sur la Figure 2.7.

Le modèle physique nécessite un temps de calcul de plus d'une heure qui s'explique par la simulation de la boucle thermodynamique en pression et température augmentant considérablement les itérations pour faire converger les équations. Ce modèle demande également un paramétrage long et expert. Il n'est donc pas compatible pour notre objectif de modélisation et c'est d'ailleurs

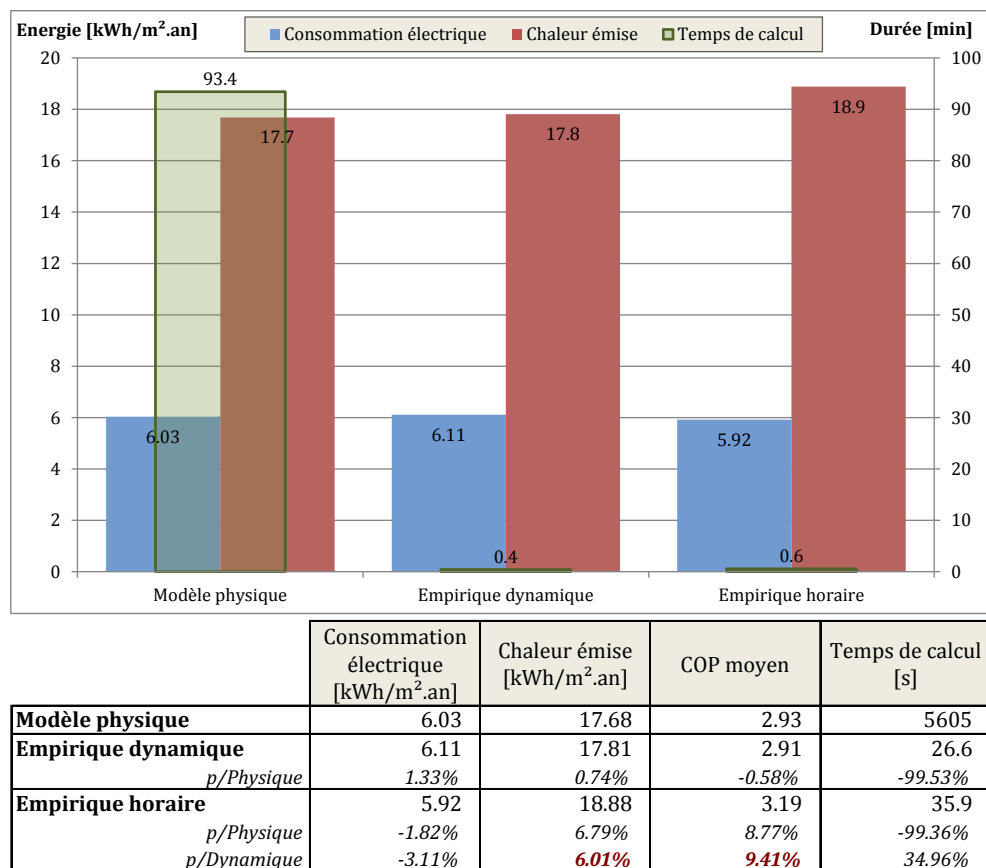


FIGURE 2.7 – Résultats annuels comparatifs entre les 3 approches de modélisation

pour cela qu'il est utilisé dans cette étude comme référence pour comparer l'aptitude des deux modèles empiriques à représenter fidèlement ce cas de référence.

Les deux modèles semblent évaluer correctement la consommation électrique annuelle du système énergétique avec des écarts inférieurs à 2% vis-à-vis du cas de référence. Cependant, l'observation d'autres résultats montre que les deux modèles empiriques ne se valent pas.

Chaleur émise sur l'année

Cet aspect de l'étude s'inscrit dans la continuité de l'introduction illustrant l'écart d'estimation du besoin thermique entre une approche en besoin horaire (la température intérieure est une donnée d'entrée) et une modélisation en boucle fermée de la puissance de chauffage nécessaire (Partie 1.10, page 18). Nous avons vu que la première approche n'est pas compatible avec la simulation énergétique des BBC (erreur supérieure à 20%). Le besoin horaire pour le modèle quasi-statique est donc calculé en boucle fermée avec un PI. Ce paquet d'énergie est ensuite fourni au module "système" (le modèle de PAC) dans la logique de l'approche « classique ». L'estimation du besoin de chauffage par cette méthode est de 19 kWh/m².an.

Avec le modèle dynamique, le système énergétique répond aux sollicitations thermiques du bâtiment dans le respect d'une unité de régulation (tout-ou-rien pour la PAC à vitesse de compresseur fixe). Le cumul de la puissance calorifique fournie au milieu ambiant est de 18 kWh/m².an, soit une différence de 6% de l'estimation annuelle de l'énergie de chauffage nécessaire au respect du scénario de consigne de température.

Cet écart montre que la modélisation de la boucle de régulation entre le bâtiment et le système

énergétique est nécessaire dans les bâtiments BBC car elle permet d'éviter deux sources d'erreur de l'estimation de l'énergie de chauffage :

1. en ne considérant pas une régulation parfaite de la température intérieure en la fixant à la valeur de consigne : erreur de 20% (Partie 1.10, page 18),
2. en incluant le système énergétique dans la boucle de régulation pour prendre en compte son mode de fonctionnement réel (ici, en tout-ou-rien) : erreur de 6%.

L'adéquation du modèle avec la modélisation à pas de temps variable est donc nécessaire.

Performance de la machine : COP moyen

Les deux modèles prennent en compte la dégradation de la performance de la machine en fonction des périodes de marche et d'arrêt de la machine : l'un par le coefficient de dégradation horaire *PLF*, l'autre par la représentation des cycles de fonctionnement en fonction du système de régulation.

L'estimation de la performance (au travers d'un COP moyen annuel) est assez fidèle au cas de référence pour le modèle dynamique ($<1\%$) et l'est beaucoup moins pour le modèle quasi-statique (près de 9% d'erreur). Cela s'explique par le fait que le calcul de *PLF* se base, entre autre, sur le paramètre N_{max} qui détermine le nombre maximum de cycles de fonctionnement de la PAC (L'écart de COP est d'autant plus significatif pour des systèmes énergétiques à grande constante de temps [Filfli et Bouia, 2013]). Or, N_{max} dépend des interactions bâtiment/système et varie avec l'inertie. Il est probable que la valeur de $N_{max} = 3 \text{ cycles/h}$ devrait être adaptée pour un BBC.

La modélisation dynamique des systèmes énergétiques permet d'éviter d'utiliser le facteur *PLF* établi pour intégrer les phénomènes infra-horaires. Elle offre une représentation plus modulaire des composants permettant une meilleure estimation de la performance et une plus grande interopérabilité des modèles des équipements énergétiques quelles que soient les interactions avec leur environnement (avec le bâtiment, leur unité de régulation ou le reste du système énergétique).

Appels de puissance

La modélisation des appels de puissance est très différente entre l'approche classique (modèle quasi-statique) et l'approche systémique (modèle dynamique). Pour la modélisation quasi-statique, des échelons horaires peuvent être identifiés sur la Figure 2.8.c) reflétant le besoin énergétique du bâtiment et non le mode de fonctionnement réel de la machine. A contrario, la puissance appelée pour l'approche systémique représente le fonctionnement en tout-ou-rien de la PAC d'après la régulation sur la plage de $\pm 0,5^\circ\text{C}$ autour de la consigne (voir graphe du haut).

Les apports solaires ayant une contribution importante dans les BBC, ils peuvent engendrer des écarts d'estimation de la chaleur à fournir entre les deux approches tel que c'est le cas le 14 mars sur les graphes : l'approche classique considère un besoin de chaleur alors que sous l'approche systémique, la PAC ne s'allume pas car la température inférieure reste dans la bande de $\pm 0,5^\circ\text{C}$.

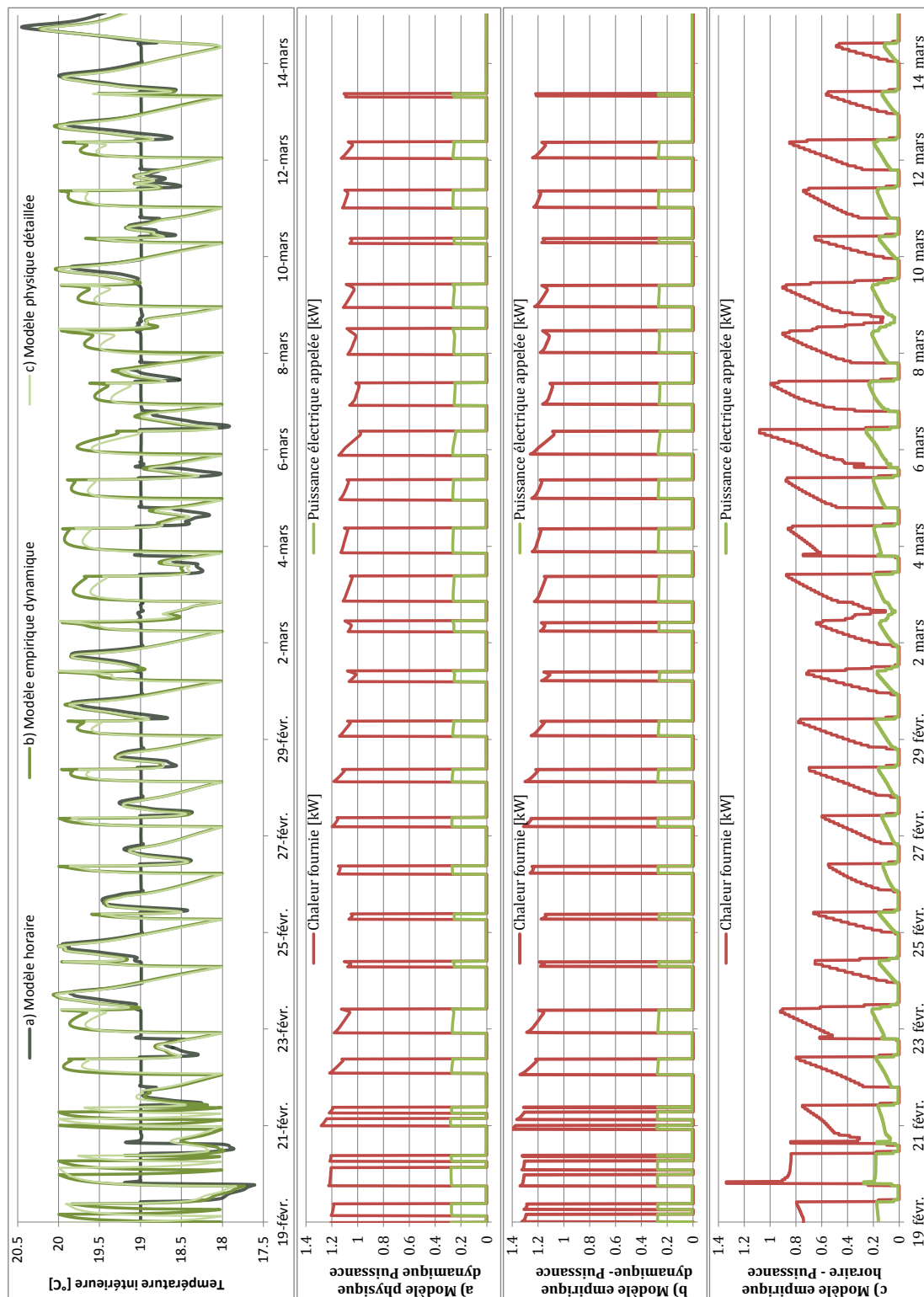


FIGURE 2.8 – Comparaison des résultats dynamiques des 3 approches de modélisation (haut : température intérieure pour les 3 approches, puis a), b) et c) : chaleur fournie et puissance appelée pour chacune des approches

Règle de modélisation dans les BBC :

La **modélisation de la boucle de régulation** entre le bâtiment et le système énergétique est nécessaire dans les bâtiments BBC pour prendre en compte l'interaction entre le module "bâtiment" et les modules "système" et "générateur". La mise en place d'une régulation représentative du mode de fonctionnement d'un système énergétique réduit de 6% l'erreur commise sur l'estimation de la chaleur fournie par la PAC. La modélisation dynamique des systèmes énergétiques permet d'éviter l'utilisation du **facteur de dégradation** à charge partielle *PLF* utilisé dans les modèles horaires pour prendre en compte des phénomènes infra-horaires. La modification du comportement énergétique des BBC le rend parfois caduque, avec dans notre cas une erreur d'estimation de la performance annuelle (COP) de la PAC de 9%.

Les **appels de puissance** sont représentatifs du mode de fonctionnement (marche/arrêt) du système énergétique avec une modélisation "systémique".

2.3 Plancher chauffant – Comment modéliser un système énergétique intégré à l'enveloppe ?

Les planchers chauffants sont des systèmes d'émission très largement utilisés dans les BBC. Ces systèmes, et plus généralement les parois actives (émetteur de chaleur intégré à l'enveloppe du bâtiment), ont la particularité d'avoir de multiples contributions dans le bilan énergétique d'un bâtiment :

- un élément de l'enveloppe à part entière contribuant aux pertes thermiques du bâti,
- un composant captant une grande part des apports solaires (parfois considérés comme intégralement reçus par le plancher)
- le système principal d'émission de chaleur,
- un composant très inerte contribuant à la dynamique de l'enveloppe et du système énergétique,

Cette plurivalence implique la nécessité d'un travail de modélisation cohérent entre détermination des besoins et gestion de la chaleur à fournir par le système énergétique.

Les travaux de Strand et Pedersen [2002] montrent la difficulté d'allier ces différents apports dans les environnements de simulation à pas de temps horaire. Ceux-ci déterminent dans un premier temps les besoins thermiques de l'enveloppe puis de façon indépendante les performances du système énergétique. Or, la montée en température du plancher augmente les déperditions thermiques du bâti et les apports solaires influencent les échanges thermiques du circuit hydraulique avec l'air intérieur. Strand et Pedersen [2002] présentent comment réduire le pas de temps de simulation permet de faire converger les besoins du bâti avec la chaleur émise par le plancher.

Le pas de temps de simulation variable et la régulation thermostatique utilisés sous Modelica permettent de s'affranchir de ces contraintes et un modèle a été développé pour cette approche. La Figure 2.9 décrit les différentes couches d'un plancher chauffant et fixent les notations utilisées par la suite.

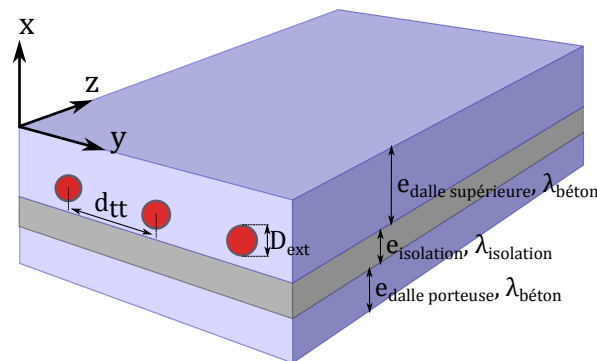


FIGURE 2.9 – Conventions et nomenclature du plancher chauffant

Une première partie présente un état de l'art synthétique des modèles de plancher (issue d'une bibliographie plus détaillée présente dans [Blervaque *et al.*, 2013], Annexe G) qui nous a permis de développer un nouveau modèle de plancher chauffant présenté en détail dans l'Annexe G. Simultanément, un modèle a été implémenté par le Lawrence Berkeley National Laboratory (LBNL) dans la bibliothèque *Buildings* qui est présenté dans la partie 2. Les deux modèles sont évalués dans la méthode du "RADTEST" dans une troisième partie. La dernière partie est consacrée à l'évaluation des gains apportés par une approche systémique de la modélisation d'un plancher chauffant dans un BBC.

2.3.1 Développement d'un modèle de plancher chauffant (Annexe G)

Le modèle développé dans la bibliothèque *BuildSysPro* se base sur une approche 1D courante dans les logiciels de simulation thermique du bâtiment [Olesen, 2001]. L'évolution de la température est déterminée selon l'axe vertical comme un modèle multicouche de paroi. Par analogie électrique, chaque couche est caractérisée par une résistance thermique, déterminée par le rapport de son épaisseur à sa conductivité thermique, et une capacité, déterminée par le produit de sa capacité thermique massique et de sa masse volumique.

Le modèle a été conçu d'après les considérations suivantes :

[Jin *et al.*, 2010] Les effets de la variation de vitesse du fluide dans les tubes ont un impact négligeable sur les échanges entre l'eau et la dalle. Ce phénomène n'est donc pas pris en compte.

[Rongere *et al.*, 1989] D'après l'étude menée sur le modèle de plancher chauffant proposé dans CLIM2000 et validé d'après les essais de Delille *et al.* [1998], la résistance thermique du tube est négligeable vis-à-vis de la résistance thermique du plancher. Les échanges entre le circuit hydraulique et la dalle s'établissent suivant la résistance thermique $R = \frac{e_{tube}}{2\pi\lambda_{tube}D_{ext}L_{tube}}$ avec e_{tube} , l'épaisseur du tube; λ_{tube} , sa conductivité thermique; D_{ext} , son diamètre extérieur; et L_{tube} , sa longueur.

[Sattari et Farhanieh, 2006] Les différentes couches du plancher peuvent être considérées comme homogènes pour déterminer la performance du plancher chauffant. L'hétérogénéité de température due aux tubes (selon l'axe y) n'est pas considérée dans le modèle.

Les planchers chauffants sont dimensionnés de façon à ce qu'à pleine charge le gradient de température d'eau entrée/sortie soit d'environ 8°C. Une diminution de la température d'eau, et donc des échanges thermiques, est considérée le long du tube. Comme décrit sur la Figure 2.10, le plancher est représenté "développé linéairement" avec une largeur égale à la distance entre les tubes et une longueur égale à la longueur du tube. Les effets de bord sont négligés sous l'hypothèse d'une symétrie d'une passe du tube avec la passe suivante. Le plancher est alors discrétisé selon l'axe z pour prendre en compte les phénomènes liés à la diminution de la température le long du tube.

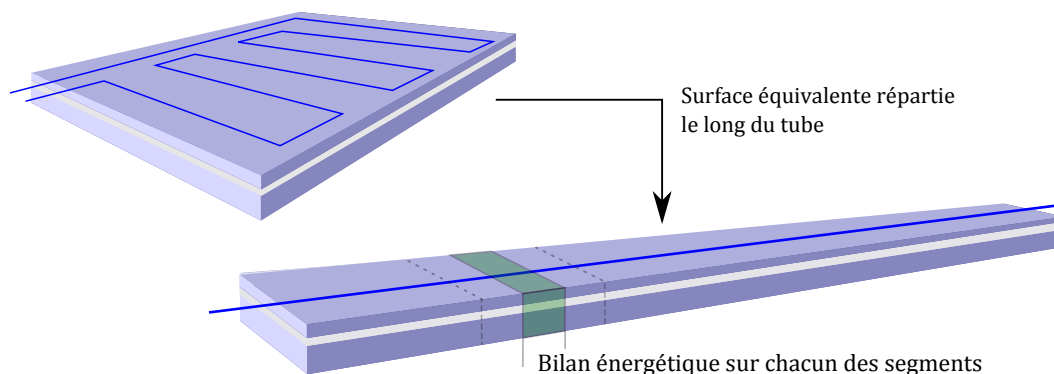


FIGURE 2.10 – Discretisation du plancher "développé linéairement" selon l'axe z

2.3.2 Plancher chauffant de la bibliothèque Modelica *Buildings*

Simultanément au développement de notre modèle, un modèle générique de paroi rayonnante a été intégré dans la bibliothèque Modelica *Buildings* par le LBNL [Wetter, 2009] depuis la version 1.2 Build1 (Août 2012). L'approche de modélisation de ce modèle est similaire à celle

employée dans notre modèle : modélisation 1D avec discrétisation le long du tube (Figure 2.10). En revanche, les hypothèses simplificatrices issues de la littérature ne sont pas utilisées et des phénomènes supplémentaires sont pris en compte :

- Le fluide circulant dans le plancher est modélisé de façon générique et adapté à de l'eau ou de l'air (permettant par exemple l'étude de nouveaux systèmes tel que l'UFAD, UnderFloor Air Distribution). Le fluide est modélisé en pression et les échanges thermiques avec le tube dépendent de sa vitesse et de la rugosité du tube.
- La résistance thermique du tube est donnée par $\frac{n_{seg} \log(D_{ext}/D_{int})}{2\pi\lambda_{pipe}L_{pipe}}$,
- Une résistance équivalente (Equation 2.7) est ajoutée entre le fluide et les couches de béton afin de considérer l'hétérogénéité du plan (x,y) contenant les tubes.

$$R_{eq} = \frac{d_{pp}}{2\pi\lambda_{concrete}} \times \left[\log\left(\frac{d_{pp}}{\pi D_{ext}}\right) + \sum_{i=1}^{100} \left(\frac{\beta - 2\pi i}{\beta + 2\pi i} \times \frac{\exp\left(-4\pi i \frac{d_{pp}}{D_{ext}}\right)}{i} \right) \right] \quad (2.7)$$

Avec $\beta = \frac{\lambda_{isolation}}{e_{isolation}} \times \frac{d_{pp}}{\lambda_{concrete}}$

2.3.3 Évaluation par le RADTEST

Le RADTEST (pour Radiant Heating and Cooling Test) est une méthode d'évaluation de modèles de systèmes radiatifs tels que les planchers chauffant rafraichissant [Achermann et Zweifel, 2003]. Cette évaluation par inter-comparaison numérique est réalisée à partir d'un bâtiment type issu de l'ENVELOPPE BESTEST [Judkoff et Neymark, 1995]. La 14^e et dernière étape permet de tester des modèles de plancher incluant un circuit hydraulique tels que ceux présentés ci-dessus.

2.3.3.1 Apports solaires, transferts radiatifs et convectifs

La modélisation des apports solaires, des transferts radiatifs et convectifs a un impact significatif sur la bonne représentation des performances d'un système radiant. Les apports solaires provenant des fenêtres sont intégralement reçus par le plancher. Les transferts radiatifs et convectifs sont déterminés à partir de deux modules distincts. Les échanges convectifs se font entre le nœud d'air et le plancher. Les échanges radiatifs entre les autres parois et le plancher se déduisent de la loi de puissance de Stefan-Boltzmann avec une émissivité de 0,6 et un facteur de forme égal à 1.

2.3.3.2 Résultats du RADTEST

Les résultats présentés en Figure 2.11 présentent les 4 cas caractéristiques de la méthode. Le cas 800 correspond à l'enveloppe sans aucun système de plancher chauffant réversible issu du BESTEST. Le cas 1850 correspond à un plancher au sein duquel une couche est fixée à une température fixe. Ces deux cas ont pour objectif d'évaluer l'enveloppe du bâtiment et ont été réalisés à partir de la bibliothèque *BuildSysPro*. La dimension du plancher est de 48 m². Les cas 2800 et 2810 permettent d'évaluer des modèles de plancher chauffant rafraichissant intégrant un circuit d'eau tels que les deux modèles présentés ci-dessus et ce pour des scénarios de consigne différents.

La Figure 2.11 est générée à partir d'un fichier fourni par la méthode qui inclut les résultats issus de simulations de référence (TRNSYS, DOE, IDA, CLIM2000 et ESP). Le cas 800 ayant des ordres de grandeur différents, les résultats présentés ont été multipliés/divisés par un coefficient précisé entre parenthèses. Il existe de grandes disparités entre les résultats des modèles

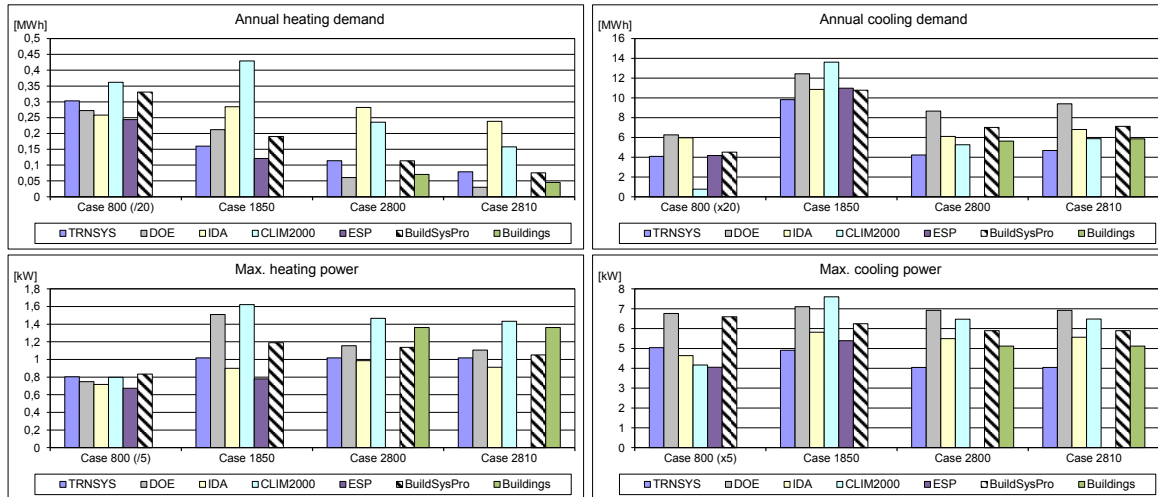


FIGURE 2.11 – Résultats de l'évaluation RADTEST

des différents environnements de référence. Le RADTEST n'a pas pour objectif de valider un modèle mais d'identifier si les phénomènes successivement pris en compte sont évalués pour un ordre de grandeur acceptable vis-à-vis des études existantes ayant été confrontées à des données expérimentales.

Les deux modèles *BuildSysPro* et *Buildings* de plancher chauffant rafraichissant donnent des résultats assez similaires aux autres modèles, tant au niveau des consommations annuelles qu'au niveau des puissances fournies.

Dans le cadre du RADTEST, une étude de sensibilité a été réalisée pour déterminer le niveau de discrétisation nécessaire selon l'axe z pour avoir un bon compromis finesse des résultats/temps de calcul. Cette étude est présentée sur la Figure 2.12. Des lignes pointillées précisent un intervalle de $\pm 2\%$ autour du cas où $n_{seg} = 30$.

Pour $n_{seg} > 10$, la valeur de la consommation annuelle atteint l'asymptote alors que le temps de calcul évolue fortement avec le nombre de segments. Le nombre de segments conseillé est de 10 pour les études incluant un modèle de plancher chauffant.

2.3.4 Étude comparative sur l'intégration du plancher chauffant à l'enveloppe

On se propose à présent d'évaluer les différents modes d'intégration du modèle de plancher chauffant au sein de l'enveloppe du bâtiment et du système énergétique. Quatre cas ont été établis pour évaluer les différences entre différentes approches de modélisation de la représentation des interactions du plancher chauffant avec son environnement (synthétisés dans le Tableau 2.1)

1. Le premier cas est représentatif d'une approche simplifiée pour laquelle un calcul en besoin est effectué sur l'enveloppe seule. Seul le rôle d'enveloppe thermique du bâtiment est alors considéré et les apports solaires et le chauffage sont fournis au nœud d'air.
2. Le deuxième cas considère de façon découplée le rôle d'enveloppe thermique du plancher chauffant à celui d'émetteur de chaleur, seuls les apports solaires sont fournis au plancher.
3. Pour le cas n°3, les apports solaires sont affectés au nœud d'air alors que le chauffage est fourni au plancher.
4. Pour le dernier cas, le modèle de plancher chauffant fait partie intégrante de l'enveloppe (déperdition par le plancher et apports solaires) et joue son rôle d'émetteur.

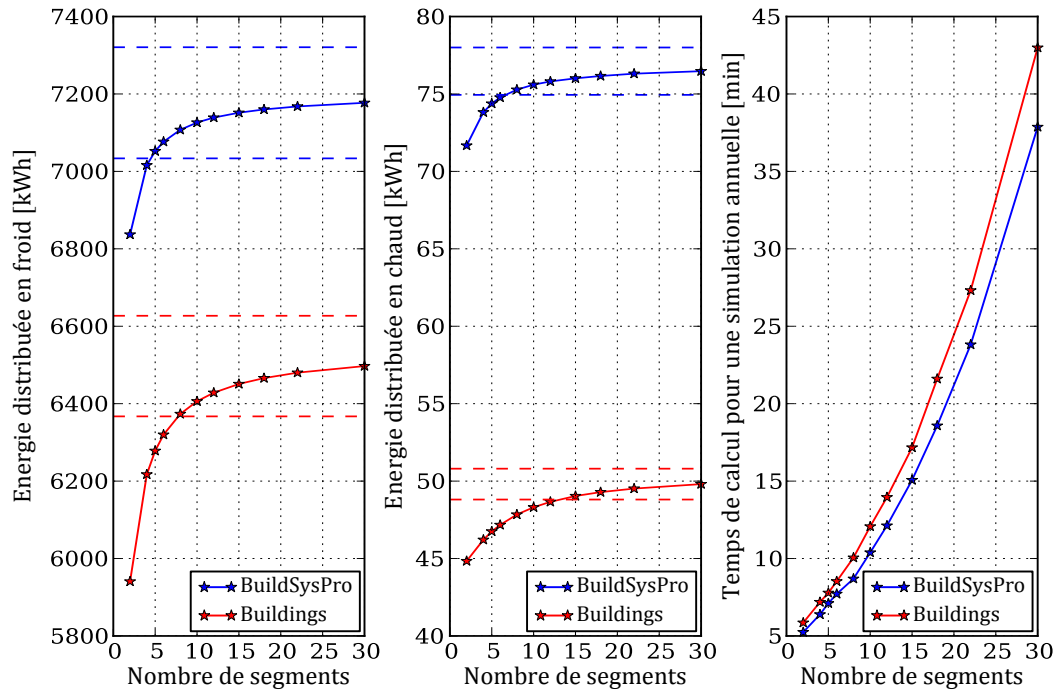


FIGURE 2.12 – Détermination du nombre d'éléments de discrétisation suivant l'axe z pour les modèles *BuildSysPro* et *Buildings* (cas 2810 du RADTEST)

$A = \text{Air} + \text{murs}$ $P = \text{Plancher}$	Liste des cas			
	N° 1	N° 2	N° 3	N° 4
Apports solaires	A	P	A	P
Chauffage	A	A	P	P

TABEAU 2.1 – Synthèse des points d'injection des apports solaires et du chauffage

Pour comparer les différentes approches, les conditions suivantes ont été fixées :

- la constitution du plancher est la même quelque soit le cas considéré ;
- dans les trois approches, on a une régulation par PI qui respecte une consigne de température intérieure constante égale à 20°C ;

Dans le premier et deuxième cas, le PI corrige rapidement la température sous la forme d'un émetteur idéal. La consommation annuelle est la somme des appels de puissance de cet émetteur. Dans le troisième cas, le PI régule le débit d'eau du circuit secondaire afin d'augmenter le niveau de température du plancher et donc de la température intérieure. La température de départ d'eau est fixée à 40°C. Dans le dernier cas, le plancher chauffant étant pleinement intégrés au bâtiment et au système énergétique, sa température moyenne dépend à la fois des apports solaires, des déperditions avec l'extérieur et du débit d'eau circulant en son sein d'après la commande du PI pour réguler la température intérieure.

Ces quatre cas ont été appliqués à un bâtiment BBC puis à un bâtiment existant. Le Tableau 2.2 présente la consommation annuelle de chauffage nécessaire pour chacun des cas.

Les cas 4 et 8 sont choisis comme cas de référence car ils représentent plus fidèlement les phénomènes propres à un plancher chauffant. Si la tâche solaire n'est pas affectée au plancher (Cas 3), la consommation annuelle est sous-estimée de 6% dans un BBC. S'il s'agit des apports

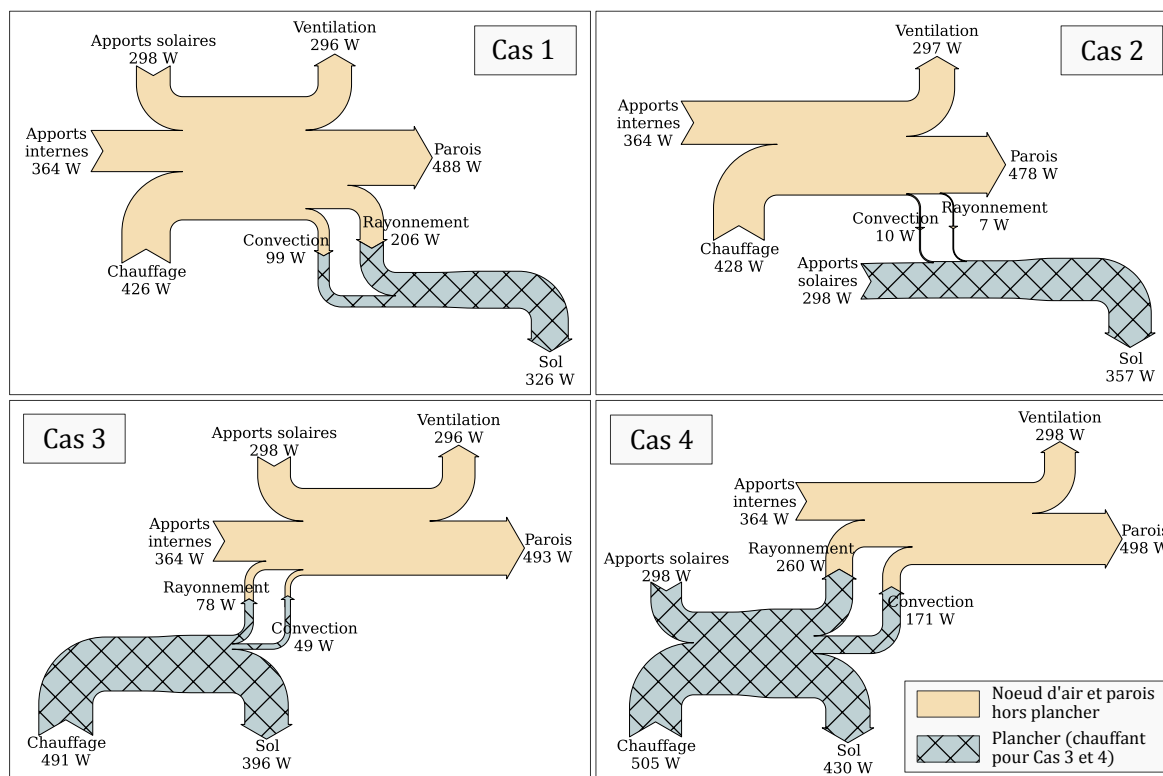


FIGURE 2.13 – Diagrammes de Sankey dans un bâtiment BBC

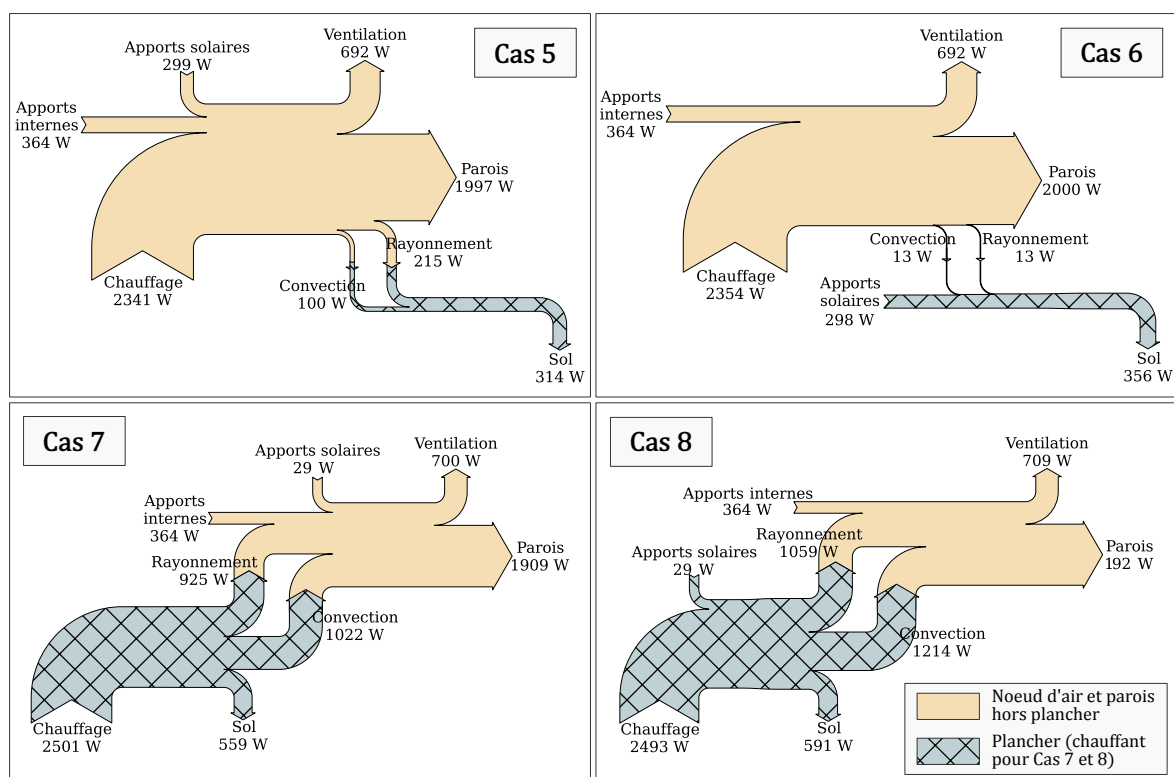


FIGURE 2.14 – Diagrammes de Sankey illustrant les différents modèles de plancher chauffant dans un bâtiment existant (puissance moyenne sur les journées du 27 et 28 novembre)

Bâtiment BBC	Consommation [kWh/m ² .an]	Ecart	Bâtiment existant	Consommation [kWh/m ² .an]	Ecart
Cas 1	19.3	-20.7%	Cas 5	120.8	-9.7%
Cas 2	20.1	-17.0%	Cas 6	122.8	-8.2%
Cas 3	22.8	-6.1%	Cas 7	132.2	-1.2%
Cas 4	24.3	0.0%	Cas 8	133.8	0.0%

TABEAU 2.2 – Énergie de chauffage consommée pour les différents cas étudiés

de chauffage qui ne sont pas affectés au plancher, la sous-estimation s'élève à 17%. Au total, une représentation affectant les différents apports directement au nœud d'air engendre un écart de plus de 20% dans les BBC. Celui-ci est légèrement inférieur à 10% dans les bâtiments existants. Les diagrammes de Sankey présentés en Figures 2.13 et 2.14 représentant les flux de chaleur entre le milieu extérieur, le nœud d'air, le plancher chauffant et la source de chauffage permettent d'établir les causes de ces écarts.

Les puissances indiquées sont des valeurs moyennes sur deux jours pour lesquelles les conditions climatiques étaient suffisamment stables pour réduire les effets de stockage d'énergie au sein du bâtiment. La température extérieure moyenne sur ces deux jours est de 3°C.

Les différents cas sont identifiables à l'œil puisque les apports solaires et le chauffage sont successivement affectés soit au nœud d'air soit au plancher. A l'exception de la ventilation, les flux de chaleur évoluent fortement entre les différents cas, en particulier pour les phénomènes d'échanges radiatifs et convectifs du plancher avec le milieu ambiant.

Les différents flux permettent d'identifier d'où proviennent les écarts d'estimation de la consommation annuelle. Cet écart est de 6% pour le cas 3 et de 17% pour le cas 2 provenant essentiellement du niveau de déperditions par le sol. Les apports solaires augmentent peu ces déperditions (cas 2) alors que les apports de chauffage directement transmis au sein de la chape supérieure du plancher affectent considérablement le gradient de température dans l'isolant favorisant les déperditions par le sol.

Comme le montre la Figure 2.14, les conclusions précédentes restent valables pour un bâtiment existant mais dans des proportions différentes car les apports solaires pèsent beaucoup moins que la source de chauffage. Par exemple, la tâche solaire affectée au plancher impacte uniquement de 1,2% la consommation énergétique dans un bâtiment existant (contre 6,1% dans un BBC). La prise en compte des différentes interactions d'un plancher chauffant avec son environnement est donc d'autant plus nécessaire dans la modélisation d'un bâtiment BBC.

Règle de modélisation dans les BBC :

Une modélisation ne prenant pas en compte **toutes les interactions** d'une paroi active avec son environnement est source d'erreur pour l'estimation de la consommation annuelle du bâtiment. Pour un plancher chauffant, la consommation annuelle peut être sous-estimée de plus de 20% dans un BBC. Cette conclusion est valable également dans un bâtiment existant mais de façon moins marquée avec une erreur légèrement inférieure à 10%. L'approche systémique à pas de temps variable permet la prise en compte des échanges thermiques entre le bâtiment (apports gratuits, déperditions diverses) et le système énergétique.

2.4 Chaudière à condensation – Comment modéliser et connaître les phénomènes prépondérants ?

Les chaudières à condensation sont des générateurs de chaleur basés sur la combustion d'énergie fossile (gaz naturel, fioul, etc.). Les technologies actuelles les plus performantes sont modulaires et à condensation, elles permettent un fonctionnement à charge partielle et de récupérer une part de chaleur latente contenue dans les fumées de combustion.

Cette section propose de développer un modèle de chaudière à condensation à partir de la méthodologie présentée ci-dessous.

Étude bibliographique Cette première étape a pour objectif d'établir quels sont les phénomènes physiques et les étapes de fonctionnement d'une chaudière à condensation, en se basant sur les travaux présents dans la littérature et sur les modèles existants. Pour ces derniers, ils seront présentés en pointant leur forces et faiblesses afin de connaître les approches de modélisation envisageables pour élaborer un modèle adapté aux contraintes de modélisation dans les BBC. Un focus sera porté sur les points suivants :

- la modélisation dynamique (régime transitoire de mise en marche, inertie, etc.),
- l'estimation de la consommation électrique des auxiliaires (circulateur de la boucle primaire, ventilateur, veille),
- l'intégration du système dans son environnement (boucles fermées de la régulation et du circuit hydraulique primaire).

Modélisation Les phénomènes physiques devant être modélisés sont identifiés à partir de l'étude bibliographique. Dans un premier temps, le modèle sera développé de façon la plus exhaustive possible.

Validation expérimentale Le modèle sera confronté à des données expérimentales. Pour le modèle de chaudière à condensation, il existe de nombreux essais dans la littérature qui permettront d'estimer la validité de l'évaluation du rendement en régime permanent en fonction de la température de retour d'eau.

Comparaison inter-modèle Le modèle développé sera comparé à un modèle existant reconnu par la communauté scientifique. Ceci permettra de savoir s'il évolue dans le même sens que le modèle sous des contraintes plus larges que les conditions expérimentales. Cette étape permettra également d'évaluer l'écart d'estimation de la consommation énergétique annuelle entre différentes approches de modélisation.

Étude de sensibilité Une étude de sensibilité sur chacun des paramètres d'entrée du modèle sera mise en place afin de déterminer leur impact sur les résultats. Pour cela, différents critères sont définis pour observer la sensibilité des paramètres sur plusieurs variables d'états (consommation, confort, puissance appelée, etc.). À partir des paramètres ayant un impact, le modèle exhaustif sera simplifié pour aider le paramétrage et réduire le temps de calcul. À l'inverse, les paramètres ayant un impact significatif pourront être signalés afin que l'utilisateur l'évalue avec justesse.

Cette méthodologie, dont les premières étapes avaient également été appliquées au développement des modèles présentés précédemment, est explicitée en détail dans cette partie en exposant de façon exhaustive les différentes étapes.

2.4.1 Fonctionnement et efficacité des chaudières à condensation

Les chaudières à condensation tirent leur nom de la faculté à condenser la vapeur d'eau contenue dans les fumées pour maximiser le rendement de la machine. La chaleur latente récupérable

par condensation d'un litre d'eau est plus de 50 fois supérieure à l'énergie récupérable par refroidissement de 10°C de ce même litre d'eau. Les normes européennes déclarent une chaudière "à condensation" si la température des fumées de sortie est inférieure à 80°C. Le rendement est donné soit sur PCI (Pouvoir Calorifique Inférieur), correspondant à la seule énergie sensible pouvant être produite par combustion, soit sur PCS (Pouvoir Calorifique Supérieur), correspondant à l'ensemble de l'énergie sensible et latente dégagée par combustion. Le rapport PCS/PCI dépend du combustible, ici le gaz naturel est considéré avec un rapport PCS/PCI de 1,11.

Le diagramme des flux d'énergie présenté en Figure 2.15 réalisé d'après les travaux de Kemna *et al.* [2007] présente les différentes déperditions qui conduisent à la diminution de l'efficacité d'une chaudière.

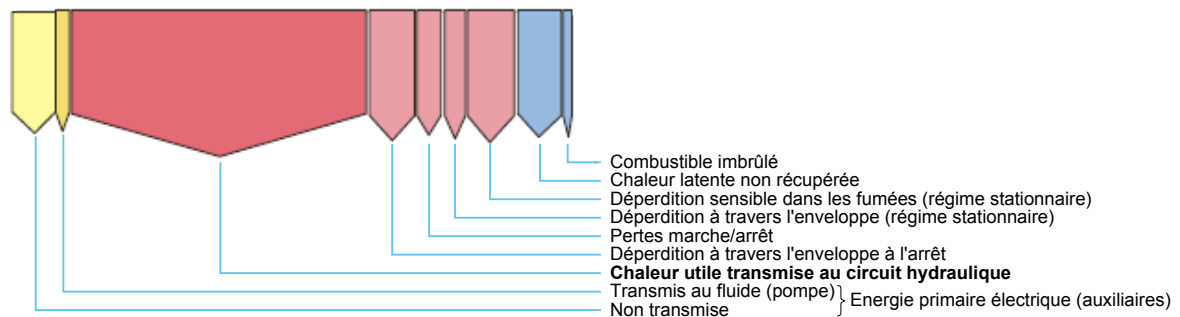


FIGURE 2.15 – Diagramme des flux d'énergie d'une chaudière à condensation [d'après Kemna *et al.*, 2007]

Les différents phénomènes listés en Figure 2.15 sont détaillés par la suite afin de pouvoir les représenter au sein d'un modèle dynamique afin d'observer ceux qui sont prépondérants dans le cadre de la simulation énergétique annuelle d'un bâtiment BBC équipé d'une chaudière à condensation.

Combustible imbrûlé La combustion incomplète du gaz (réaction chimique n'ayant pas abouti à la formation de CO_2 et H_2O) diminue la chaleur dégagée par la combustion de l'énergie fossile. Ce phénomène est plus marqué quand la chambre de combustion n'est pas assez chaude. Donc les pertes liées à ce phénomène sont affectées par le cyclage de la machine. Pour une chaudière en mode chauffage seul avec 18000 cycles/an, l'efficacité peut être abaissée de 1,4% [Kemna *et al.*, 2007].

Déperditions dans les fumées La chaleur contenue dans les fumées est significative. Malgré les technologies d'échangeurs des chaudières à condensation, les déperditions en régime permanent liées à ce phénomène restent de l'ordre de 6% pour des températures de fumées de 50°C [EN 15316-4-1, 2010]. Les déperditions dans les fumées peuvent être augmentées si l'excès d'air est trop grand. Cet excès est mis en place afin d'éviter les combustions incomplètes (générant CH_4 , NO_x , CO et autres molécules nocives à l'homme et l'environnement). Les normes européennes préconisent un facteur d'excès d'air de 1,2 à 1,25.

Déperditions à travers l'enveloppe Différents facteurs agissent sur la chaleur se dissipant à travers les parois de la machine : sa structure et son isolation, la température de la boucle d'eau, le débit et le mode de fonctionnement du circulateur (constant ou arrêté 10 minutes après chaque cycle). D'après les valeurs par défaut données par la norme EN 15316-4-1 [2010] pour une chaudière à condensation de 10 kW ayant une température d'eau de 50°C, les déperditions réduisent de près de 2% le rendement énergétique en régime établi, également de 2% à l'arrêt si le circulateur reste en marche et de 0,57% à l'arrêt si le circulateur se coupe. Cette différence est fortement dépendante du scénario de cyclage considéré dans ces

calculs. Malgré ces conditions particulières, il faut donc retenir que ce phénomène ne peut pas être négligé lors de la détermination du rendement global de la machine.

Régime transitoire Une chaudière peut compter près de 40000 cycles par an qui provoquent autant de périodes transitoires amenant une diminution de l'efficacité de la machine du fait des phénomènes cités ci-dessus (imbrûlés, déperditions à travers l'enveloppe à l'arrêt, etc.) et des phénomènes de purge pré- et post-fonctionnement. Les différents phénomènes sont regroupés dans la Figure 2.16 proposée dans le projet européen "Eco-design of CH Boilers".

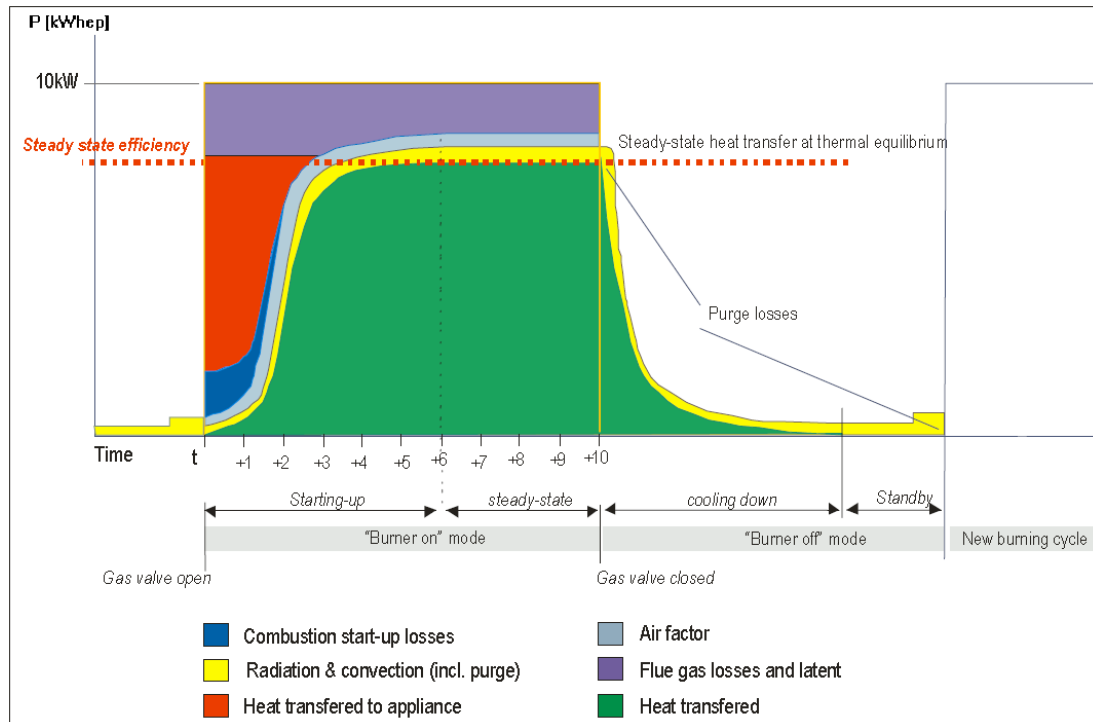


FIGURE 2.16 – Cycle de fonctionnement d'une chaudière [Kemna *et al.*, 2007]

La purge de pré-combustion est une étape de sécurité de trente secondes pendant laquelle la chambre de combustion subit un renouvellement d'air au débit d'air nominal. Si la chaudière est encore chaude, ce renouvellement d'air crée une déperdition de chaleur avant la mise en marche réelle du cycle de combustion.

La post-purge est également une étape de sécurité imposée par les normes européennes pour évacuer les combustibles de la chambre de combustion. Selon Kemna *et al.* [2007], cette étape d'une dizaine de secondes véhicule une quantité d'air très chaud entre la chambre de combustion et l'échangeur air/eau. Il n'y a donc pas de déperdition et cette courte étape est bénéfique pour l'échange de chaleur avec la boucle d'eau.

Modulation de la puissance Haller *et al.* [2011a] expliquent que chaque constructeur implémente sa propre stratégie de contrôle et que celle-ci n'est donc pas facile à modéliser. Ils proposent un nouveau modèle (programmé sous TRNSYS et appelé Type 869) qui modifie le débit de gaz jusqu'à ce que la température de sortie d'eau (i.e. de départ d'eau de la boucle hydraulique) soit proche de la température de consigne. Les phases de démarrage et d'arrêt sont déterminées par les 4 températures suivantes $T_{on} \leq T_{cons} \leq T_{off} \leq T_{max}$. Une variable d'anti-court cycle empêche la chaudière de s'éteindre bien que la température soit supérieure à T_{off} , sauf si celle-ci dépasse la valeur de sécurité T_{max} .

2.4.2 Modèles existants

L'état de l'art des modèles existants est présenté ci-dessous. Les modèles ont été choisis pour leur adéquation avec certaines contraintes de la modélisation des BBC d'après les critères présentés dans l'introduction de ce chapitre (p. 31)

EnergyPlus [Crawley *et al.*, 2001] propose un modèle de chaudière ("Simple hot water boiler") utilisant des lois polynomiales pour déterminer le rendement en régime permanent en fonction de la charge horaire (PLR) et de la température de fonctionnement. Trois lois sont proposées : quadratique linéaire (quadratique suivant le taux de charge et linéaire suivant la température) soit 6 coefficients, biquadratique (6 coefficients), et bicubiques avec 9 coefficients. Ce modèle nécessite un nombre importants de données expérimentales pour paramétrer le modèle et n'est pas adapté à la simulation infrahoraire.

Cockroft *et al.* [2007] étudient les modes de régulations des chaudières à partir de simulation au pas de temps de cinq secondes. Ils utilisent un modèle polynomial prenant en compte la variation de l'efficacité de la chaudière en fonction de la charge et de la température de fonctionnement du générateur de chaleur. Le rendement en régime permanent est représenté sur la Figure 2.17 et est donné par l'Équation 2.8.

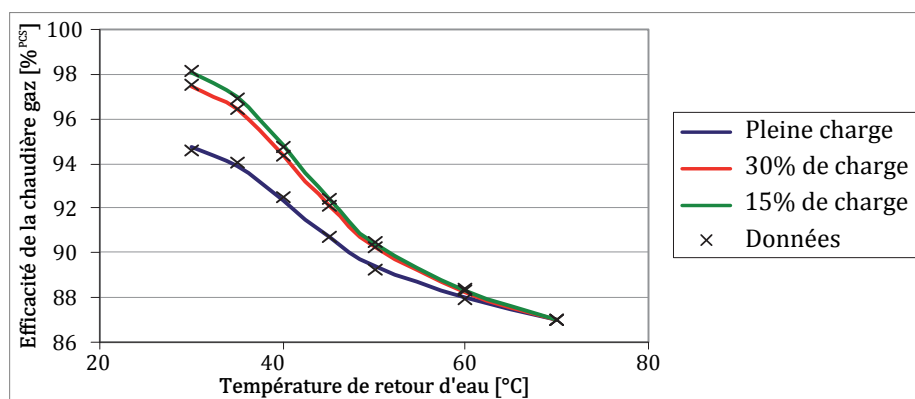


FIGURE 2.17 – Évolution du rendement en régime transitoire donné par [Cockroft *et al.*, 2007]

$$\eta_{base}^{RP}(T, PLR) = A_1 \times T + A_2 \times T^2 + A_3 \times T^3 + A_4 \times T^4 + A_5 \times PLR + A_6 \times T \times PLR + A_7 \times T^2 \times PLR + A_8 \quad (2.8)$$

Avec les coefficients A_i caractérisant l'évolution de l'efficacité de la machine en fonction de la température de retour d'eau, T , et la charge horaire, PLR . Ces 8 coefficients peuvent être déterminés par identification à partir de données expérimentales. Cockroft *et al.* [2007] proposent des valeurs pour 3 technologies de chaudières (voir Table 2.3).

Comme précisé par l'auteur, ce polynôme n'est valable que sur la plage d'interpolation des valeurs d'essais (ici, 30-70°C). L'extrapolation vers de très basses températures de retour d'eau (25°C et inférieures) provoque une chute de l'efficacité qui n'est pas réaliste. De plus, ce modèle demande a minima huit points expérimentaux pour déterminer les coefficients polynomiaux, or il est difficile de se procurer ces informations. Au niveau de la représentation de la dynamique de la machine, l'inertie du système est représentée par deux noeuds thermiques et les phénomènes

Coefficients	Chaudière gaz à condensation	Chaudière gaz	Chaudière fioul à condensation
A_1	8,663	-0,03823	2.313
A_2	-0,2866	-0,003045	-0,097
A_3	0,003865	4,471E-5	0,001506
A_4	-1,8676E-5	-2,395E-7	-8,052E-6
A_5	-11,102	-1.893	0
A_6	0,2822	0.024	0
A_7	-0,00177	4,382E-5	0
A_8	7,626	88,01	80,31

TABEAU 2.3 – Coefficients de base pour la chaudière modulante

transitoires ne sont pas pris en compte. Pour ces raisons et bien que le tracé du polynôme présenté par la suite dans la Figure 2.17 semble en accord avec des données expérimentales, ce modèle n'a pas été retenu.

Haller et al. [2011a,b] présentent deux articles sur l'élaboration et la validation d'un modèle unifié de chaudière à gaz, fuel ou biomasse. Une étude bibliographique présente les précédents travaux sur la modélisation des chaudières en précisant le type de modélisation (boîte noire ou grise), les combustibles traités et la prise en compte de l'influence de différents paramètres (modulation de la puissance, condensation des fumées, inertie, cyclage, consommation des auxiliaires, etc.). Haller et al. [2011a] proposent un modèle physique de chaudière modulante à condensation. Ce modèle générique a été validé à partir de données expérimentales (Figure 2.18) pour deux modélisations de l'échangeur : boîte grise (ϵ -NTU) et boîte noire ($dT=f(m_{\text{fuel}})$). Cependant, il nécessite

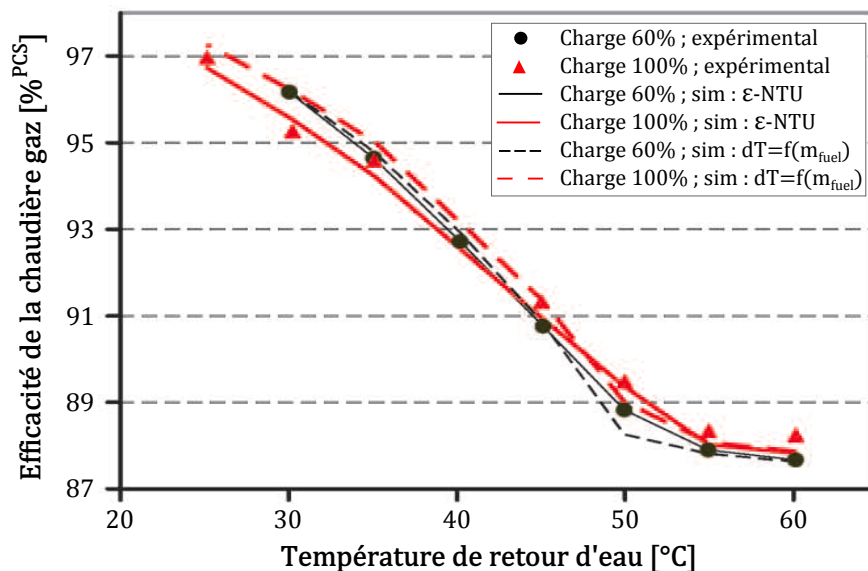


FIGURE 2.18 – Évolution du rendement en régime permanent donné par [Haller et al., 2011b]

un grand nombre de paramètres d'entrée dont certains sont déterminés par une identification paramétrique suite à des essais expérimentaux.

Après calage, les auteurs ont également validé les comportements transitoires du modèle. Cependant le nombre de données d'entrées nécessaires au paramétrage est trop important vis-à-vis des données constructeur disponibles.

Bibliothèque Modelica Buildings Le modèle de chaudière proposé dans la bibliothèque *Buildings* [Wetter et Haugstetter, 2006] laisse à l'utilisateur le choix de la fonction définissant l'efficacité en régime permanent. L'établissement du rendement n'est actuellement pas compatible avec la modélisation d'une chaudière à condensation car le polynôme proposé est quadratique avec la charge et seulement linéaire avec la température de retour d'eau par défaut, l'efficacité est constante à 0,9).

Cependant, le modèle est intéressant pour son approche de modélisation sous Modelica car compatible avec la modélisation à pas de temps variable. Pour la représentation de la dynamique et l'intégration du modèle au sein du système énergétique, l'assemblage proposé est composé d'un nœud thermique (décomposé en masse d'eau et masse à vide de la chaudière) dans lequel est injectée la puissance fournie, d'une résistance thermique déterminant les déperditions vers le milieu extérieur et de deux ports fluides connectés au volume d'eau pour la circulation de l'eau dans la chaudière. Des lois empiriques sont proposées pour déterminer la masse d'eau et la masse à vide du système :

$$- 1,5 \cdot 10^{-6} \times Q_{flow}^{nominal} \text{ m}^3 \text{ d'eau}$$

$$- 1,5 \cdot 10^{-6} \times Q_{flow}^{nominal} \text{ kg de métal ayant une capacité thermique de } 500 \text{ J/kg.K}$$

Calcul de la RT2012 Le code de calcul de la RT2012 propose un modèle de chaudière à condensation basé sur des données des constructeurs certifiées par un organisme tiers et regroupées au sein de la base ATITA (présentée ci-après). Deux paramètres essentiels sont fournis dans cette base de données, le point de rendement nominal donné à 100% de charge η_{nom} et un rendement intermédiaire pour une charge partielle η_{part} . Comme présenté en Figure 2.19, le rendement en régime permanent est déterminé en deux temps : en considérant une évolution linéaire en fonction de la température d'eau avec une pente $-0,2\%/^{\circ}\text{C}$ pour les charges de 30% et de 100%, puis en calculant le rendement à la charge donnée en pondérant les valeurs à 30% et 100%.

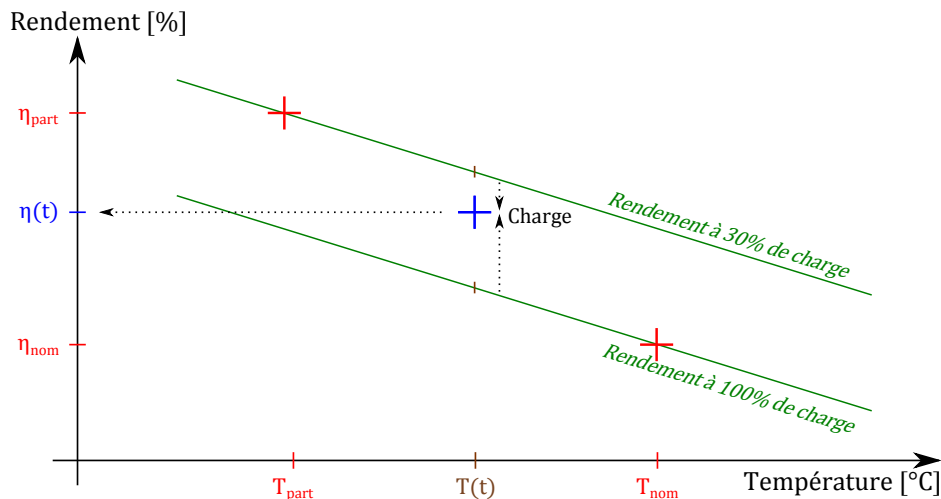


FIGURE 2.19 – Présentation du calcul de rendement dans le code de calcul de la RT2012

2.4.3 Disponibilité des paramètres

Les utilisateurs d'un modèle sont souvent limités par la disponibilité des paramètres d'entrée et il faut minimiser au maximum l'incertitude sur les paramètres d'entrée pour représenter au

mieux un système [Trčka, 2008] . On cherche donc à développer un nouveau modèle de chaudière à condensation paramétrable à partir de données facilement accessibles.

Dans le cadre de la RT2012, des données certifiées sont accessibles à tous sur la base de données ATITA*.

- puissance et efficacité nominales à pleine charge et température d'eau de 70°C,
- puissance et efficacité à un point intermédiaire : 30% de charge et température d'eau de 33°C,
- déperditions thermiques à l'arrêt,
- consommation électrique des auxiliaires (circulateur et hors circulateur),
- consommation électrique en veille
- débit nominal d'eau à la puissance nominale,
- poids net à vide,
- contenance en eau de la chaudière.

2.4.4 Proposition d'un modèle adapté à notre problématique

Dans le cadre de la thèse, la représentation des équipements énergétiques doit être réalisée au travers de modèles de comportement pouvant être paramétrés à partir de données disponibles et ayant un comportement adéquat avec la simulation énergétique de bâtiments basse consommation (effet de la charge partielle, dynamique infra-horaire, part de la consommation des auxiliaires, etc.).

Suite à l'étude de modèles existants dans la littérature et compte tenu des données accessibles (couple de deux points, conditions nominales η_{nom} : 70°C et $PLR = 100\%$ et point intermédiaire η_{part} : 33°C et $PLR = 30\%$), un modèle a été élaboré qui repose sur une série d'étapes pour déterminer dans un premier temps les conditions en régime permanent puis ensuite les phénomènes issus des phases transitoires.

2.4.4.1 Grandeurs en régime permanent

Les différentes hypothèses de travail et la méthode de calcul sont présentées point par point à partir de la Figure 2.20

1. En considérant que les déperditions (dans les fumées et par la paroi) sont linéaires avec l'augmentation de la température d'eau, l'efficacité énergétique de récupération de la chaleur sensible est déterminée par une droite à partir de deux points. Le premier point (1a) est le point nominal connu d'après les données du constructeur issues de la base de données ATITA : 70°C et $PLR = 100\%$. Le second point (1b) représente le point idéal d'un rendement PCI égal à 100%, ce qui correspond à ce que l'énergie de réaction soit intégralement fournie à l'eau. La norme EN 15502-1 [2012] précise les conditions de référence de l'enthalpie de réaction à 15°C, 1013,25 mbar, gaz sec. En partant de la définition du PCI qui est la quantité de chaleur produite par 1 m³ de combustible dans les conditions de référence de pression et de température, on peut placer le point (1b) à $T = 15^\circ\text{C}$, $\eta = 100\%^{PCI}$ (hors échelle sur la Figure 2.20).
2. Les fumées issues de la combustion de gaz naturel condensent à 57°C dans les conditions stœchiométriques et à 53°C pour un excès d'air de 1,25 [Kemna *et al.*, 2007]. La chaleur latente récupérée par la combustion des fumées s'ajoute à la partie sensible. Comme on peut le remarquer sur les données expérimentales, la partie latente devient rapidement prépondérante. Notre modèle utilise l'expression de la pression de vapeur saturante pour

*. Base de données ATITA : www.rt2005-chauffage.com

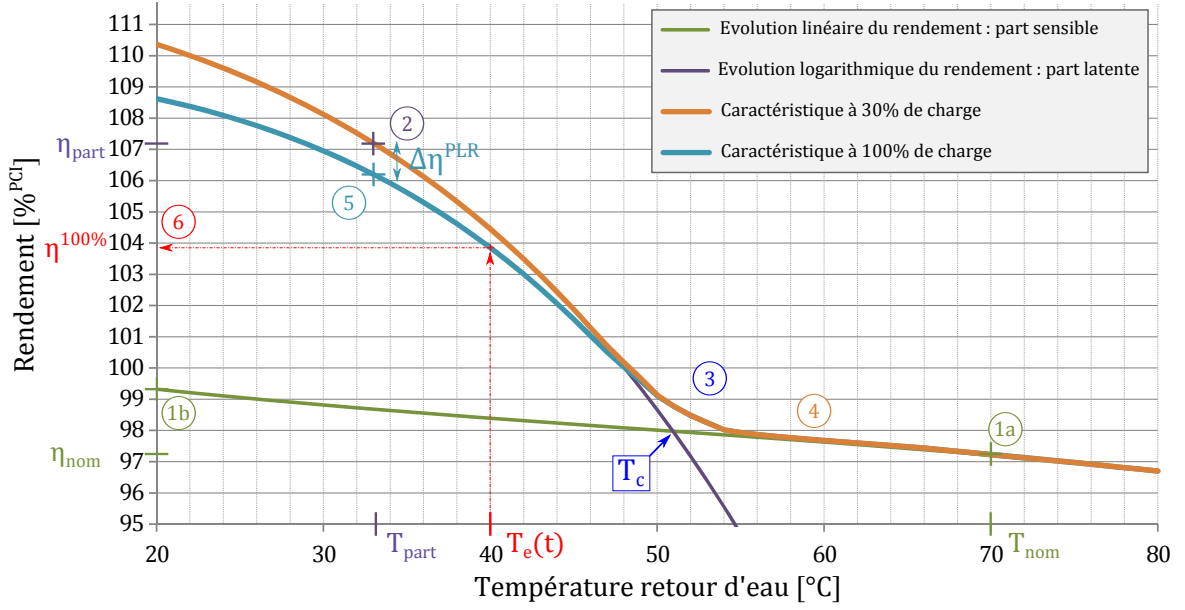


FIGURE 2.20 – Méthode de détermination du rendement en régime permanent

déterminer la courbe d'efficacité à basse température (Equation 2.9, d'après [ASHRAE, 2001]) :

$$\ln(p_{sat}) = \frac{a}{T} + b + c.T + d.T^2 + e.T^3 + f.\ln(T) \quad (2.9)$$

$$\begin{aligned} \text{avec } a &= -5,8002206.10^{+03}, & b &= 1,3914993.10^{+00} \\ c &= -4,8640239.10^{+03}, & d &= 4,1764768.10^{-05} \\ e &= -1,4452093.10^{-08}, & f &= 6,5459673.10^{+00} \end{aligned} \quad \text{pour } 0 \leq T \leq 200^\circ\text{C}$$

Pour cela, on considère un volume fermé, V , de fumées à pression atmosphérique et ayant une température permettant la condensation de la vapeur d'eau des fumées. Ce volume contient une quantité d'eau n_{eau} (moles) qui sera sous forme liquide (n_{liq}) ou vapeur (n_{vap}). On définit la fraction X_{recup} la part d'eau récupérable sous forme liquide. On introduit le terme $\Delta\eta_{cond}$ la part du rendement issue de la condensation. Pour le gaz naturel, le rapport PCS sur PCI est de 1,11 donc en rendement PCS $\Delta\eta_{cond}^{max} = 11\%$. Les trois valeurs présentées ci-dessus sont données par :

$$\begin{aligned} n_{eau} &= n_{liq} + n_{vap} \\ X_{recup} &= \frac{n_{liq}}{n_{eau}} = 1 - \frac{n_{vap}}{n_{eau}} \\ \Delta\eta_{cond} &= \eta_{total} - \eta_{sensible} \end{aligned}$$

La part du rendement issue de la condensation évolue linéairement avec la part d'eau condensée, soit $\Delta\eta_{cond}(T) = \Delta\eta_{cond}^{max} \times n_{liq}(T)/n_{eau}$. En considérant simultanément le calcul du rendement au point intermédiaire et à une température T quelconque, on trouve :

$$\begin{cases} \eta_{part} &= \eta_{sensible}^{max} + X_{recup}(T_{part}).\Delta\eta_{cond}^{max} \\ &= \eta_{total}^{max} - (1 - X_{recup}(T_{part})).\Delta\eta_{cond}^{max} \\ \eta_{cond}(T) &= \eta_{total}^{max} - (1 - X_{recup}(T)).\Delta\eta_{cond}^{max} \end{cases}$$

En reformulant le système d'équations, on a :

$$\begin{cases} X_{recup}^{part} &= 1 - \frac{\eta_{total}^{max} - \eta_{part}}{\Delta\eta_{cond}^{max}} \\ \eta_{cond}(T) &= \eta_{part} + \Delta\eta_{cond}^{max} \cdot (X_{recup}(T) - X_{recup}(T_{part})) \end{cases}$$

D'après la définition de X_{recup} :

$$\begin{cases} 1 - \frac{n_{vap}(T_{part})}{n_{eau}} &= 1 - \frac{\eta_{total}^{max} - \eta_{part}}{\Delta\eta_{cond}^{max}} \\ \eta_{cond}(T) &= \eta_{part} + \Delta\eta_{cond}^{max} \left(\frac{n_{vap}(T_{part}) - n_{vap}(T)}{n_{eau}} \right) \end{cases}$$

D'où :

$$\begin{cases} n_{eau} &= \frac{n_{vap}(T_{part}) \cdot \Delta\eta_{cond}^{max}}{\eta_{total}^{max} - \eta_{part}} \\ \eta_{cond}(T) &= \eta_{part} + \Delta\eta_{cond}^{max} \cdot (n_{vap}(T_{part}) - n_{vap}(T)) \left(\frac{\eta_{total}^{max} - \eta_{part}}{n_{vap}(T_{part}) \cdot \Delta\eta_{cond}^{max}} \right) \end{cases}$$

En introduisant la loi des gaz parfaits, on obtient finalement le rendement en régime permanent à la température T de fonctionnement de la chaudière donnée par l'Equation 2.10 :

$$\eta^{cond}(T) = \eta_{part} + (\eta_{total}^{max} - \eta_{part}) \times \left(1 - \frac{p_{sat}(T)}{p_{sat}(T_{part})} \times \frac{T_{part}}{T} \right) \quad (2.10)$$

Notons que le terme $\Delta\eta_{cond}$ disparaît de l'expression finale, celle-ci est donc valable pour tout combustible (gaz naturel, fioul ou biomasse). C'est le rendement de la machine au point intermédiaire qui fait varier le rendement suivant le combustible.

3. Les deux phénomènes (latent et sensible) sont complémentaires autour du point d'intersection de la droite et de la courbe, nommé (T_c, η_c) . Pour prendre en compte ces deux phénomènes, deux portions de courbe sont utilisées pour pondérer les parts latentes et sensibles (Equations 2.11 et 2.12)

$$\sigma_{latent} = \frac{1}{1 + \exp(T_e - T_c - \alpha)} \quad (2.11)$$

$$\sigma_{sensible} = 1 - \frac{1}{1 + \exp(T_e - T_c + \alpha)} \quad (2.12)$$

4. La courbe caractéristique du rendement suivant la température de retour d'eau pour un taux de charge de 30% est donnée par le maximum entre la courbe verte (sensible) et la courbe violette (chaleur latente). Au point d'intersection, la courbe est lissée à partir des termes σ_{latent} et $\sigma_{sensible}$. La courbe obtenue est tracée en orange.
5. Selon les données expérimentales, le taux de charge (PLR) fait varier le rendement entre 0 et 2 points de pourcentage à une température de 33°C. La variable $\Delta\eta^{PLR}$ représente cet écart entre la pleine charge et un taux de charge de 30% à 33°C, c'est un paramètre d'entrée du modèle qui vaut 1 pt% par défaut. Il semble que cet écart se réduise jusqu'à atteindre zéro lorsque la température de fonctionnement est trop élevée pour permettre la condensation des fumées (on choisit d'utiliser T_c). L'Equation 2.13 présente l'opération effectuée pour passer de l'efficacité à 30 % de charge à celle à 100 % de charge.

$$\eta^{100\%} = \eta^{30\%} - \Delta\eta^{PLR} \times \frac{T_c - T(t)}{T_c - T_{part}} \quad (2.13)$$

6. Les deux caractéristiques à 30 % et 100 % de charge sont désormais définies. Comme présenté en rouge sur la Figure 2.20 à partir de la température de retour d'eau à l'instant t , le rendement à 100% de charge ($\eta^{100\%}$) peut être déterminé. Il en est de même pour le rendement à 30% de charge ($\eta^{30\%}$). L'Equation 2.14 donne la valeur du rendement fonction du taux de charge (PLR) à l'instant t d'un régime permanent (η^{RP}).

$$\eta^{RP} = \eta^{30\%} - \left(\Delta\eta^{PLR} \times \frac{T_c - T(t)}{T_c - T_{part}} \times \frac{PLR - PLR_{part}}{PLR^{Nom} - PLR^{part}} \right); \quad (2.14)$$

La validation du modèle de boîte grise proposé ci-dessus est réalisée à partir de données expérimentales présentes dans la littérature. Pour chacune des comparaisons, le modèle a été calé à partir des points marqués d'une croix noire avec sa valeur étiquetée sur les figures.

Makaire et Ngendakumana [2010] proposent deux séries d'essais pour une chaudière gaz à condensation. Les résultats de la première série d'essais sont présentés sur la Figure 2.21.

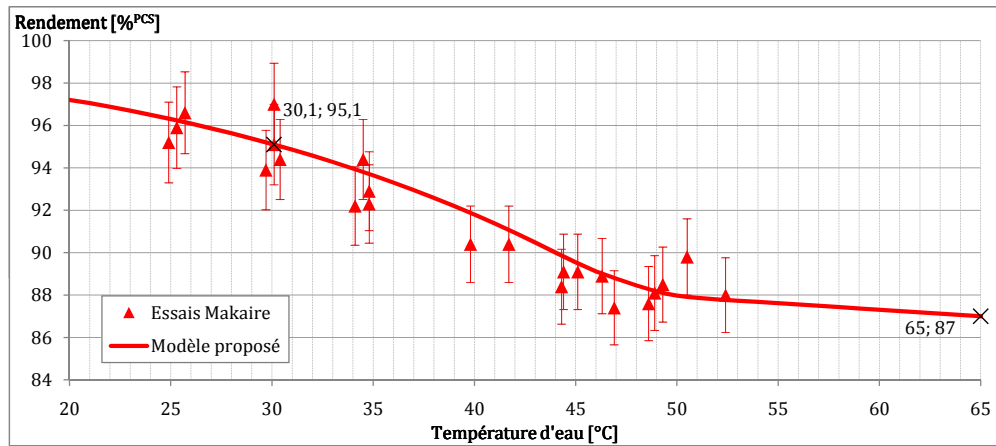


FIGURE 2.21 – Comparaison du modèle avec les données expérimentales de Makaire et Ngendakumana [2010], série 1

La seconde série de résultats expérimentaux Makaire et Ngendakumana [2010] inclut différentes charges de fonctionnement de la chaudière. Le paramétrage a été réalisé avec des points (34,7°C; 95,1%) - puissance de 10 kW - et (65°C; 87%) - 24 kW. A 34,7°C, l'écart de rendement entre le fonctionnement à 10 kW et 24 kW est de 1,6 point de pourcentage. Ces 3 seuls paramètres permettent la détermination des rendements en régime permanent pour différentes températures de retour d'eau et de charge de la chaudière. La Figure 2.22 confirme la validité du modèle.

Ces travaux de validation ont également été effectués avec les données de Haller *et al.* [2011b] présentées ci-avant sur la Figure 2.23 :

Bien qu'ici les deux courbes à 60 % et 100 % de charge semblent se croiser pour les données expérimentales contrairement aux résultats du modèle, le rendement est en accord avec l'expérience à moins de 0,4 %.

Le modèle validé offre l'avantage d'un minimum de données d'entrée pour être paramétré et ne pose pas de problèmes d'extrapolation en dehors de l'intervalle [T^{part} ; T^{nom}] (i.e. [33°C; 70°C]).

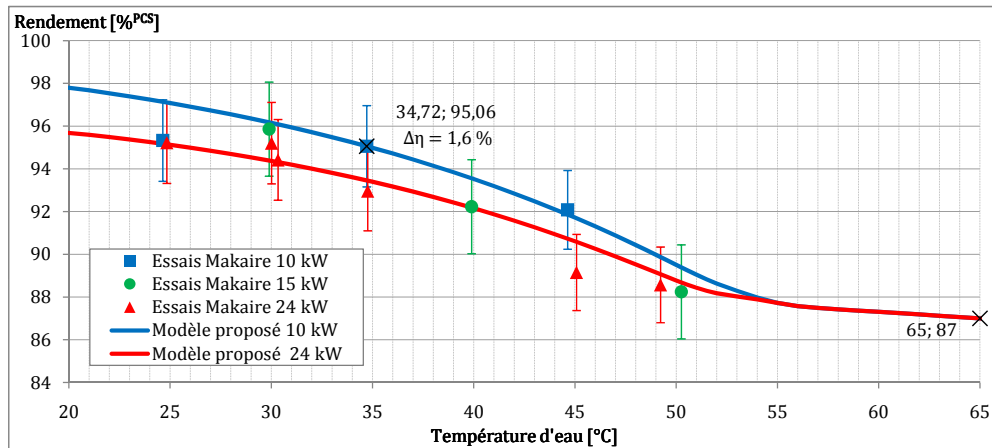


FIGURE 2.22 – Comparaison du modèle avec les données expérimentales de Makaïre et Ngendakumana [2010], série 2

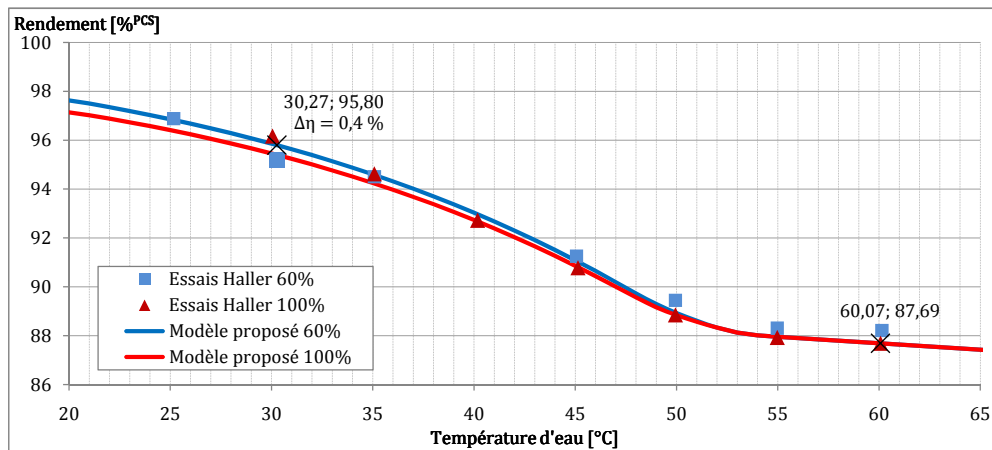


FIGURE 2.23 – Comparaison du modèle avec les données expérimentales de Haller *et al.* [2011b]

2.4.4.2 Prise en compte des phénomènes transitoires

La modélisation dynamique permet de prendre en compte les phénomènes transitoires de fonctionnement et les phases pre- et post-combustion. A partir de l'étude bibliographique, on a modélisé trois phénomènes transitoires ayant un impact non négligeable :

1. La purge de pré-combustion est une période d'une trentaine de secondes durant laquelle la chambre de combustion est refroidie par le renouvellement de l'air avant l'allumage. Pour une chaudière de 20 kW ayant un débit d'air de 24,1 l/h, Kemna *et al.* [2007] donne le calcul de déperditions suivant :

$$Q_{\text{purge}} = \Delta t \cdot \dot{V}_{\text{air}} \cdot \rho_{\text{air}} \cdot C_{p\text{air}} \cdot (T_{\text{ext}} - T_{\text{chaudière}}) \quad (2.15)$$

avec $\Delta t = 30 \text{ s}$, $\dot{V}_{\text{air}} = 6,7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$, $\rho_{\text{air}} = 1,2 \text{ kg/m}^3$ et $C_{p\text{air}} = 1000 \text{ J/kg.K}$. Le volume $\dot{V}_{\text{air}}$ est adaptée aux conditions de fonctionnement de la machine modélisé.

2. La perte de rendement liée aux imbrulés durant la phase de démarrage dépend de la technologie de la chaudière considérée. Ce phénomène est pris en compte par un coefficient constant pendant la phase d'allumage (valeur par défaut, 1,4% d'après Kemna *et al.* [2007]).
3. L'inertie est prise en compte de façon similaire au modèle de chaudière proposé dans la modélothèque *Buildings* par le biais d'une capacité thermique pour la masse de métal et

une autre pour la masse d'eau. Ces valeurs sont celles fournies par le constructeur dans les fiches de la base ATITA.

2.4.4.3 Consommation électrique de la chaudière

La consommation électrique de la chaudière dépend de l'énergie consommée par le circulateur, les autres auxiliaires (ventilateur de la chambre de combustion et électronique de la machine) et lors des états de veille. Les trois variables P_{circu} , P_{aux} et P_{veille} sont accessibles dans la base ATITA. Ces consommations sont très dépendantes des cycles de fonctionnement de la machine et les équations déterminant les puissances appelée présentée ci-dessous sont fonction de l'état de la machine. Le cycle suivant a été retenu :

Purge pré-combustion Lors de cette phase de 30 secondes, le ventilateur fonctionne à plein régime pour renouveler l'air de la chambre de combustion. Le circulateur se met en marche :

$$P_{elec} = P_{aux} + P_{circu}$$

Combustion Lors de cette phase d'une durée minimale à celle de l'anti-court cycle (par défaut 3 minutes), le circulateur est en marche et le ventilateur adapte sa vitesse au taux de charge de la machine. D'après le tableau donné par Kemna *et al.* [2007] sur la consommation des auxiliaires, on considère que la ventilation représente la moitié de la consommation des auxiliaires (et varie suivant la charge, soit en $\frac{PLR}{2}$) :

$$P_{elec} = P_{aux} \times \left(\frac{1}{2} + \frac{PLR}{2} \right) + P_{circu}$$

Combustion éteinte et circulateur en marche Afin de dégager les calories produites par la phase de combustion, le circulateur est maintenu en marche alors que la chaudière est en veille :

$$P_{elec} = P_{veille} + P_{circu}$$

Cette phase est fixée par l'utilisateur, par défaut elle vaut 30 minutes.

Machine éteinte A la fin de la période précédente, le circulateur est interrompu et seule la veille de la machine consomme :

$$P_{elec} = P_{veille}$$

2.4.4.4 Atouts et limites du modèle

Ce modèle nécessite peu de données d'entrée. Elles sont accessibles d'après des essais normatifs, (contrairement à l'identification paramétrique nécessaire au modèle de Haller *et al.* [2011a]). Il se base sur les phénomènes physiques pour déterminer les performances. Le calage de la courbe de rendement dans la zone de condensation lie approche physique et approche empirique. Cette méthode permet d'avoir une bonne approximation de la performance de la machine pour toutes la gamme de température et, en particulier, pour les basses et très basses températures du réseau d'eau (autour de 25-30°C) qui sont utilisées dans les BBC. Contrairement au modèle polynômial proposé par Cockroft *et al.* [2007] totalement boîte noire, le modèle boîte grise présenté reste valable en dehors des bornes des données d'entrée.

2.4.5 Comparaison inter-modèles

Une étude comparative entre le modèle de la RT2012 (horaire et détermination du rendement par la méthode présentée en Figure 2.19) et le modèle développé (considération des phénomènes dynamiques avec détermination du rendement à partir du modèle boîte grise) est réalisée pour évaluer l'impact de la prise en compte de certains phénomènes en simulation annuelle.

Pour un régime de départ d'eau autour de 50°C, le modèle de la RT2012 sous-estime par rapport au modèle développé de plus de 10% la consommation énergétique (en énergie primaire) dans un bâtiment BBC ayant une consommation énergétique annuelle de chauffage proche de 20 kWh/m².

Trois points de pourcentage de cet écart s'expliquent par la différence entre approche horaire et approche systémique. Cette différence entre les approches a été évaluée à 6% dans la partie PAC air/air tout-ou-rien (Partie 2.2, page 36). La différence entre les deux équipements est liée à leur mode de fonctionnement. La modulation de la puissance de la chaudière permet, vis-à-vis du fonctionnement tout-ou-rien, de s'approcher du besoin thermique avec une régulation directe de type PI.

Les sept points de pourcentage restant s'expliquent par la détermination plus fidèle de la performance de la machine, d'une part sur le rendement en régime permanent (Figure 2.19 versus Figure 2.20), et d'autre part sur l'estimation de la consommation électrique des auxiliaires qui est sous-estimée de 16% par le modèle horaire de la RT2012. Ceci est en particulier dû aux phénomènes transitoires de la chaudière lors des cyclages en inter-saison (Figure 2.24).

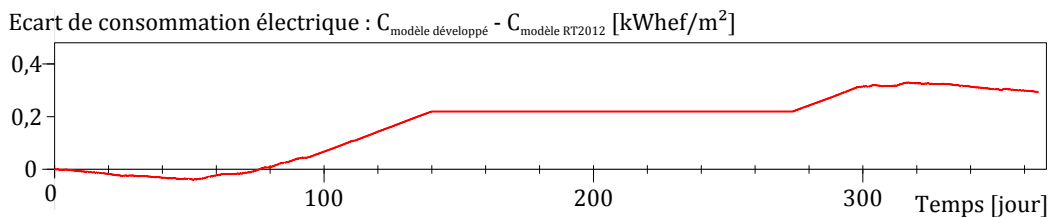


FIGURE 2.24 – Évolution de la consommation électrique d'une chaudière à condensation entre approches horaire ou dynamique

La consommation des auxiliaires représente 0,20 kWh/m².an (1,2 kWh/m².an en énergie primaire), soit plus de 20% de la consommation énergétique annuelle du poste de chauffage. La modélisation en boucle fermée permettant d'identifier les phénomènes de marche et d'arrêt de la chaudière et de ces auxiliaires offre une estimation plus fidèle de cette consommation, en particulier en inter-saison lorsque le cyclage de la machine est plus marquée.

Au niveau de la représentation des appels de puissance, on peut remarquer sur la Figure 2.25 que leur estimation par le modèle dynamique se démarque davantage du modèle horaire dans un bâtiment BBC (besoin compris entre 10 et 50 kWh/m².an) que dans un bâtiment existant (besoin supérieur à 100 kWh/m².an).

Cette étude comparative montre que les phénomènes pris en compte dans le modèle dynamique apportent plus de précision qu'un modèle horaire linéarisant l'effet des conditions de fonctionnement. La consommation annuelle des auxiliaires représente plus de 20% de la consommation d'énergie primaire dans les BBC et la simulation dynamique permet de représenter fidèlement leur contribution.

La modèle dynamique a été développé, dans un premier temps, avec la volonté d'une représentation exhaustive de phénomènes à prendre en compte. Une étude de sensibilité présentée ci-après

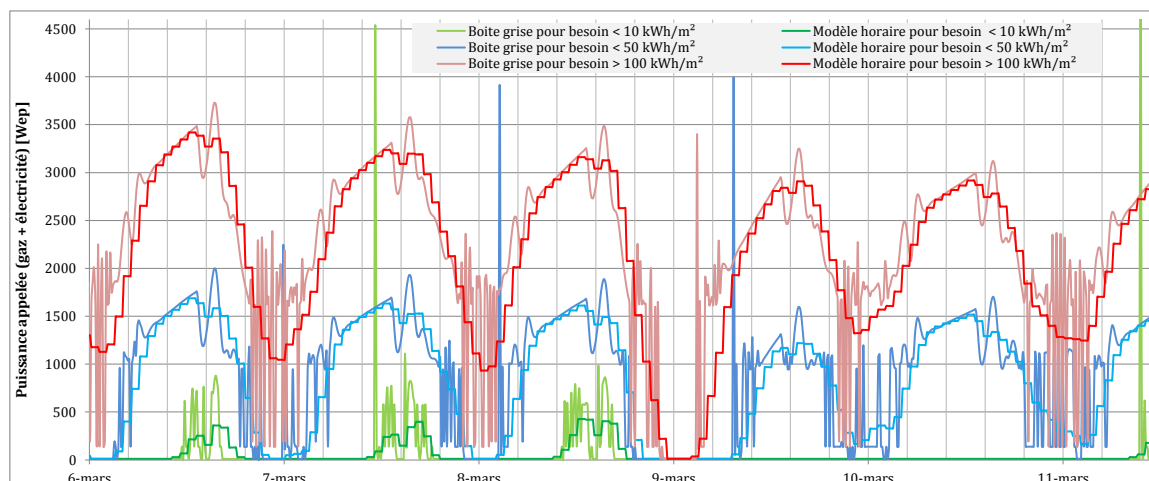


FIGURE 2.25 – Évolution de la puissance totale appelée (gaz+électricité) d'une chaudière à condensation entre des approches horaire ou dynamique

est réalisée afin de déterminer ceux qui sont prépondérants et nécessitent un paramétrage plus fin.

2.4.6 Étude de sensibilité du modèle de chaudière appliquée au bouquet 2

A partir du bouquet 2 (Chaudière condensation + Double flux + Batterie chaude), une étude de sensibilité est réalisée sur tous les paramètres de la chaudière. Des simulations annuelles sont réalisées sur le système énergétique complet afin que l'étude paramétrique soit représentative des conditions de fonctionnement réelles pouvant mettre en lumière l'influence par exemple du cyclage ou de la charge partielle identifiable par la simulation dynamique.

L'étude de sensibilité des paramètres est effectuée sur des plages de valeurs issues d'essais normatifs sur des modèles réels de chaudière à condensation réunis au sein de la base de données ATITA.

L'étude de sensibilité (plage de paramétrage et résultats) est donnée de façon exhaustive dans l'Annexe C. Seule la synthèse des principaux résultats est donnée ici.

Quatre critères de comparaison ont été choisis pour être représentatifs à la fois de l'impact sur les performances du système (bilan de consommation énergétique) mais aussi sur le mode de fonctionnement et sur le confort :

- la consommation énergétique globale (gaz + électricité) en énergie primaire,
- la consommation annuelle de gaz,
- la consommation annuelle électrique,
- le nombre de cycles,
- l'inconfort froid.

Le rendement d'une chaudière à condensation dépendant fortement de la température de retour d'eau, différentes stratégies de gestion de la température de la boucle d'eau ont été testées et l'utilisation d'une loi d'eau permet d'avoir le meilleur compromis entre efficacité et confort thermique.

Les paramètres fixant la caractéristique du rendement (η_{nom} et η_{part}) sont très influents car ils

sont directement représentatifs des performances de la machine. Leur impact est quasiment linéaire sur la consommation de gaz. Cette considération est également valable pour la consommation électrique des auxiliaires (marche et veille) et du circulateur (Notons que certains circulateurs ont une puissance nominale de 77 W et peuvent représenter près d'un quart de la consommation totale en énergie primaire. La prise en compte de la consommation des auxiliaires est donc primordiale dans le calcul de la consommation annuelle des générateurs de chaleur.).

Pour la durée de fonctionnement du circulateur, un arrêt au bout d'une minute réduit de 32% la consommation énergétique globale par rapport à un fonctionnement continu du circulateur sans influencer le confort intérieur. Il est donc plus économique en local non chauffé de couper le circulateur rapidement après l'arrêt de la chaudière

La durée d'anti court-cycle impacte de 10% la consommation énergétique pour des durées minimales de cycle de 1 et 10 minutes. Une durée de 10 minutes permet de diviser par près de 10 le nombre de cycles.

Les déperditions à travers la paroi (représentées par le biais du paramètre $P30K$) influencent peu la performance de la machine en local chauffé mais peuvent conduire à une augmentation de 8% de la consommation énergétique globale de la machine en local non chauffé.

Le paramètre $\Delta\eta^{PLR}$ (représentant la baisse de performance en fonction de la charge à une température de retour d'eau de 30°C) a un effet quasiment nul sur les cinq critères considérés. L'utilisateur peut donc laisser une valeur par défaut de deux points de pourcentage (d'autant plus que ce paramètre n'est pas fourni dans la base ATITA). La durée de purge de pré-combustion a également un impact très limité.

2.4.7 Conclusion de cette étude

La méthodologie présentée en début de partie a permis le développement, en deux temps d'un modèle : une représentation exhaustive des phénomènes puis une simplification des phénomènes négligeables à partir d'une étude de sensibilité. Ce modèle a montré qu'il était possible de réduire les erreurs commises en négligeant des phénomènes physiques.

Pour le modèle de chaudière à condensation, la prise en compte des lois physiques liées à la condensation de la vapeur d'eau contenue dans les fumées offre une meilleure estimation du rendement en régime permanent en fonction de la température d'eau et de la charge. La modélisation dynamique permettant de représenter les cycles de fonctionnement de la machine permet d'évaluer plus finement la consommation des auxiliaires qui représente plus de 15% de la consommation énergétique (en énergie primaire).

La méthodologie appliquée dans cette étude pourra être adaptée au développement d'autres modèles de systèmes énergétiques, ce qui est d'ailleurs le cas dans la partie suivante qui présente la modélisation d'un PAC air/air à vitesse de compresseur variable.

Règle de modélisation dans les BBC :

La modélisation des phénomènes transitoires et de certains phénomènes physiques dans la logique d'une modélisation boîte grise permet d'estimer plus fidèlement la consommation énergétique de la chaudière à condensation. Un modèle horaire considérant une évolution linéaire du rendement suivant la température d'eau peut entraîner une **sous-estimation de plus de 10%** de la consommation énergétique d'une chaudière à condensation par rapport à un modèle plus avancé. Il faut que le modèle représente la quantité d'eau condensée selon la température de retour d'eau.

Les **auxiliaires** dans un BBC représentent plus de 15% de la consommation énergétique du poste de chauffage. Leur évaluation nécessite la représentation des cycles de fonctionnement de la machine.

La méthodologie décrite dans cette partie afin d'identifier les **phénomènes prépondérants** et les paramètres nécessitant une attention particulière à leur estimation peut être reproduite pour d'autres équipements..

2.5 PAC air/air à vitesse variable – Etude complète avec validation expérimentale

Une nouvelle étude comparative entre différentes approches de modélisation de PAC air/air est maintenant présentée. Il s'agit à présent d'une PAC à vitesse variable et cette fois on dispose de données expérimentales ce qui va permettre d'évaluer la précision de chacune d'entre elles et de la mettre en parallèle avec la facilité de paramétrage. Cette étude a fait l'objet d'une soumission au *Journal of Building Performance Simulation*. La version présentée ci-après tient compte des premiers retours des relecteurs.

Quatre approches de modélisation de complexité croissante ont été choisies d'après une étude bibliographique et un modèle représentatif de chacune a été implémenté dans un environnement de modélisation unique (Modelica) :

- **Modèle quasi-statique empirique** basé sur une représentation horaire de la charge de fonctionnement de la PAC et déterminant la performance d'après des équations empiriques, développé d'après les travaux de Blervaque *et al.* [2012] et Anglesio *et al.* [2001] ;
- **Modèle dynamique empirique** établi pour une simulation en boucle fermée de la PAC par l'introduction d'une équation différentielle du premier ordre pour représenter la phase de mise en marche de la machine et déterminant la performance d'après des équations empiriques, développé d'après les travaux de Blervaque *et al.* [2012] et Anglesio *et al.* [2001] ;
- **Modèle physique simplifié** établi pour une simulation en boucle fermée de la PAC avec une représentation simplifiée de la boucle thermodynamique du fluide frigorigène, développé spécialement pour cette thèse ;
- **Modèle physique détaillé** basé sur des modèles physiques des différents composants de la boucle thermodynamique, développé à partir des composants présents dans la bibliothèque TIL [TLK-Thermo, 2012] (voir Annexe B).

Le Tableau 2.4 synthétise les différences entre les approches considérées.

Approches	Dynamique	Équations	Paramètres
Quasi-statique empirique	Horaire	Empirique	Données constructeur
Dynamique empirique	Continu	Empirique	Données constructeur
Physique simplifiée	Continu	Thermodynamique	Données constructeur
Physique détaillée	Continu	Thermodynamique	Données de conception

TABLEAU 2.4 – Différentes approches de modélisation mise en œuvre

Une méthodologie, basée sur les travaux de Lomas *et al.* [1997], a été développée pour observer successivement quelle est la précision du modèle

- si l'on ne connaît pas les données expérimentales, le paramétrage est réalisé à partir des données de constructeur accessibles à l'utilisateur : *Phase Ex-ante*,
- si l'on connaît les données expérimentales, on peut alors calibrer les paramètres en minimisant l'écart entre les résultats et les données expérimentales : *Phase Ex-post*,

Dans ces deux cas, les signaux de contrôle sont imposés au modèle afin que les résultats soient synchronisés. Dans une dernière partie, *Phase Régulation*, le système de régulation est implémenté pour que le modèle ne considère que les températures extérieure et intérieure en entrée du modèle (Figure 2.26). Le modèle de régulation fournit les signaux de commande de la fréquence de rotation du compresseur (f_{comp}) et des vitesses de rotations des ventilateurs à l'évaporateur et au condenseur (respectivement ξ_{Ev} et ξ_{Co}). Une description détaillée de l'unité de régulation est

donnée dans la publication.

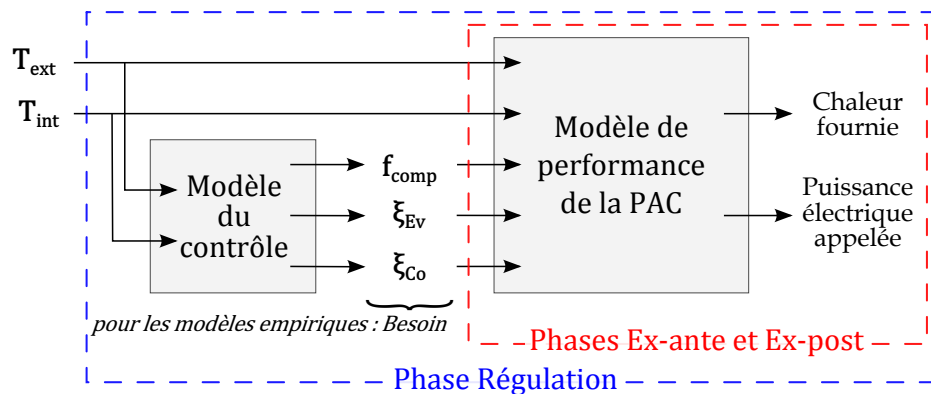


FIGURE 2.26 – Utilisation des données mesurées en fonction de phase de la méthodologie employée

Les résultats des modèles pour les phases *Ex-ante* et *Ex-post* sont comparés aux données expérimentales pour observer la précision de l'estimation de la performance du système pour des points en régime établi couvrant une plage de température extérieure allant de -7 à $+7^{\circ}\text{C}$. Pour la phase *Ex-ante*, les modèles présentent des écarts avec les points expérimentaux allant jusqu'à 20%. Le modèle dynamique empirique est le plus précis pour cette première phase.

L'étape de calibration de la phase *Ex-post* permet de réduire les écarts aux points expérimentaux. Les modèles empiriques présentent une dérive importante pour les températures éloignées du point nominal (maximum 12% d'erreur). Le modèle physique détaillé présente un très grand nombre de paramètres, en partie difficilement accessible, rendant délicat le calibrage. Le modèle physique détaillé est le plus précis avec des écarts aux valeurs expérimentales inférieures aux incertitudes sur les mesures (valant $\pm 6,9\%$).

La dernière phase pour laquelle la régulation est modélisée correspond à l'usage classique en simulation énergétique des bâtiments. Les résultats en puissances fournies et appelées présentent une bonne concordance avec les données expérimentales.

Publication

Variable speed air-to-air heat pump modeling approaches for building energy simulation and comparison with experimental data

Hubert BLERVAQUE^{a,b *}, Pascal STABAT^a, Sila FILFLI^b, Mathieu SCHUMANN^b
 and Dominique MARCHIO^a

^a*MINES ParisTech, PSL - Research University, CES - Centre for energy efficiency of systems,
 60 boulevard Saint Michel, Paris, FR 75006*

^b*EDF R&D, ENERBAT - Energy in Buildings and Territories Department,
 Avenue des Renardières, Moret-sur-Loing, FR 77818*

(v2.0 released November 2014)

The decrease of heat demand in low energy buildings and the development of new HVAC systems call for a reexamination of the usual modeling approaches in building simulation. A comparison methodology is developed to confront different modeling approaches with experimental data. The methodology is applied to four models of variable speed air-to-air heat pumps. Two classical empirical models (a static and a dynamic one) and a detailed physical model are selected. Moreover, a simplified physical model is developed for this study. The detailed control of the experimental heat pump and a model of the defrost cycle are given. The four modeling approaches are compared to in-situ measurements for outdoor temperatures between -7 and +7°C including defrost phases. The simulation results are analyzed from the standpoint to be used for building energy simulation.

Keywords: dynamic model; inverter; control; defrost; calibration; heat pump; variable speed

1. Introduction

A wide range of modeling approaches for heat pump systems is available in the literature, from equation-fit to physical models (Hamilton and Miller 1990). A comparison of these models seems to be necessary to understand their advantages and drawbacks in building energy simulation (BES). This paper compares different types of variable speed air-to-air heat pump models according to the modeling objective, for instance: annual energy consumption calculation, HVAC system sizing or control optimization, etc. In addition, a comparison method using experimental data is developed to help identify rules to choose the most appropriate modeling approach according to the available input data.

Two factors have to be considered for the characterization of the models studied: the level of physical representation and dynamic considerations. For the physical aspect, Scarpa, Emmi, and Carli (2012) suggested three modeling approaches:

- An empirical approximation approach, using mainly an equation-fit model as in DOE2 (York, Tucker, and Capiello 1981);
- A general thermodynamic approach, based on thermodynamic laws (Ni et al. 1999);
- A detailed thermodynamic approach, modeling each component of the heat pump as in the ORNL programme (Rice 2011).

*Corresponding author. Email: hubert.blervaque@mines-paristech.fr

For the dynamic aspect, Garde et al. (2001) demonstrated that the reduction of the time step grants a clearer consideration of system dynamics and control. Mainly two dynamic approaches for building energy simulation are used:

- Quasi-static models. The heat pump behavior is modeled as a sequence of steady states. Hourly time step simulation is largely used in BES software and many models apply degradation factors to take sub-hourly events, such as on/off or defrost cycles, into account (Brandemuehl 1993).
- Dynamic models. These models use a continuous-time approach with differential equations to take transient phases into account (Madsen and Holst 1995).

In combining physical and dynamic approaches, we identify four models that will be simulated in a unique BES piece of software and compare with experimental data in following a specific methodology. The equation-based language Modelica is chosen because it makes possible to represent the different approaches (for physical and dynamical aspects) and can be used to rapidly implement new models (Wetter 2009), then the new models will be presented by systems of equations.

2. Methodology

Four types of models are selected to represent the various degrees of physical and dynamic considerations:

2.1. *Quasi-static empirical models*

This kind of modeling is largely used in BES software, such as EnergyPlus (Crawley et al. 2001) or TRNSYS (Klein et al. 2012). These models are hourly equation-fit models based on constant or manufacturers performance tables. Various polynomial equation-fits can be found in the literature (1st order, 2nd order, etc.), requiring an increasing quantity of experimental data to calibrate the parameters with the equation order. In this category of models, the one of Marchio and Filfi (2003) is selected because only three performance data, given by manufacturers, is needed. The hourly part load, named *PLF* (Part Load Factor), is taken into account by a degradation coefficient integrating standby and cycle losses. It can be determined by using the general equation of Henderson, Parker, and Huang (2000) and adapted for variable speed heat pumps from results of Anglesio, Caon, and Caruso (2001).

2.2. *Dynamic empirical models*

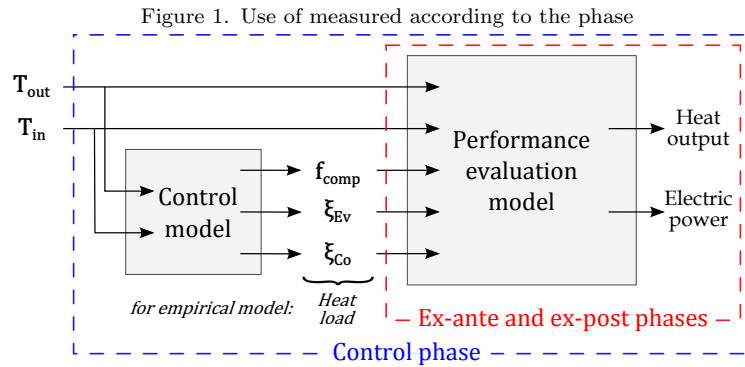
This kind of modeling is derived from the quasi-static empirical category and adapted for continuous-time simulation by integrating a differential equation for transient periods. As presented in (Blervaque et al. 2012), such an approach is characterized by low calculation time, needs a low number of parameters and makes continuous-time control possible.

2.3. *Detailed physical models*

Contrary to empirical models, the thermodynamic approach, based on dynamic and refrigerant flow modeling has a high level of complexity. These dynamic physical models are based on the equations of mass, momentum and energy conservation governing the system. Chi and Didion (1982), Mulroy (1986) and MacArthur and Grald (1987) developed detailed dynamic models requiring many hard-to-find parameters and a long computing time. The components of the system can be modeled separately and then combined to simulate the whole system. Li and Alleyne (2010) validated their dynamical model during on/off phases. The Modelica TIL library (Gräber et al. 2010) is used in

Table 1. Comparison between the selected modeling approaches

Approaches	Dynamics	Equations	Parameters
1.Quasi-static empirical	Hourly	Empirical	Performance data
2.Dynamic empirical	Continuous-time	Empirical	Performance data
3.Simplified physical	Continuous-time	Thermodynamic	Performance data
4.Detailed physical	Continuous-time	Thermodynamic	Design data



this study.

2.4. Simplified physical models

This kind of modeling is derived from the quasi-static empirical category and adapted for continuous-time by integrating a differential equation for transient periods. As presented in (Bler-vaque et al. 2012), such an approach is characterized by low calculation time, needs a low number of parameters and makes continuous-time control possible.

2.5. Comparison steps

The four modeling approaches are synthesized in Table 1.

A specific methodology is used to compare the four modeling approaches with experimental data, step by step. The goal is to analyze their accuracy on one hand and their ease of parameterization on the other.

The methodology follows the benchmark proposed by Lomas et al. (1997) including an initial “blind phase,” or “ex-ante phase,” in which the model user does not consider the experimental data to parameterize the model. Then, an “open phase,” or “ex-post phase,” in which the user calibrates input parameters by using experimental data, making it possible to compare the models with the best parameterization. An additional phase, called “control phase,” makes it possible to observe the behaviour of the model incorporating a representation of the control system.

For clarity reason, the paper does not follow the phases order of the methodology: the parameterization step of the ex-ante and ex-post phases are described together, then the results of these two phases are presented. The control phase is independently structured and presented at last.

For the experimental validation, the control algorithm of the equipment can largely impact the time dependent results due to the setpoint, variable speed control law and defrost signal. For this reason, the measured internal control data are used as input of the models in the first two phases to evaluate the performance independently of the control signals. A control model is only integrated in the last phase. Figure 1 shows how the measured data are used as inputs according to the phase and which data are transmitted between the heat pump model and the control system.

After this introduction part, the second part of the study is dedicated to the description of the experimental data. Then, the simplified physical model developed for this study is fully described in Part 4. The three other models are summarily described in the next part dedicated to the

Table 2. Rating performances

Points	T_{out} [°C]	T_{in} [°C]	Frequency [Hz]	COP [-]	Heat output [W]
1	7.0	19.9	60	2.65	1676
2	7.0	20.2	50	2.69	1331
3	7.1	20.1	40	2.64	996
4	2.0	19.8	60	2.37	1417
5	-6.7	19.1	90	1.85	1549
6	-6.6	19.3	70	1.96	1219

parameterization of the model. A full list of the parameters of each model is given. For more detail on the models:

- Quasi-static and dynamic empirical models, Blervaque et al. (2012) for the main part of the models and Anglesio, Caon, and Caruso (2001) for variable speed consideration;
- A detailed physical model, TLK-Thermo (2012) and the Modelica documentation of the TIL library.

The results of the ex-ante and ex-post phases are given in Part 7. The last part is dedicated to the control phase: description of the transient and steady state control of the variable speed heat pump, defrost cycle modeling and results.

3. Experimental data

The measured data come from an experimental compact indoor heat pump, without an outdoor unit: a dedicated ventilation tube is applied between the heat pump and the outside. It sized to provide 1.5 kW at an outdoor temperature of -7°C and an indoor temperature of 20°C . The nominal performance at $+7^{\circ}\text{C}/+20^{\circ}\text{C}/60\text{ Hz}$ ($T_{out}/T_{in}/f$) is near 1700 W with a COP of 2.65 (standby power of 47 W). The measurements are applied on a similar test bench developed by Tran (2013). This air-to-air heat pump is a prototype developed by EDF R&D. The project target is to show that a very compact and low-noise machine is technologically feasible as a substitute for electric convectors. The performances of this prototype are yet to be improved but the heat pump geometry and control law are well-known, and are necessary for the study.

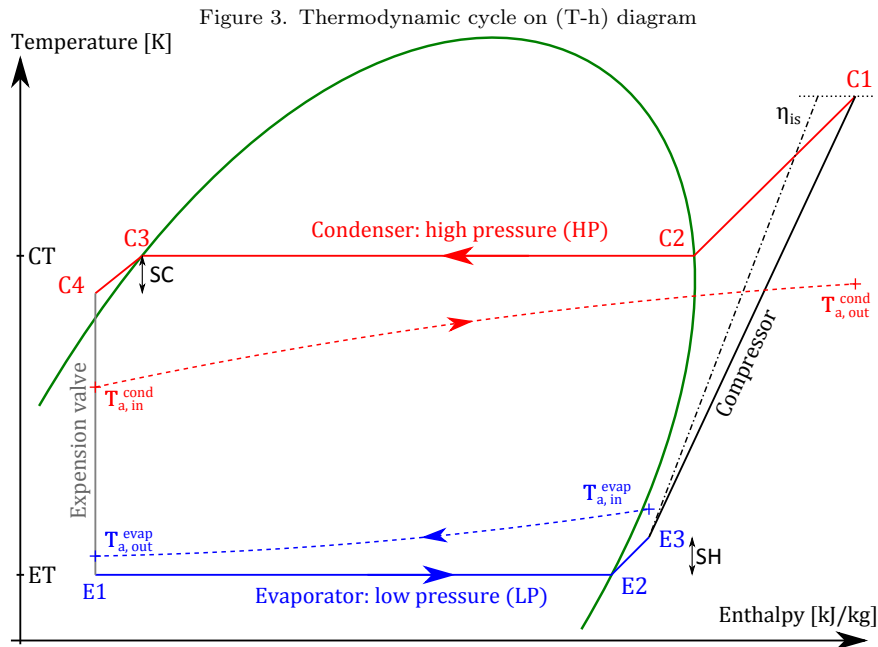
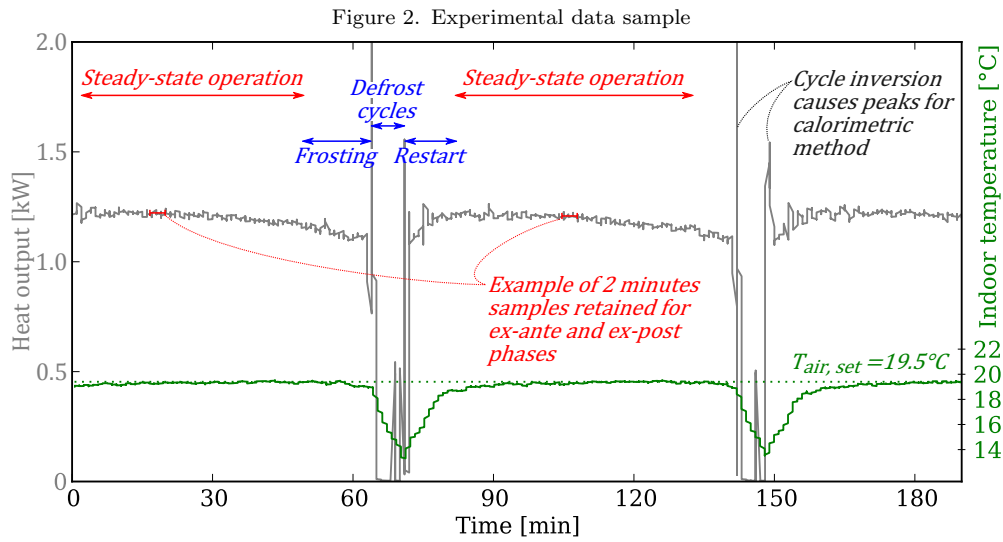
Before the in-situ experiments, some measured data in rated conditions were established. The six points presented in Table 2 are considered as manufacturer data (however, rating measurements from standards rarely provide the compressor frequency).

The heat pump is fully instrumented: whole system and compressor electric powers, indoor and outdoor temperatures (uncertainty: $\pm 0.15\text{ K}$), high and low pressures (uncertainty: $\pm 0.5\%$), temperatures at various points of the thermodynamic cycle, and the outputs of the control system: condenser and evaporator air flow rates and compressor speed setpoints. The heat output of the heat pump is calculated with a calorimetric method (evaluated uncertainty: $\pm 6.9\%$).

Experimental samples used for comparison were obtained in January 2013 under real conditions. The heat pump was used to maintain the indoor temperature at 19.5°C . Defrost cycles appear in all experimental records. Figure 2 shows a sample of the records, and indicates the transient phases due to the defrost cycles and the steady-state phases used for the performance evaluation of the heat pump in the ex-ante and ex-post phases.

4. Simplified physical heat pump model

In this section, a novel variable-speed air-to-air heat pump model is presented. The two heat exchangers (evaporator and condenser) and the compressor are modeled separately with a simplified approach using refrigerant physical properties. It is a continuous-time model without a time differential equation due to the fact that variable speed heat pump technology usually integrates a



specific control for the start phase to follow the system dynamics. Hence the different control phases are taken into account but the transient phenomena are neglected in order to improve convergence at the initialization time step and so to decrease the total calculation time.

Another assumption is made to improve model convergence: the expansion valve is not modeled; its action is represented by a constant super-heating temperature (SH) at the evaporator. Indeed, today facilities integrate electronic expansion valves to efficiently and quickly control the super-heating temperature at a constant value (often near 6 K).

The thermodynamic cycle is presented in Figure 3 by a (T-h) diagram (in plain lines). The main four steps of a heat pump are the compression, the condensation, the expansion and the evaporation of a refrigerant. The air temperature evolution for both heat exchangers is represented by dashed lines.

Table 3. The system of equations of the condenser model[†]

Inputs:	$h_{C1}, \dot{m}_r, \dot{m}_a, T_{a,in}^{cond}$
Outputs:	Q_{cond}, CT, h_{C4}
	$Q_{cond} = \dot{m}_a \cdot C p_a \cdot (T_{a,out}^{cond} - T_{a,in}^{cond})$ (1)
	$Q_{cond} = \dot{m}_r \cdot (h_{C4} - h_{C1})$ (2)
	$CT = T_{C4} + SC$ (3)
	$CT^* = \frac{\Delta h_{C1/C2} \cdot \bar{T}_{C1/C2} + \Delta h_{C2/C3} \cdot CT + \Delta h_{C3/C4} \cdot \bar{T}_{C3/C4}}{\Delta h_{C1/C4}}$ (4)
	$UA = \left(\frac{1}{UA_a} + \frac{1}{UA_r} \right)^{-1}$ (5)
	$UA_r^{nom} = \beta \cdot UA_a^{nom}$ (6)
	$UA_a = UA_a^{nom} \cdot \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_a^{nom}} \right)^{0.6}$ (7)
	$UA_r = UA_r^{nom} \cdot \left(\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_r^{nom}} \right)^{0.8}$ (8)
	$Q_{cond} = UA \cdot (CT^* - \bar{T}_{air})$ (9)

[†] Some variables (for example: $C1, CT$) refer to points in the Figure 3

Table 4. The system of equations of the evaporator model[†]

Inputs:	$h_{E1}, \dot{m}_r, \dot{m}_a, T_{a,in}^{evap}, HR_{a,in}^{evap}$
Outputs:	Q_{evap}, ET, h_{E3}
	$ET = T_{ADP} + \Delta T_{wall}$ (10)
	$T_{E3} = ET + SH$ (11)
	h_a and ω_a are calculated from $T_{a,in}^{evap}$ and $HR_{a,in}^{evap}$ (12)
	$\epsilon = 1 - \frac{h_a^{out} - h_a^{ADP}}{h_a^{in} - h_a^{ADP}}$ (13)
	$\epsilon = 1 - \frac{\omega_a^{out} - \omega_a^{ADP}}{\omega_a^{in} - \omega_a^{ADP}}$ (14)
	$Q_{evap} = \dot{m}_a \cdot (h_{a,out}^{evap} - h_{a,in}^{evap})$ (15)
	$Q_{evap} = \dot{m}_r \cdot (h_{E3} - h_{E1})$ (16)

[†] Some variables (for example: $ET, E3$) refer to points in the Figure 3

4.1. Condenser configuration based on rated performance

The system of equations of the model is presented in Table 3. The heat exchanged in the condenser (Q_{cond}) is evaluated from a global area heat transfer coefficient (UA) between air and refrigerant (Equations 5 and 9). UA varies as a function of both flow rates in the heat exchanger (Equations 7 and 8). An average condenser temperature CT^* is evaluated using the Lemort et al. (2009) approach (Equation 4). A repartition factor (β) of UA is used to separate the area heat transfer coefficient for the air-side from the refrigerant side (Equation 6), and to take the variation of the air mass flow rate into account. A hypothesis is made on a constant sub-cooling temperature (Equation 3, also used for a detailed condenser model in (Cuevas, Lebrun, Lemort et al. 2009)).

4.2. Evaporator considering dehumidification

The system of equations of the model is presented in Table 4. The heat exchanged in the evaporator (Q_{evap}) is evaluated using a constant efficiency (ϵ) and the apparatus dew point (ADP)-method (Equations 13 and 14). The fictive T_{ADP} temperature represents the outlet air temperature if the heat exchanger were ideal. The refrigerant is evaporated at this temperature plus the difference temperature due to the metal resistance, ΔT_{wall} (Equation 10). This difference varies between 2 and 4 K (ASHRAE 2001).

4.3. Variable speed compressor

The system equations of the compressor model is presented in Table 5.

Table 5. The system of equations of the compressor model[†]

Inputs:	f, CT, ET, h_{E3}
Outputs:	$h_{C1}, \dot{m}_r, P_{comp}$
η_{vol}	$= \eta_{comp}^{manufacturer}(f, CT, ET)$ (17)
P_{comp}	$= P_{comp}^{manufacturer}(f, CT, ET)$ (18)
$\dot{m}_r$	$= \eta_{vol} \cdot \rho \cdot f \cdot Vol$ (19)
$h_{C1, is}$	$= h(p = HP, s = s_{E3})$ (20)
h_{C1}	$= h_{E3} + \frac{\eta_g \cdot P_{comp}}{\dot{m}_r}$ (21)

[†] Some variables (for example: $C1, E3$) refer to points in the Figure 3

Compressors are tested by their manufacturers to determine the volumetric efficiency (η_{vol}) and the electric power (P_{comp}) as a function of the compressor speed (or its frequency: f), the condensation and evaporation temperatures. These polynomials are known and accessible, and are used in Equations 17 and 18, which allows to determine the refrigerant flow rate in the loop (Equation 19).

The experimental work of (Cuevas and Lebrun 2009) showed that the isentropic efficiencies could significantly vary within operating conditions. However, the ratio between the ideal compression efficiency ($\eta_{id} = \frac{\dot{m}_r \cdot (h_{C1, is} - h_{E3})}{P_{comp}}$) and the isentropic efficiency ($\eta_{is} = \frac{h_{C1, is} - h_{E3}}{h_{C1} - h_{E3}}$) calculated from their thermal power data seems to vary very slightly between 70 and 72%. This ratio, called global efficiency: ($\eta_g = \frac{\dot{m}_r \cdot (h_{C1} - h_{E3})}{P_{comp}}$), represents the part of the total energy (compression and heat transfer) transferred to the fluid from the electric energy operating the compressor. It is considered as a constant in the model.

During simulation, the solver aggregates the three systems of equations (evaporator, condenser et compressor models) to evaluate all the variables of the whole system.

5. Parameterization of the models

In this section, the method to parameterize the models under the ex-ante and ex-post phases is described. For both phases, the aim is to validate the models considering that the air indoor and outdoor temperatures, and air and refrigerant mass flow rates governed by the heat pump controller. The four modeling approaches require different input data in order to specify the heating load:

- The hourly quasi-static empirical model needs the hourly heating loads of the room
- The dynamic empirical model uses the instantaneous heating load of the room.
- Both the simplified and detailed physical models use the heat pump control outputs (compressor frequency and air mass flow rates).

For ex-ante phase, the parameterization is fully independent of the measured performances of the heat pump. The different used data are presented in Figure 4.

The ease of parameterization is analyzed according to the accessibility of the parameters from usual rated performances and manufacturer data. The description of each model setting is given by exhaustive tables (Tables 6, 7, 8 and 9) giving the values chosen during the ex-ante and ex-post phases. On these tables, a setting index is proposed to assess the ease of parametrization in the ex-ante phase. this index aggregates from one side the accessibility of the parameter from usual rated performance and manufactured data and from the other side the sensitivity of the parameter on the results:

- A five star index indicates that the parameter is easy to find or has a low sensitivity (and a default value can be used), so few time is required to parametrize this value.
- A one star index indicates that the parameter is difficult to find and high a high impact on

Figure 4. Data used for ex-ante phase

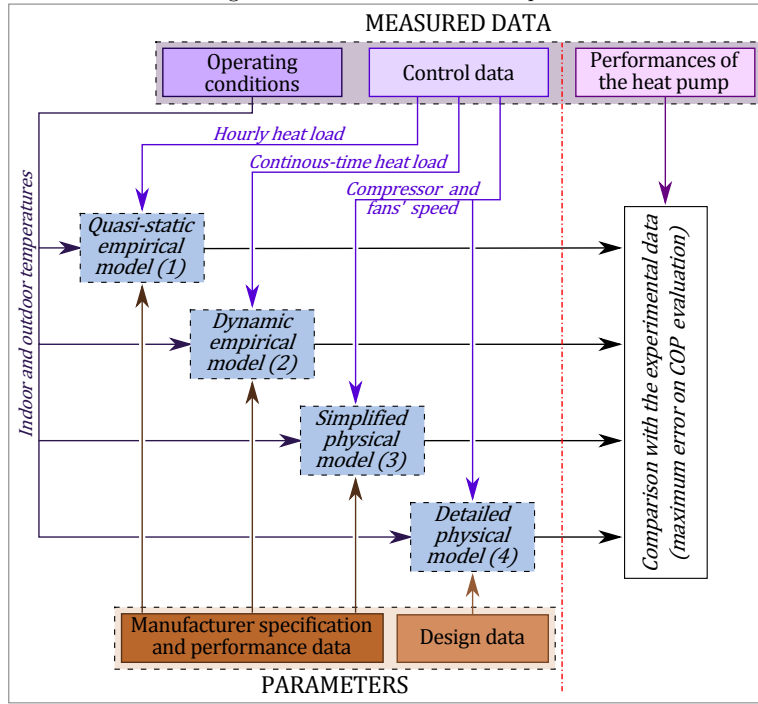
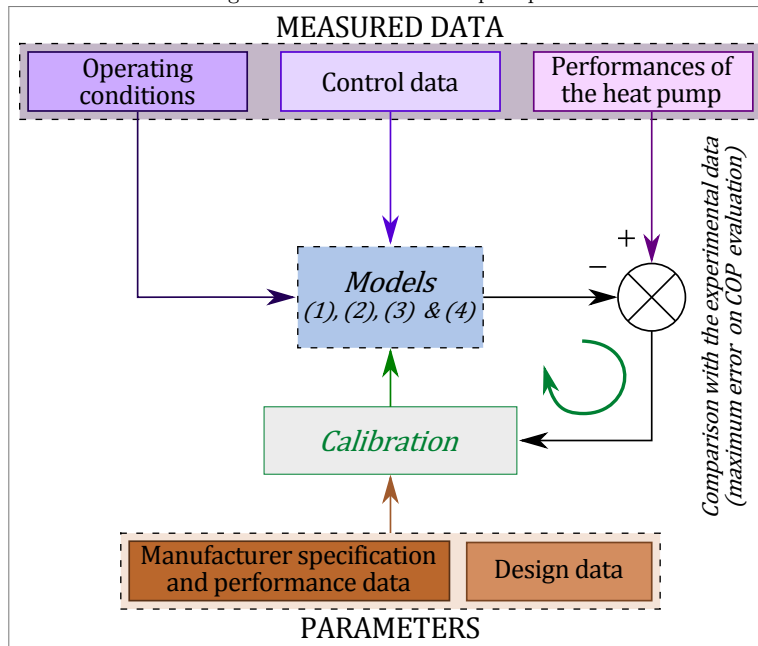


Figure 5. Data used for ex-post phase



results, so more time is required to parameterize this value.

For the ex-post phase, the parameters are corrected by a calibration procedure using trial and error tests to achieve good agreement with experimental data (Figure 5).

5.1. Quasi-static empirical model

The empirical hourly model determines the electric consumption of the heat pump. In the first step, the performance correlation, as a function of the operating temperatures, is evaluated by

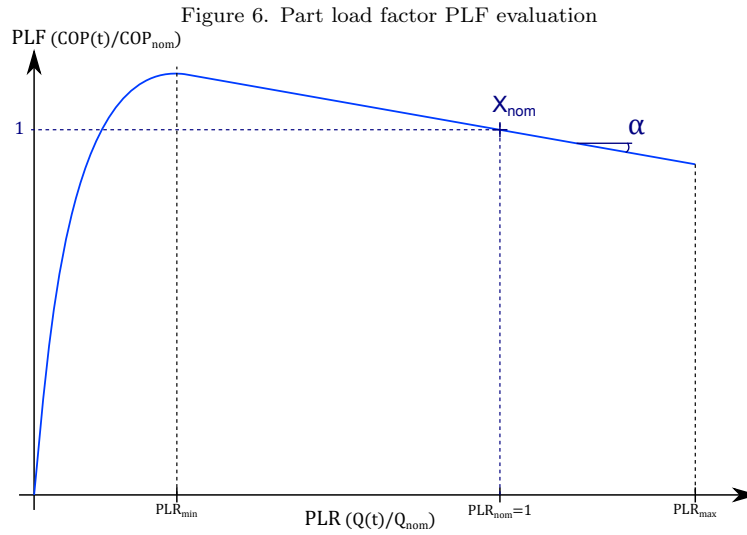


Table 6. Quasi-static empirical model parameters

Parameters	Ex-ante value	Source	Setting index [†]	Ex-post value
Nominal performance (COP/heat output at known T_{in} , T_{out} , RH_{evap})	2.65 / 1680 W	Manufacturer	*****	2.65 / 1680 W
Standby losses	46.5 W	Manufacturer	****	46.5 W
Defrost cycle duration	10 min	Default value	****	12 min
Number of cycles per hour	3	Henderson 2000	***	3
COP and heat output at 2 points for min and max T_{in} - T_{out} difference	2x2 data	Manufacturer	**	2x2 data
Performance at full load and nominal temperatures	2 data $\alpha = -0.13$	Manufacturer	**	2 data $\alpha = -0.0$

[†] indicator of the accessibility and sensitivity of parameters

interpolation of data from Table 2 (Points 1, 4 and 6: nominal point and points with the minimal and maximal difference between T_{in} and T_{out}). The second step of the parameterization is the identification of the part load factor ($PLF = COP/COP_{nom}$), a function of the part load ratio (PLR). At the nominal point (7°C , 60 Hz), the PLF is equal to 1 (X_{nom} in Figure 6). A slope $\Delta PLF/\Delta PLR = -0.13$ is deduced from Table 2 (slope α in Figure 6). This slope is used between $PLR_{min} = 30\%$ and $PLR_{max} = 100\%$. Below 30%, the on/off cycle correlation of Henderson, Parker, and Huang (2000) is used.

If the performance data tables do not provide rating points allowing the calculation of slope α , the user needs to use a default part load factor curve. We found few data in the literature, except the value of $\alpha = -0.57$ proposed by Anglesio, Caon, and Caruso (2001), which can be considered as a high deviation.

The hourly heating load divided by the operating COP gives the electric consumption. The heating load of the experimental room is not measured. For this reason, the measured heat output of the heat pump is used to evaluate the hourly heating load as an input of the model.

The parameters of the model are given in Table 6. The setting index evaluates the ease of parameterization for evaluating both the accessibility and the sensitivity. If the parameter is hard-to-find, is it possible to use a default value without having a large impact on the model prediction? If not, the setting index is one star.

Calibration: For the ex-post phase, the slope α is adjusted to zero thanks to experimental data. In addition, the defrost cycle duration is corrected to twelve minutes.

Table 7. Dynamic empirical model parameters

Parameters	Ex-ante value	Source	Setting index [†]	Ex-post value
Nominal performance (COP/heat output at known T_{in} , T_{out} , RH_{evap})	2.65 / 1680 W	Manufacturer	*****	2.65 / 1680 W
Standby losses	46.5 W	Manufacturer	****	46.5 W
Defrost cycle duration	10 min	Default value	****	12 min
ON-phase time constant	15 s	Blervaque 2012	****	15 s
Minimal OFF- and ON-durations	6 min	Blervaque 2012	****	6 min
COP and heat output at 2 points for min and max T_{in} - T_{out} difference	2x2 data	Manufacturer	**	2x2 data
Performance at full load and nominal temperatures	2 data $\alpha = -0.13$	Manufacturer	**	2 data $\alpha = -0.0$

[†] indicator of the accessibility and sensitivity of parameters

5.2. Dynamic empirical model

This continuous-time model is based on the parameters of the quasi-static approach except of the number of cycles per hour, which is detected by off-phases of the model if PLR is under PLR_{min} . However, minimal OFF- and ON-durations are added to avoid short-time operation. The start phase is represented by a first order differential equation on the heat output (Blervaque et al. 2012). The parameter values of the model are given in Table 7.

Calibration: By using experimental data, slope α is set at zero and the defrost cycle duration is corrected to twelve minutes. The ON-phase time constant is kept at 15 s because it is negligible compared to the duration of the transient start sequences (presented hereafter in Section 7.1).

5.3. Simplified physical model

The simplified physical model described in Section 4 is based on a limited number of physical parameters. Some of them are manufacturer data, others evaluated from expert estimates, and two parameters (nominal refrigerant mass flow rate and condenser HX efficiency) are identified inverting the Modelica equation-based model. A thermodynamic correlation on the refrigerant R134a was established from the CoolProp database (Bell et al. 2013). The displacement (13 cm^3) and the specific correlations (volumetric efficiency and shaft power) of the compressor are given by the manufacturer. The superheating temperature was fixed at 10 K for the prototyping conditions whereas the usual temperature difference is 6 K. At the condenser, the repartition factor (β) was fixed from thermal resistance given in (Wang et al. 2009) and the sub-cooling temperature was fixed at 4 K. The main unknown parameter is the global heat transfer coefficient of the condenser, depending on system sizing. Its identification is established by inverting the model: the heat output is an input and the condenser heat transfer coefficient an output (here 88 W/K). For the auxiliaries' electric consumption, the standby power is 46.5 W and the consumption of the two fans is evaluated from their manufacturer characteristics. The parameters of the model are synthesized in Table 8.

Calibration: The measured data analysis shows that the condenser heat transfer coefficient must be corrected to 80 W/K (determined from the nominal point in the ex-ante phase), the evaporator heat exchanger efficiency to 75% and the compression global efficiency to 54%. The calibration step shows that minimal values for the repartition factor ($\beta = 0$) and the sub-cooling temperature ($SC = 0.1 \text{ K}$) give better results.

Table 8. Simplified physical model parameters

Parameters	Ex-ante value	Source	Setting index [†]	Ex-post value
Nominal performance (COP/heat output at known T_{in} , T_{out} , RH_{evap})	2.65 / 1680 W	Manufacturer	*****	2.65 / 1680 W
Fluid type	R134a	Manufacturer	*****	R134a
Standby losses	46.5 W	Manufacturer	****	46.5 W
Defrost cycle duration	10 min	Default value	****	12 min
Superheating temperature	10 K	Default value	****	10 K
Full air flow rate at the IU	485 m ³ /h	Manufacturer	***	485 m ³ /h
Manufacturer equation for η_{vol}	Biquadr.	Compressor manufacturer	***	Biquadr.
Manufacturer equation for P_{comp}	Biquadr.	Compressor manufacturer	***	Biquadr.
Equations for P_{fan} (IU & EU)	2 polynoms	Fan manufacturer	***	2 polynoms
Evaporator HX efficiency	70%	Manufacturer	***	75%
Full air flow rate at the EU	410 m ³ /h	Manufacture	***	410 m ³ /h
Compressor displacement	13 cm ³	Compressor manufacturer	***	13 cm ³
Repartition factor	2.2	Stabat 2000	***	0
Sub-cooling temperature	4 K	Default value	***	0.1 K
Compressor global efficiency	70%	Default value	**	54%
Nominal frequency	60 Hz	Arbitrary	**	60 Hz
Min/max compressor speed	30/90 Hz	Arbitrary	**	30/90 Hz

[†] indicator of the accessibility and sensitivity of parameters

5.4. Detailed physical model

The detailed physical model is based on existing TIL components (Gräber et al. 2010): expansion valve, heat exchangers, fluid properties, etc. However, the compressor model is improved to take variable speed into account. The compressor parameterization is the same as that of the simplified physical model. For the heat exchangers, a very precise setting is necessary. For both condenser and evaporator, the complete geometry of the heat exchanger has to be given: length, number of serial and parallel tubes, diameter, distance between fins, etc. Both heat exchangers are discretized in three parts (from a sensitivity analysis). The correlation of Haaf (1988) for the air side and the correlation of Shah (1979) for the two-phase refrigerant flow and Ga (2006) for the single-phase refrigerant flow are used to determine the heat transfer coefficient of each discretized part. The superheating temperature control is operated with a PI controller. The opening area range of the expansion valve is a difficult-to-find data, and the parameterization is therefore made from a default SH-controller presented in examples provided in the TIL library (gain on the opening area of 5E-8 m²/K). Table 9 shows that the parameterization of this model can be very time consuming depending on data availability.

Calibration: Trial and error calibration is difficult due to the high number of parameters influencing the system. A sensibility study of the parameters is needed to know the most influent parameters. The compressor global efficiency and the heat transfer coefficients of both heat exchangers are calibrated on the basis of the experimental data by the trial and error method. In this step, $\eta_g=0.54$.

Table 9. Detailed physical model parameters

Parameters	Ex-ante value	Source	Setting index [†]	Ex-post value
Fluid type	R134a	Manufacturer	*****	R134a
Standby losses	46.5 W	Manufacturer	****	46.5 W
Defrost cycle duration	10 min	Default value	****	10 min
Superheating temperature	10 K	Default value	****	10 K
Tube material	Copper	Manufacturer	**	Copper
Discretization of the 2 HX	15 cells	Arbitrary	****	15 cells
Full air flow rate at the IU	485 m ³ /h	Manufacturer	***	485 m ³ /h
Manufacturer equation for η_{vol}	Biquadr.	Compressor manufacturer	***	Biquadr.
Manufacturer equation for P_{comp}	Biquadr.	Compressor manufacturer	***	Biquadr.
Equations for P_{fan} (IU & EU)	2 polynoms	Fan manufacturer	***	2 polynoms
Full air flow rate at the EU	410 m ³ /h	Manufacturer	***	410 m ³ /h
Compressor displacement	13 cm ³	Compressor manufacturer	***	13 cm ³
Compressor global efficiency	70%	Default value	**	54%
Condenser detailed geometry	10 data	Manufacturer	**	10 corrected data
Evaporator detailed geometry	10 data	Manufacturer	**	10 corrected data
Min/max compressor speed	30/90 Hz	Arbitrary	**	30/90 Hz
Valve effective flow area	6E-7 m ²	Arbitrary	*	6E-7 m ²
PID parameters of the SH control	k=5E-8	Arbitrary	*	k=5E-8

[†] indicator of the accessibility and sensitivity of parameters

6. Results for ex-ante and ex-post phases

The four above-presented models are now compared with the experimental data of the variable speed heat pump described in Section 2. Three days with distinct temperature levels (from -7°C to +7°C) are presented in order to test the models in various conditions. Defrost cycles are operated more or less often during the experiments according to outdoor conditions. For ex-ante and ex-post phases, we focus on the performance during steady-state period of two minutes as presented before in Figure 2.

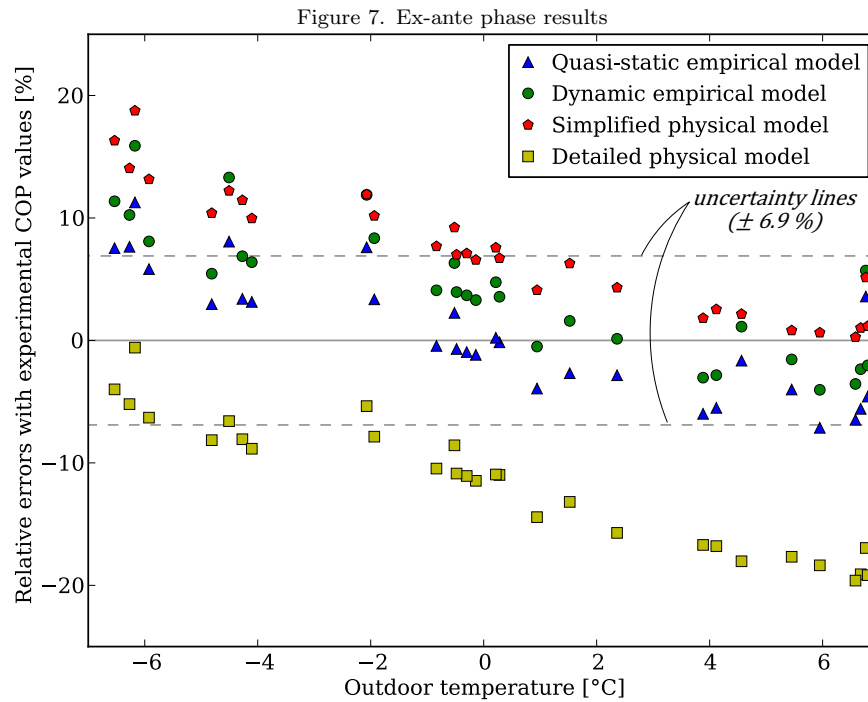
6.1. Ex-ante phase results

The goal of the ex-ante phase is to observe the accuracy of the model without calibration. Figure 7 compares the calculated performances of the four models with experimental data.

Dashed lines represent the experimental uncertainty on the COP: $\pm 6.9\%$. Both quasi-static and dynamic empirical models show the best agreement with experimental data for this phase without calibration (maximum error is 16% for low temperature). The developed model, “simplified physical model,” overestimates the performance of the heat pump and has an error up to 19% for low temperatures. The high number of parameters of the detailed physical model makes it difficult to parameterize in BES software (the maximum error is 20% for temperatures near 7°C). Since the first three models are parameterized on the nominal data at 7°C, the best results are obtained for this temperature, whereas the last model does not use this rating point. For the quasi-static model, the results deviate slightly in comparison with the dynamic empirical model. It is due to the hourly consideration of the defrost cycles impacting the steady state performances.

It appears that all the models underestimate the slope of evolution of the COP as a function of the temperature. The calibration step on experimental data (ex-post phase) is expected to improve the estimation of the COP, in particular for non nominal outdoor temperatures.

To conclude the ex-ante phase, the parameterization of each model requires time and attention.



The expertise required to understand the requested parameters (in particular for the detailed physical model) increases with the complexity of the model and does not always make it possible to improve the accuracy of the model.

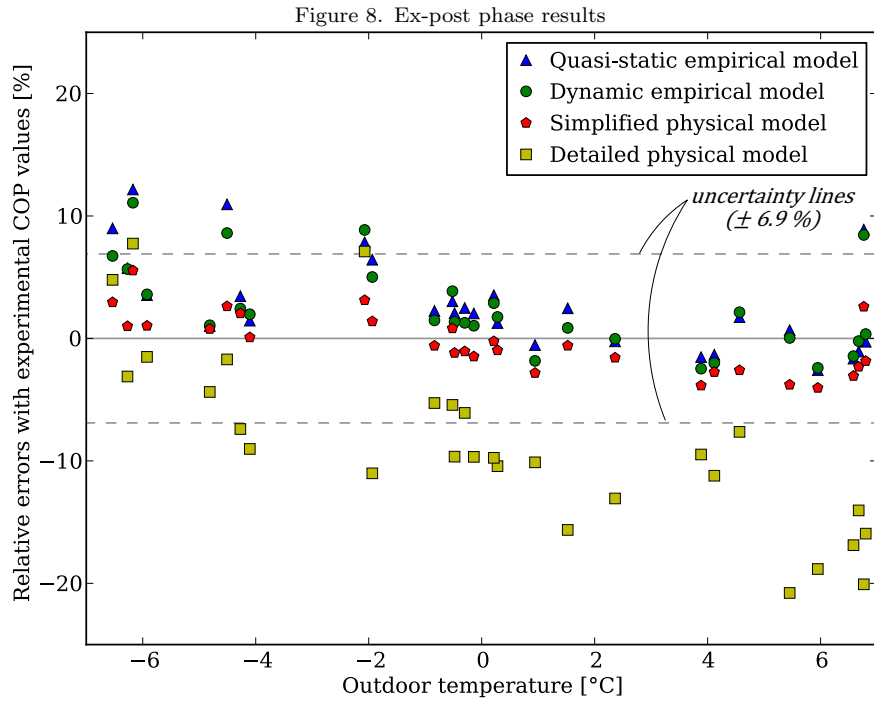
6.2. Ex-post phase results

In this phase, the model user takes advantage of the experimental values to correct the parameters for better fitting. This calibration step makes it possible to see the limits of models in case of a correct parameterization. Figure 8 must be compared with the ex-ante phase results (Figure 7) to observe the improvements. The results are compared with the same experimental data.

For both quasi-static and dynamic empirical models, slope α (variation of COP with partial load) is corrected to horizontally straighten the points in Figure 8. The maximum error is now 12% at minimal temperature. In these models, the COP degradations with the operating temperatures and with the part load ratio are uncorrelated, contrary to the reality. This is the main limit of this kind of empirical models. The performance should be evaluated from a unique function taking into account indoor and outdoor temperatures and the part load ratio, but such a function requires a substantial number of experimental values to be reliable.

The simplified physical model has the best accuracy in this calibration phase. Thermodynamic considerations make it possible to correctly evaluate the performance for different part loads and outdoor temperatures. Some parameters are calculated using experimental data, such as the heat transfer coefficient of the condenser or the global compression efficiency. The inverse model to determine UA_{nom} seems to be quite reliable since the error is 10% (88 W/m² with the inverse model versus 80 W/m² after calibration). The first estimation of the global compression efficiency based on the literature (70%) was substantially wrong (versus 54% here), which could be due to the different technology of the compressor and/or the small size of this heat pump. The low number of parameters makes it possible to adjust some parameters by calibration (for instance, the evaporator efficiency has been modified from 70% to 75%).

A similar approach was used for the detailed physical model but the large amount of parameters makes the calibration process difficult (in particular for the expansion valve orifice evaluation and its control to keep the superheating temperature at 10 K). A sensitivity study of each parameter



could be carried out to help the user. It is not the subject of the study, so a compromise found from a calibration step on a limited number of parameters was used.

Both ex-ante and ex-post phases have similar results in terms of computation time. For a 24 hour simulation, the quasi-static empirical model takes 1.7 seconds using Dymola with Ccode solver (Cohen and Hindmarsh 1996). The dynamic empirical model is faster with 1.1 seconds because the dynamic approach is more suitable with the variable time step of the solver. The simplified physical model has a 20 seconds computation time. It increases to more than 13 minutes for the detailed physical model.

7. Integration of the control

In the Section 6, the comparison requires synchronized results of the four models, so the measured data of the control unit were used as inputs. In this part, we add a model of control for transient sequences and steady state phase. A model of defrost cycle is also necessary to detect the defrost occurrences. The results show the dynamic behaviour of the model in comparison with the experimental data.

7.1. Control strategy of the heat pump

The internal control of a variable speed heat pump impacts the reliability and the efficiency of power system operation. For this reason, it is necessary to implement demand management actions to correctly represent the operation of the heat pump. Gomes, Antunes and Martinho (2013) presented the generic steps of inverter type air conditioner control. This section aims to give the complete control strategies and the numerical values of the experimental heat pump. It is presented in two parts: 1-feedback control for the steady-state phase and 2-logic sequences for the transient phases.

7.1.1. Variable speed control during steady-state phases

The control system determines the steady-state compressor speed in three steps:

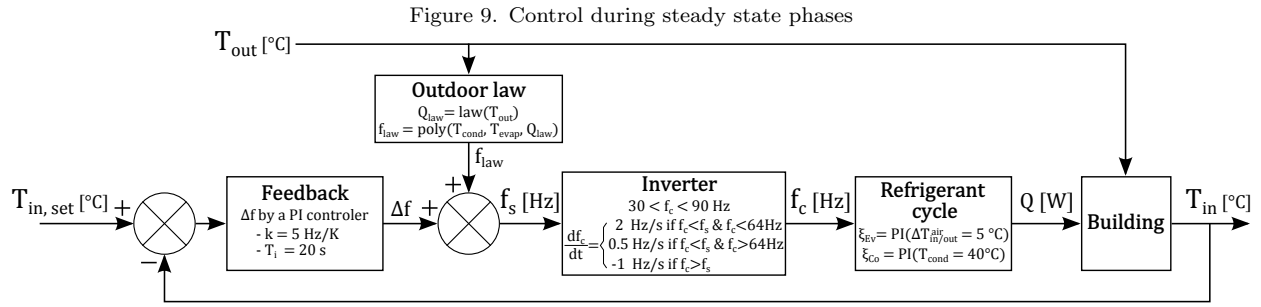
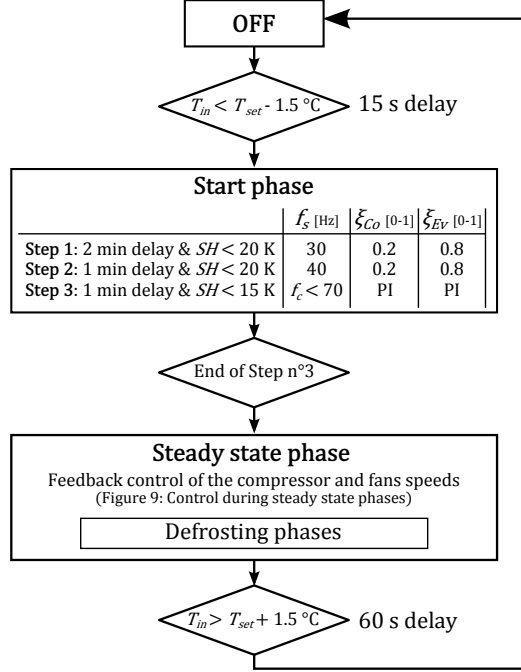


Figure 10. Transient sequences



- A first evaluation, f_{law} , is made from an empirical equation based on the outdoor temperature.
- A feedback from a PI controller, Δf , corrects the frequency setpoint (f_s) by considering the indoor temperature.
- The inverter technology subdues the compressor frequency (f_c) by limiting its derivative.

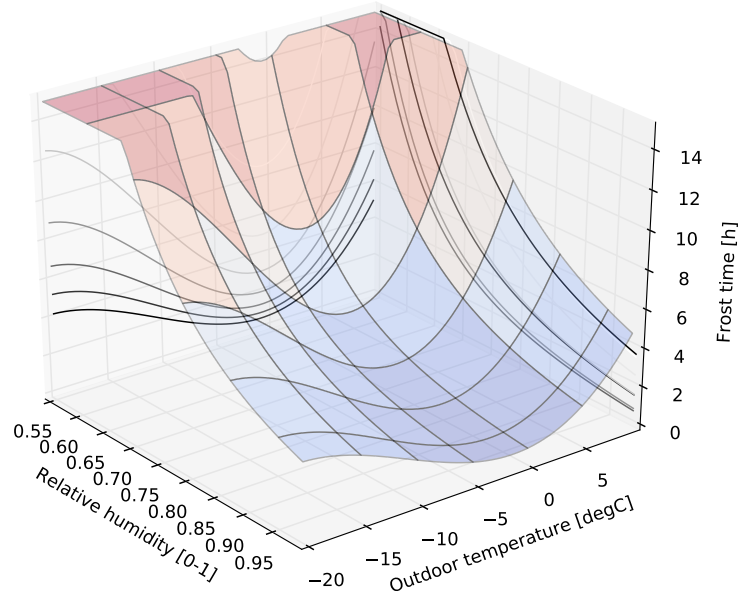
The Figure 9 presents how the control frequency is correlated to the heat delivered in the room. The fans are independently controlled: at the condenser, fan speed is determined by a PI controller on the condenser temperature (40°C setpoint) and at the evaporator the temperature difference between air inlet and outlet must be kept at 5 K.

7.1.2. Control procedure during transients

During the transient phases (start, stop and defrost phases), the compressor and fans are governed to help the establishment of the thermodynamic cycle (Figure 10). The start phase contains several tests on the superheating temperature (SH) to verify the rise of the pressure in the refrigerant cycle. During steady-state phase, the defrost cycle is started if the operating time exceeds the frost duration.

As shown by Wetter (2009), the Modelica language used in our study is suitable for the modeling of HVAC systems and their control. For the “control phase,” the StateGraph library (Otter, Ârzen, and Dressler 2005) is used to fully implement the internal control of the experimental heat pump.

Figure 11. Duration between two defrost cycles



7.2. Defrost cycle modeling

Miller (1982) showed the effect of frost phenomena on the performance of heat pumps and the necessity of a more precise control of defrost cycles. Nowadays, machines often integrate frost detection by measurement of the pressure drop at the external unit or by the evaporation pressure. For hourly models, Kaygusuz (1994) introduced a COP-degradation factor depending on the outside temperature. Madonna and Bazzocchi (2013) presented a model depending on both outside temperature and humidity. As these correlations are not completely suitable for dynamic and part load modeling, a new model of defrost cycles has been developed.

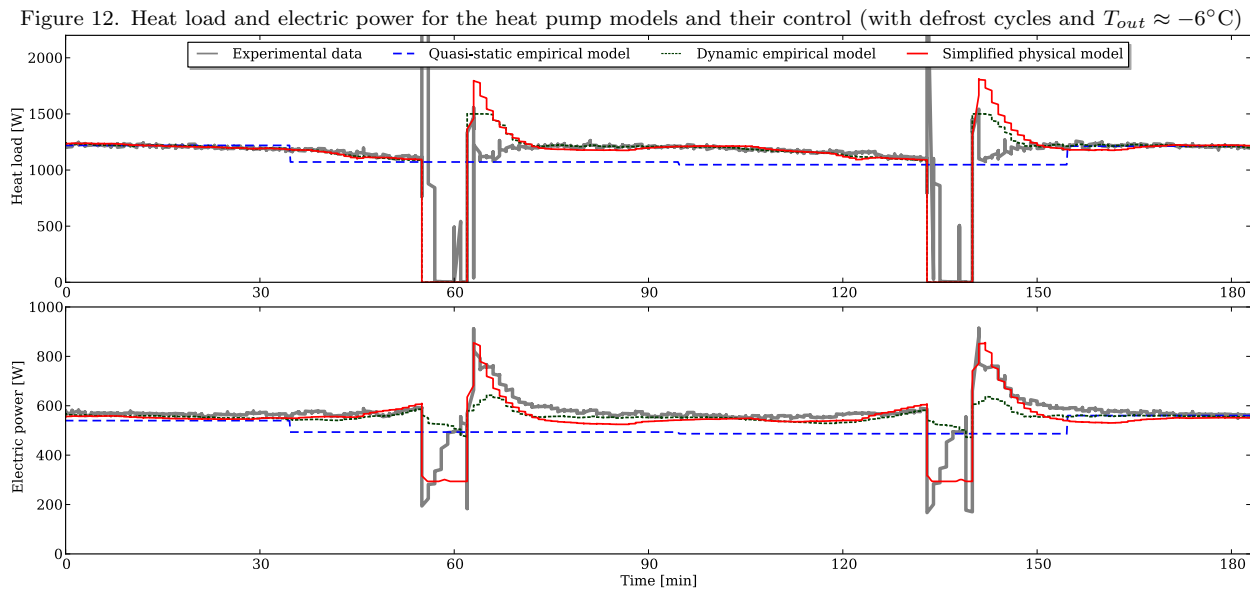
The frost duration between two defrost cycles is assessed by a correlation established from data published in Mueller and Serber (1980) ($R^2 = 0.995$) and adapted for variable-speed heat pumps. The frost duration (DT_{frost}) evaluates when a defrost cycle is necessary: the lower the DT, the more frequent the defrost cycles.

$$DT_{frost} = \frac{1}{\xi_{EV}} \times \frac{a + b \cdot \ln(\overline{HR}) + c \cdot \overline{T} + d \cdot \overline{T}^2 + e \cdot \overline{T}^3}{1 + f \cdot \ln(\overline{HR}) + g \cdot \ln^2(\overline{HR}) + h \cdot \overline{T}} \quad (22)$$

With $a = 0.52312$, $b = -2.2232$, $c = 7.4931E - 2$, $d = 2.9613E - 2$, $e = 9.1086E - 4$, $f = 2.3980$, $g = 1.5776$, $h = 1.9739E - 3$, DT_{frost} in hour, T in $^{\circ}C$, HR and ξ_{EV} included between 0 and 1. The variables with an upper bar are floating means calculating from the start of the heat pump in order to take into account the evolution of the climatic conditions and the part load of the heat pump.

Figure 11 presents the frost time estimations from the correlation (Equation 22). If the frost time exceeds 15 hours, no defrost cycle is considered. The defrost cycles are more frequent near $0^{\circ}C$ and a relative humidity of 100% because the quantity of water in the air is relatively high and crystallizes easily in contact with the colder evaporator.

This correlation was tested on different climatic conditions. The large uncertainty on the humidity



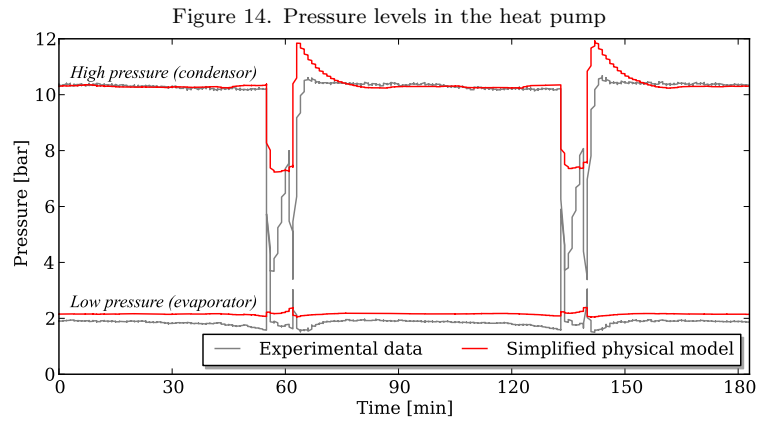
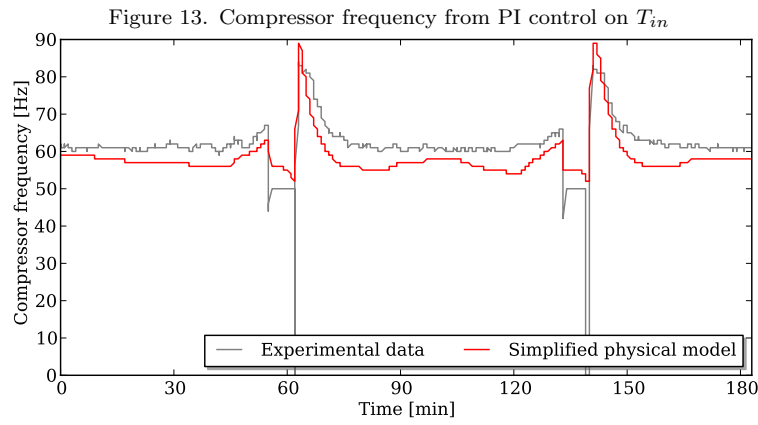
measurement does not allow validating the model but it seems to correctly follow the influence of the climatic conditions and the part load of the experimental heat pump. This correlation is used for all the models compared in this paper.

7.3. Control phase results

The goal of this last phase is to evaluate the advantages and the difficulties of establishing suitable control for the different modeling approaches. As mentioned above, the inputs of the models are difficult to use in adjusting the heat output of the heat pump with the room temperature target. Figure 12 presents the results over a three hours period including two defrost cycles for an outdoor temperature near -6°C .

For the quasi-static empirical model, the control used for hourly simulation is an open loop control. The temperature of the room is taken to be kept perfectly at the setpoint to determine the heat load. Then, a distinct step determines the electric consumption necessary to meet the losses from the heat pump model. An average COP degradation coefficient is calculated from the number of cycles per hour to consider the electric consumption used to defrost the evaporator by thermodynamic cycle inversion. This degradation is applied on the one-hour averaged results observable on the Figure 12.

The dynamic empirical model is governed by a closed loop control between the indoor temperature and the heat output of the heat pump. This feedback gives a better representation of the power demand and the imperfection of the control operation but also, in a larger outlook, the interaction between the building and the HVAC system (especially with a substantial thermal mass secondary HVAC system, such as floor heating [Strand and Pedersen 2002]). However, the implementation of the control is an additional step that may introduce inaccuracies in case of wrong parameterization. Nevertheless, the dynamic empirical model requires only an instantaneous heating load and a simple PI controller is often enough to connect the HVAC system to the building. For the control phase, the closed loop control is modeled adding an air volume (25 m^3) representing the heat losses of the room. A PI controller ($k = 84 \text{ W/K}$ and $T_i = 8 \text{ min}$) governs the heat pump to maintain the temperature at 19.5°C (the heat output of the model is provided to the air volume). Figure 12 shows that the control is correct since the heat pump provides the heat necessary to compensate the heat losses (from experimental data: grey lines). The defrost cycle model (presented in the first section) forces the heat pump to change its mode to put the heat output at zero. Before the defrost



stops (at $0.9 \times DT_{frost}$), a coefficient simulates the degradation due to the frost increase, which is why the electric power rises before the defrost cycle. After the defrost stop, the controller forces a boost to reach the temperature setpoint.

The simplified physical model is controlled as the real heat pump by increasing and decreasing the compressor frequency to reach the room temperature setpoint as described in Figure 9. This feedback control is accompanied by two other closed loops: the PI controllers at the two heat exchangers to control the air mass flow rates. This triple closed loops control at any time step complicates the resolution: for a 7.25 hour simulation, this model takes more than 27 minutes to solve the problem versus 0.6 second for the quasi-static empirical model (open loop control) and 1.1 seconds for the dynamic empirical model (closed loop control).

The accuracy of the model is good because the heat output is reached (red line in the Figure 12). The evolution of the compressor speed is presented in Figure 13.

The control of the air mass flow rates at the heat exchangers is also respected. Indeed the simulated high pressure is very close to the experimental data (at condensation temperature of 40°C) as presented in Figure 14.

Taking the thermodynamic cycle into account makes it possible to observe and control a lot of variables of the system (pressure, temperature, enthalpy, entropy, etc.). The physical approach also includes some constraints during off-periods because the physical laws are often no longer correct when the mass flow rates (air and refrigerant) are null. Here, the model forces minimal operation and by-passes the results imposing a null heat output. Moreover, the triple closed loop control makes the model difficult to converge. The coupling of this control with the management of the different transient phases of the starting and defrost cycles is very difficult. Independently, both the transient phase determination (Figure 10) and steady-state control (Figure 9) present good results. Still, the simulation of the two control strategies makes the convergence very difficult.

For the detailed physical model, a fourth PID controller on the expansion valve is established to

Table 10. Comparison of the results of the four modeling approaches

Approaches	Ex-ante phase, MAPE [†] =	Ex-post phase, MAPE [†] =	Control phase
1.Quasi-static empirical	4.2 pt%	3.5 pt%	Not representative, hourly consideration
2.Dynamic empirical	5.4 pt%	3.1 pt%	Continuous time and easy to implement but simplified control
3.Simplified physical	7.3 pt%	2.0 pt%	Continuous time and possible to implement real control
4.Detailed physical	11.8 pt%	9.9 pt%	Divergence issue

[†] MAPE is the Mean Absolute Percentage Error of the points of Figures 7 and 8

control the superheating temperature. This kind of complex model does not aim at being integrated into annual simulation of BES software but at the optimization of the heat pump itself (HX sizing, test of double stage unit, expansion valve operation, etc.). The control phase is therefore not applied to this model due to convergence difficulties.

8. Conclusion

This study confronts four modeling approaches with experimental data in the same modeling environment. The parameterization of each model is described before and after a calibration phase to display the advantages and drawbacks of each approach. From the real control of a variable speed air-to-air heat pump, a suitable control strategy for each model is established to simulate the heat pump in a room. The results are summarized in Table 10. The performance precision for ex-ante” and ex-post” phases is measured by the mean absolute percentage error (MAPE). It is the mean of the absolute COP values of the 29 points presented in Figure 7 and Figure 8.

The detailed physical model does not seem to be suitable for BES software due to the large number of uncertain parameters for non-experts, which makes it necessary to invest a lot of time for parameterization and simulation. Given to the availability of numerous rating points with a good knowledge of the rating conditions, both quasi-static and dynamic empirical models give a quick and correct evaluation of the performance of the heat pump without calibration.

A continuous-time and refrigerant-based model, called “simplified physical model,” is described in this paper. Each component of the thermodynamic cycle is modeled using a simplified approach. The model has a good consideration of both part load and variable outdoor temperature operation. Its control and its parameterization could be more complex than that of the empirical model but it requires a unique rating performance point (as often in manufacturer data). This approach is very well adapted to optimizing a whole HVAC system or to comfort assessment as the knowledge of the thermodynamic cycle makes it possible to have more information about performances and operating conditions (temperature and compressor frequency).

Both the dynamic empirical and simplified physical models offer the possibility of observing the operational events of the heat pump that could impact the thermal comfort, such as the defrost cycle for which a model is presented to identify the duration between defrost command orders. These two dynamic modeling approaches are the most suitable for HVAC system simulation in BES software taking into account short dynamic phenomena such as solar and internal gains (especially for low energy buildings).

The methodology used in the study could be applied to other HVAC systems to generalize groups of modeling approaches, identifying their advantages and drawbacks according to the modeling objective.

Acknowledgements

We would like to thank Frederic Gastiger for his participation in the elaboration of the simplified physical model, and Cédric Teuillières for his collaboration and his work on the experimental variable speed heat pump.

Nomenclature

Table 11. Nomenclature table

Symbol	Defintion	Units
α	Slope between PLR and PLF	
β	Heat exchanger repartitor factor	[-]
BES	Building energy simulation	
COP	Coefficient of performance	[-]
CT	Condensation temperature	[K]
DT_{frost}	Time after which defrosting operation is necessary	[h]
$\Delta h_{(X/Y)}$	Specific enthalpy between X and Y	[J/kg]
ΔT_{wall}	Difference temperature due to the metal resistance	[K]
EU	Outdoor unit (evaporator if heating)	
ET	Evaporation temperature	[K]
f	Compressor frequency (or rps)	[Hz]
h	Enthalpy	[J/kg]
HP/LP	High/Low pressure	[Pa]
HX	Heat exchanger	
HVAC	Heating, ventilation and air condition- ing	
IU	Indoor unit (condenser if heating)	
k	Proportional band of PI controller	
$\dot{m}$	Mass flow rate	[kg/s]
η	Efficiency	[0-1]
P	Power	[W]
p	Pressure	[Pa]
PI	Proportional Integrative controller	
PLF	Part load factor	[-]
PLR	Part load ratio	[-]
Q	Thermal power	[W]
RH	Relative humidity	[0-1]
s	Entropy	[J/kg]
SC	Sub-cooling temperature	[K]
SH	Superheating temperature	[K]
T	Temperature	[K]
T_i	Integration time of PI controller	[s]
$\bar{T}_{(X/Y)}$	Mean temperature of X and Y	[K]
UA	Area heat transfer coefficient	[W/K]
Vol	Displacement volume	[m ³]
ω_a	Specific humidity	[-]
ξ_{Ev}, ξ_{Co}	Fan mass flow rate setpoint at evapora- tor and condenser	[0-1]
Subscripts		
ADP	Apparatus dew point	
a	Air	
$c, comp$	Compressor	
$Co, cond$	Condenser	
$Ev, evap$	Evaporator	
in	Indoor air	
nom	Nominal	
out	Outdoor air	
r	Refrigerant	
vol	Volumetric	

Referencec

Anglesio, P, S Caon, and S Caruso. 2001 "Determinazione delle Prestazioni Energetiche di Condizionatori Elettrici a due Unità in Aria Invertibile: Determinazione delle Prestazioni Energetiche." CDA.

ASHRAE. 2001. ASHRAE Handbook - Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (Atlanta).

Ian H. Bell, Jorrit Wronski, Sylvain Quoilin, and Vincent Lemort. 2014 "Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp." *Industrial & Engineering Chemistry Research* 53 (6): 2498-2508. doi:10.1021/ie4033999.

Blervaque, Hubert, Pascal Stabat, Sila Filfi, Cristian Muresan, and Dominique Marchio. 2012. "Comparative Analysis of Air-to-air Heat Pump Models for Buildings Energy Simulation." *Simbuild 2012 IBPSA-USA Conference*, Madison.

Brandemuehl, Michael J. 1993. HVAC 2 Toolkit: A Toolkit for Secondary HVAC System Energy Calculations. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

Chi, J., and D. Didion. 1982 "A Simulation Model of the Transient Performance of a Heat Pump." *International Journal of Refrigeration* 5, (3): 176-184. doi:10.1016/0140-7007(82)90099-8.

Cohen, Scott D. & Hindmarsh, Alan C. 1995. "CVODE, a Stiff/Nonstiff ODE Solver in C." *Computers in physics* no. 10: 138-143.

Crawley, Drury B., Linda K. Lawrie, Frederick C. Winkelmann, W.F. Buhl, Y. Joe Huang, Curtis O. Pedersen, Richard K. Strand et al. 2001. "EnergyPlus: Creating a New-generation Building Energy Simulation Program." *Energy and Buildings* 33 (4): 319-331. doi:10.1016/S0378-7788(00)00114-6.

Cuevas, Cristian, and Jean Lebrun. 2009. "Testing and Modelling of a Variable Speed Scroll Compressor." *Applied Thermal Engineering* 29 (2-3): 469-478. doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.03.016.

Cuevas, Cristian, Jean Lebrun, Vincent Lemort, and Philippe Ngendakumana. 2009. "Development and Validation of a Condenser Three Zones Model." *Applied Thermal Engineering* 29, (17): 3542-3551. doi:10.1016/j.applthermaleng.2009.06.007.

Filfi, Sila, and Hassan Bouia. 2013. "Simulation avec Modelica du Fonctionnement d'une PAC dans un Bâtiment BBC : Impact du Pas de Temps Infra-horaire." *XIème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes*, Reims, 3-5 juin 2013.

Ga. 2006. "Wärmeübertragung bei der Strömung durch Rohre." In *VDI-Wärmeatlas*, 581-585. Springer Berlin Heidelberg.

Garde, François, Franck Lucas, Harry Boyer, and Jean Brau. 2001. "Multiple Model Approach of a Residential Heat Pump for Integration in a Building Thermal Simulation Code Comparison with Experimental Results." *ASHRAE Transactions*. 107 (1): 14-25.

Gomes, A., C. Henggeler Antunes, and J. Martinho. 2013. "A Physically-Based Model for Simulating Inverter Type Air Conditioners/Heat Pumps." *Energy* no. 50: 110-119. doi:10.1016/j.energy.2012.11.047.

Gräber, M, K Kosowski, C Richter, and W Tegethoff. 2010. "Modelling of Heat Pumps with an Object-Oriented Model Library for Thermodynamic Systems." *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems* 16 (3): 195-209. doi:10.1080/13873954.2010.506799.

Haaf, Siegfried. 1988. "Wärmeübertragung Wäübertragung in Luftkühlern." In *Wärmeaustauscher*, 435-491. Springer.

Hamilton, J.F., and J.L. Miller. 1990. "A Simulation Program for Modeling an Air-conditioning System." *ASHRAE Transactions* 96 (1): 213-221.

Henderson, Hugh I., Danny Parker, and Yu J. Huang. 2000. "Improving DOE-2's RESYS Routine: User Defined Functions to Provide More Accurate Part Load Energy Use and Humidity Predictions." Paper presented at the 2000 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings, Pacific Grove, August 20-25.

Kaygusuz, Kamil. 1994. "Performance of an Air-to-air Heat Pump Under Frosting and Defrosting

Conditions." *Applied Energy* 48 (3): 225-241. doi:10.1016/0306-2619(94)90012-4.

Klein, S. A., W. A. Beckman, J. W. Mitchell, J. A. Duffie, N. A. Duffie, T. L. Freeman, J. C. Mitchell, et al. 2012. TRNSYS 17 A TRaNsient SYstem Simulation program, User manual. Madison, WI: University of Wisconsin-Madison.

Lemort, Vincent, Sylvain Quoilin, Cristian Cuevas, and Jean Lebrun. 2009. "Testing and Modeling a Scroll Expander Integrated into an Organic Rankine Cycle." *Applied Thermal Engineering* 29 (14): 3094-3102. doi:10.1016/j.applthermaleng.2009.04.013.

Li, Bin, and Andrew G. Alleyne. 2010. "A Dynamic Model of a Vapor Compression Cycle with Shut-down and Start-up Operations." *International Journal of Refrigeration* 33 (3): 538-552. doi:10.1016/j.ijrefrig.2009.09.011.

Lomas, K.J., H. Eppel, C.J. Martin, and D.P. Bloomfield. 1997. "Empirical Validation of Building Energy Simulation Programs." *Energy and buildings* 26 (3): 253-275. doi:10.1016/S0378-7788(97)00007-8.

MacArthur, J.M., and E.W. Grald. 1987. "Prediction of cyclic heat pump performance with a fully distributed model and a comparison with experimental data." *ASHRAE Transactions* 93 (2): 1159-1178.

Madonna, Francesco, and Francesca Bazzocchi. 2013. "Annual Performances of Reversible Air-to-water Heat Pumps in Small Residential Buildings." *Energy and Buildings* no. 65: 299-309. doi:10.1016/j.enbuild.2013.06.016.

Madsen, Henrik, and Jan Holst. 1995. "Estimation of Continuous-time Models for the Heat Dynamics of a Building." *Energy and Buildings* 22 (1): 67-79. doi:10.1016/0378-7788(94)00904-X.

Marchio, Dominique, and Sila Filfi. 2003. "SPLIT - Modèle Simplifié d'un Système Split. Version 1.2." Tech. rep., CONSOCLIM, Centre énergétique et procédés, Ecole des Mines de Paris.

Miller, W.A. 1982. "Laboratory Evaluation of the Heating Capacity and Efficiency of a High-Efficiency, Air-to-air Heat Pump with Emphasis on Frosting/Defrosting Operation." Tech. rep., Department of Energy, Office of buildings energy research and development. Report ORNL/CON-69.

Mueller, Dale A., and Stephen L. Serber,. 1980. Heat pump system defrost control. US Patent 4209994, filed July 1.

Mulroy, W.J. 1986. "The Effect of Short Cycling and Fan Delay on the Efficiency of a Modified Residential Heat Pump." *ASHRAE Transactions* 85 (1): 839-849.

Ni, N., L. Chen, F. Sun, and C. Wu. 1999. "Effect of Heat Transfer Law on the Performance of a Generalized Irreversible Carnot Heat Pump." *Journal of the Institute of Energy* 72 (491): 64-68.

Otter, Martin, Karl-Erik Årzén, and Isolde Dressler. 2005. "StateGraph—a Modelica Library for Hierarchical State Machines." *Proceedings of the 4th international Modelica conference, Hambourg, Mar. 7.* 569-578.

Rice, C. Keith. 1997. "DOE/ORNL Heat Pump Design Model, Overview and Application to R-22 Alternatives." *Proceedings of the 3rd International Conference on Heat Pumps in Cold Climates, Wolfville, Canada, August 11-12.*

Scarpa, Massimiliano, Giuseppe Emmi, and Michele De Carli. 2012. "Validation of a Numerical Model Aimed at the Estimation of Performance of Vapor Compression Based Heat Pumps." *Energy and Buildings* no. 47: 411-420. doi:10.1016/j.enbuild.2011.12.011.

Shah, MM. 1979. "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 22 (4): 547-556. doi:10.1016/j.enbuild.2011.12.011.

Stabat, Pascal, Morisot Olivier, and Marchio Dominique. 2000. Comparaison de modèles de batterie froide à eau glacée pour le calcul des consommations d'énergie d'un bâtiment climatisé. In *Proceedings Conférence IBPSA France, Sophia-Antipolis.*

Strand, R.K., and C.O. Pedersen. 2002. "Modeling Radiant Systems in an Integrated Heat Balance Based Energy Simulation Program." *ASHRAE Transactions* 108 (2): 979-987.

TLK-Thermo. 2012. "TIL suite (presentation)." July 2012. <http://www.tlk-thermo.com/>

Tran, Cong Toan, Philippe Rivière, Dominique Marchio and Christine Arzano-Daurelle. 2013.

"In situ measurement methods of air to air heat pump performance" *International Journal of Refrigeration* 36 (5), 1442-1455. doi:10.1016/j.ijrefrig.2013.03.021.

Wang, Xuhui, Jianjun Xia, Xiaoliang Zhang, Sumio Shiochi, Chen Peng, and Yi Jiang. 2009. "Modeling and Experiment Analysis of Variable Refrigerant Flow Air-conditioning Systems." *Proceedings of the 11th International Building Performance Simulation Conference*, Glasgow, Scotland, July 27-30. 361-368

Wetter, Michael. 2009. "Modelica-based Modelling and Simulation to Support Research and Development in Building Energy and Control Systems." *Journal of Building Performance Simulation* 2 (2): 143-161. doi:10.1080/19401490902818259.

York, Don A, Eva F Tucker, and Charlene C. Cappiello. 1981. "DOE-2 Reference manual, Part 1, Version 2.1A." Tech. rep., Group WX-4, Program support, Los Alamos Scientific Laboratory. May.

Chapitre 3

Interaction bâtiment et systèmes énergétiques

Les modèles développés dans le chapitre précédent ont pour objectif d'être assemblés afin de constituer des systèmes énergétiques couplés à des BBC afin d'observer leur interactions. Après une première partie présentant la constitution d'un assemblage type bâtiment/système énergétique, nous répondrons à deux questions, à savoir :

1. Dans quelle mesure la simulation dynamique affine-t-elle le dimensionnement des systèmes énergétiques dans les BBC vis-à-vis des méthodes de dimensionnement statique ?
2. Quels sont les phénomènes prépondérants dans la dynamique des systèmes énergétiques ?

3.1 Présentation d'un assemblage type d'un bâtiment et de son système énergétique

Les différents éléments constitutifs d'un assemblage type de bouquet énergétique ont été annotés en vert sur la Figure 3.1 et sont présentés successivement dans cette partie. Certains sont communs à tous les bouquets énergétiques retenus à la fin du chapitre 1 pour les maisons individuelles :

- le scénario de présence et les apports internes,
- le module de lecture des données climatiques,
- le modèle de maison individuelle,
- les variables d'observation.

D'autres éléments sont spécifiques au bouquet considéré. La Figure 3.1 représente le Bouquet 2 choisi parce qu'il présente largement les éléments pouvant être intégrés à un assemblage :

- la ventilation double-flux (d'autres bouquets utilisent une ventilation hygroréglable qui est présentée en détail dans l'Annexe E),
- la régulation du générateur de chaleur,
- le système énergétique : chaudière gaz à condensation, ballon de découplage, vanne trois voies pour la régulation de l'émetteur et de la batterie air/eau),
- la régulation de la température intérieure.

Comme pour le modèle de maison individuelle présenté au début du chapitre 2, les traits rouges (fins) représentent la connexion entre deux ports thermiques signifiant que les températures sont

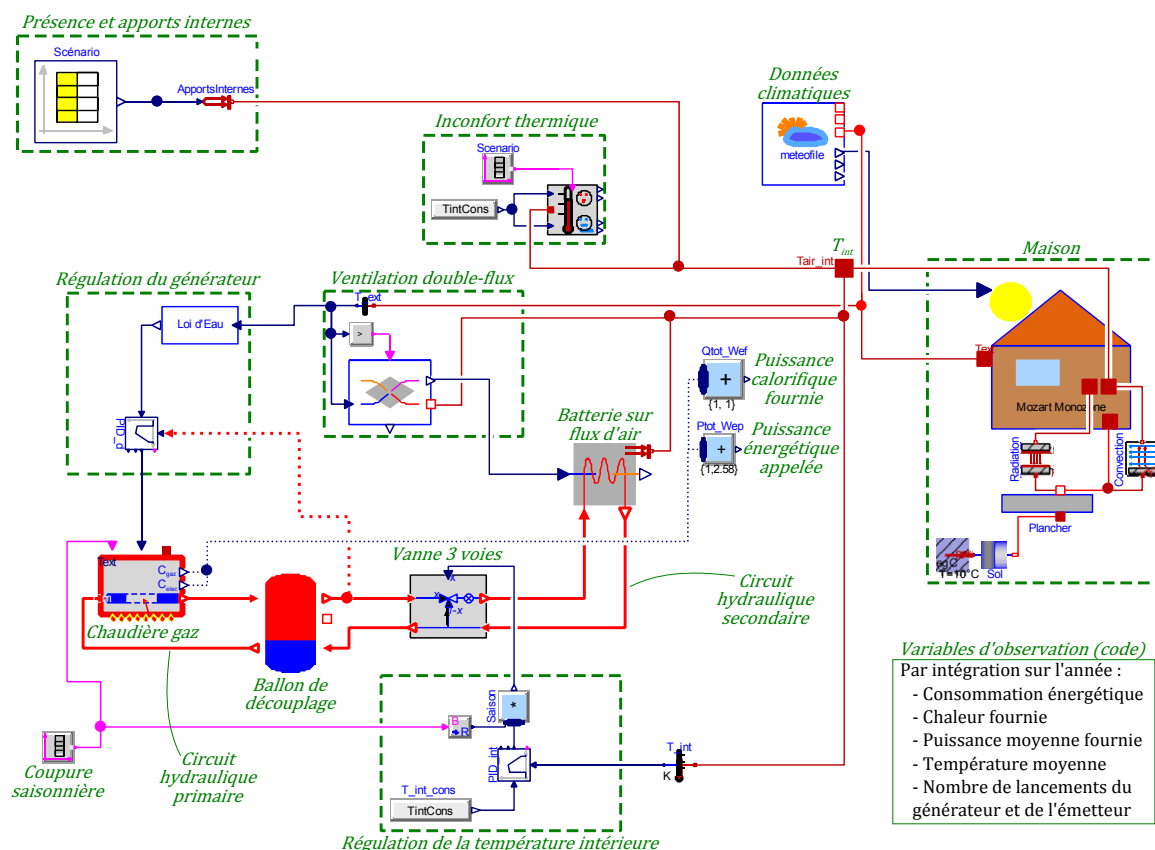


FIGURE 3.1 – Assemblage du bouquet 2

égales et que des échanges de chaleur y transitent. Les traits rouges plus épais représentent une portion du circuit hydraulique (celui-ci est présenté davantage dans la section propre au système énergétique). Les connexions en bleu représentent des échanges d'information sous la forme de variables réelles (pouvant parfois être un vecteur de plusieurs variables).

Scénario de présence et apports internes

Le scénario de présence et les apports internes ont été édités dans un fichier texte qui est lu par l'outil de modélisation.

Les apports internes pris en compte sont les usages spécifiques (multimédia, électroménager, etc.), la chaleur dégagée par le métabolisme des occupants, l'éclairage et, comptée négativement, la chaleur latente des différentes sources de l'évaporation. Les niveaux de puissances dégagées par ces sources sont donnés sur la Figure 3.2 et sont décrits sommairement ci-dessous.

Les trois premiers apports de chaleur sont déterminés d'après la méthode de calcul de la RT2012 [CSTB, 2012] pour un bâtiment de 100 m² habitables.

Les déperditions liées à l'évaporation sont établies d'après les travaux de Plathner [2001] (description détaillée en Annexe E) et les pics sont réduits et partiellement moyennés sur la journée conformément aux travaux de Ebel [2009] (Partie 1.1.2.2, page 8) pour obtenir une moyenne quotidienne de -0,73 W/m².

Nous avons vu dans le chapitre 1 que le scénario d'apports internes a un effet majeur dans le bilan énergétique d'un bâtiment et selon des dynamiques variées. La thèse étant centrée sur la modélisation des systèmes énergétiques, un scénario d'apports internes simplifié a été utilisé permettant d'avoir des niveaux de puissances et une dynamique conformes aux apports obser-

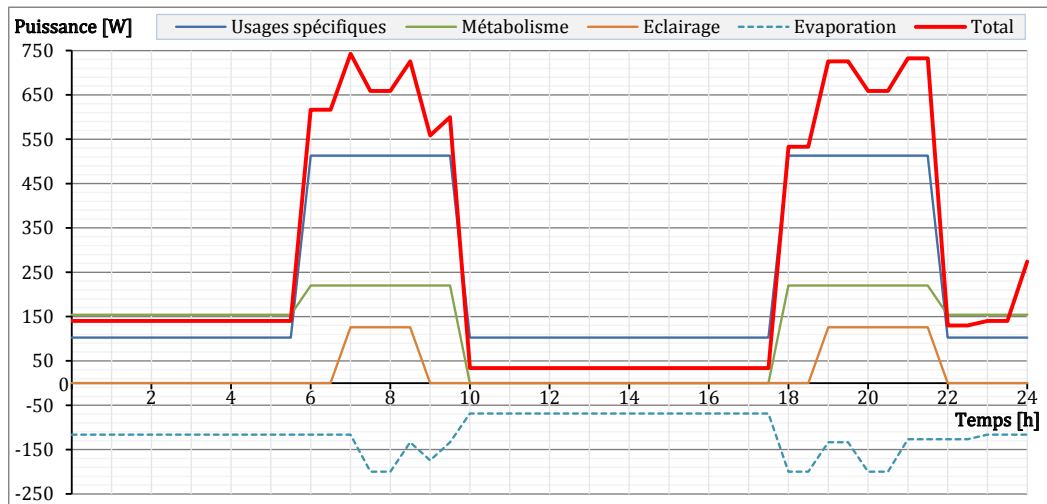


FIGURE 3.2 – Apports internes pour un jour de semaine

vables dans un bâtiment résidentiel. Le pas de temps du scénario est d'une demi-heure, ce qui induit des sollicitations marquées auxquelles le système énergétique doivent pouvoir s'adapter. Les recommandations de ce chapitre pourront s'étendre à une modélisation plus fine des apports internes.

Le scénario présenté sur la Figure 3.2 est établi pour un jour de semaine. Un scénario légèrement différent est établi pour les jours de weekend. Les apports internes sont directement fournis au nœud d'air T_{int} (voir l'assemblage présenté sur la Figure 3.1).

Données climatiques

Les données climatiques fournies au modèle sont l'ensoleillement, la température et les variables hygrométriques de l'air extérieur (pression totale et pression partielle en eau). Les données utilisées sont horaires et, par défaut, sont celles de la ville de Trappes (région parisienne).

Maison

Le modèle de bâtiment est celui décrit dans la partie 2.1 (page 32) et dont les paramètres sont détaillés dans l'Annexe D. La fonction des cinq connecteurs identifiables sur l'assemblage sont rappelés ci-dessous :

- un connecteur réel et un port thermique (triangle bleu au-dessus d'un carré rouge) par lequel transitent les informations sur les données météorologiques,
- un port thermique au centre du bâtiment représentant la température moyenne des surfaces intérieures (hors plancher) et qui est connecté à un module qui calcule la chaleur échangée par rayonnement entre le plancher et les parois intérieures,
- un port thermique placé à droite du port précédent qui représente la température du nœud de l'air intérieur et l'échange par convection avec le plancher,
- un port thermique (situé au bas du bâtiment) par lequel sont affectés les apports solaires à la surface supérieure du plancher.

Pour les assemblages considérés par la suite, nous considérons une température constante à un mètre de profondeur égale à 10°C (soit la température moyenne annuelle).

Variables d'observation

Les variables d'observation communes aux différents bouquets pour analyser les résultats sont :

- l'inconfort de sensation de chaud donné en °C.h pour une température intérieure supérieure à la consigne $+1,5\ K$ pendant plus de 15 minutes.
- l'inconfort de sensation de froid donné en °C.h pour une température intérieure inférieure à la consigne $-1,5\ K$ pendant plus de 15 minutes.
- la puissance calorifique fournie par le système de chauffage donnée en énergie finale.
- la puissance consommée par le système énergétique donnée en énergie primaire.
- la chaleur fournie par le système énergétique sur un an, donné en kWh_{ef}/m².an
- la consommation énergétique annuelle du système énergétique donnée en kWh_{ep}/m².an
- la puissance moyenne fournie calculée en faisant le rapport de la chaleur fournie par le temps de fonctionnement du système énergétique (donnée en W_{ef}).
- la température moyenne intérieure déterminée sur l'ensemble de la période de chauffage donnée en °C.
- le nombre mises en marche du générateur et de l'émetteur.

Ventilation double-flux

Les bouquets 2 et 4 sont associés à un système de ventilation double-flux avec récupération de chaleur. Le système représenté est un échangeur à plaques qui a été développé pour calculer l'efficacité en fonction du débit de ventilation à partir de paramètres issus d'essais normatifs répertoriés dans la base ATITA (pour plus de détails voir l'Annexe A.4). La consommation électrique du système en fonction du débit de ventilation déterminée à partir d'un polynôme d'ordre 2 d'après les valeurs de cette base de données. Le débit de ventilation utilisé par défaut est de $0,5\ vol/h$.

Le système est by-passé si la température ambiante dépasse la consigne de température intérieure.

Le système énergétique L'approche "systémique" du système énergétique est réalisée par une interaction forte entre les différents équipements du système énergétique. Pour les systèmes sur boucle d'eau, l'émetteur est régulé par une variation des débits au niveau d'une vanne trois voies *

Pour le bouquet 2 présenté dans cet assemblage, le système énergétique est composé d'une chaudière gaz à condensation présentée dans la Partie 2.4, d'un ballon de découplage présenté dans l'Annexe A.1 et d'une batterie air/eau présenté dans l'Annexe A.3.

Régulation du générateur et de la température intérieure

Pour les systèmes sur boucle d'eau, le générateur de chaleur est régulé en boucle fermée. La variable régulée est la température de départ du circuit secondaire (à la sortie du ballon de découplage) selon une loi d'eau qui dépend du niveau de température de fonctionnement de l'émetteur. Pour la batterie air/eau du bouquet 2, la loi d'eau utilisée est présentée sur la Figure 3.3.

*. Cette régulation peut être réalisée par mélange (régulation en température) ou par diminution du débit circulant dans la boucle secondaire (régulation en débit). Une étude [Blervaque *et al.*, 2013] montre que le choix de la stratégie de contrôle mise en place peut avoir un impact de plus de 30% sur l'estimation de la consommation énergétique alors que l'impact de l'inertie est inférieur à 10%. L'importance des effets de ces deux phénomènes est inversée pour la détermination de l'inconfort. Ces résultats sont présentés dans l'Annexe G

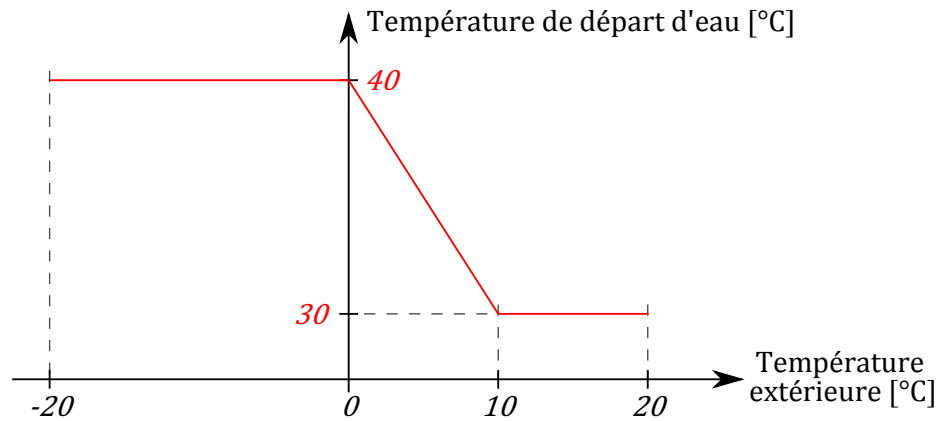


FIGURE 3.3 – Loi d'eau déterminant la température de départ d'eau suivant la température extérieure

Par la suite, les températures de départ d'eau seront mentionnées suivant l'émetteur considéré car les points de température extérieure (-20 , 0 , 10 et 20°C) ne varieront pas.

La température intérieure est également régulée en boucle fermée en fonction d'une consigne qui peut être fixe ou suivre un scénario avec des réduits de température.

Une étude plus détaillée sur les modes de régulation utilisées est présentée dans la Partie 3.3. L'impact de la stratégie de régulation sur la consommation d'énergie est présentée en Annexe G.

3.2 Dans quelle mesure la simulation dynamique affine-t-elle le dimensionnement des systèmes énergétiques dans les BBC ?

Le dimensionnement des installations énergétiques est une étape importante : sous-dimensionnées, l'installateur devra dédommager le client pour l'inconfort généré ; sur-dimensionnées, les coûts d'installation et de maintenance (court-cycle) seront augmentés et le système pourra pâtir d'une dégradation de son efficacité énergétique. Ces points négatifs du sur-dimensionnement sont pointés du doigt dans les retours d'expérience sur les premiers bâtiment BBC en France [RAGE, 2012]. Les méthodes classiques de dimensionnement semblent mal adaptées aux bâtiments BBC présentant un rapport de la puissance maximale sur la puissance moyenne annuelle plus grand que pour les bâtiment existant (voire Partie 1.3).

L'objet de cette partie est de réaliser une étude des méthodes existantes pour les comparer avec des méthodes plus avancées. La première partie est consacrée à la présentation des méthodes de dimensionnement classiques pour aboutir à une deuxième partie qui présente les raisons de la nécessité de développer une méthode de dimensionnement adaptée aux BBC. On comparera les calculs classiques de dimensionnement avec une approche utilisant la simulation dynamique. Une troisième partie évaluera les gains en consommation et en puissance d'une troisième méthode de dimensionnement intégrant *ab initio* le système énergétique. Deux cas sont étudiés : le convecteur électrique et la PAC air/air, avec ou sans réduits de température.

3.2.1 Méthodes de dimensionnement existantes

3.2.1.1 Méthodes classiques

Classiquement, le dimensionnement des systèmes de production de chaud/froid est réalisé à partir du calcul des besoins thermiques du bâtiment en régime stationnaire. Cette méthode est recommandée par l'ASHRAE [ASHRAE, 2001] et les normes européennes (principalement EN 12831 [2001]).

L'ASHRAE distingue dans la méthode les besoins en chauffage de ceux en rafraîchissement en précisant les apports solaires et internes à considérer pendant les périodes estivales. Les effets liés à l'inertie thermique ne sont pris en compte que pour le calcul des besoins de rafraîchissement par l'intermédiaire de la variable *CLTD* (pour cooling load temperature difference) représentative de la sinusoïde quotidienne de la charge centrée sur la charge moyenne. Des facteurs correctifs sont donnés pour les bâtiments utilisés par intermittence ou ayant des réduits de la température de consigne. Si ce réduit est opéré pour des périodes de plusieurs jours (occupation hebdomadaire par exemple), un sur-dimensionnement de +10% peut être mis en place. Pour les bâtiments résidentiels ayant des réduits de nuit, les valeurs proposées sont basées sur les travaux de Nelson et MacArthur [1978]. Un réduit de nuit de 5,6°C requiert un sur-dimensionnement de +40% pour obtenir un temps de remise en température acceptable (cette valeur peut monter à +60% si le temps de réduit est plus long, tel qu'un réduit de jour). La température minimale de référence se base sur des tables proposées dans le manuel de l'ASHRAE mais reste également à l'appréciation du bureau d'étude en fonction de l'inertie du bâtiment, de la prise en compte d'apports internes et de la durée de la période froide. Les températures de sol sont données sur une carte de l'Amérique du Nord.

La norme européenne EN 12831 [2001], explicitée par l'[AICVF, 2006], spécifie la méthode de calcul des déperditions de base et de la charge thermique pour des configurations classiques (chauffage à température constante). Des spécifications supplémentaires sont à opérer dans les cas d'un chauffage intermittent ou de l'utilisation de systèmes énergétiques fortement convectifs (chauffage à air chaud) ou fortement radiants (plancher chauffant). Le processus de calcul des

dépense totale peut être synthétisée par les étapes suivantes :

- sélectionner le point statique de dimensionnement pour la zone climatique considérée : la température extérieure de base et la température moyenne annuelle (pour les dépenses par le sol),
- spécifier la température intérieure de base de l'espace chauffé,
- calculer les dépenses par transmission à travers les parois,
- évaluer les dépenses par renouvellement d'air,
- calculer la surpuissance nécessaire aux recharges d'après la surface de plancher, le réduit de température, l'inertie du bâtiment et le temps de remise en température souhaité.

Le tableau 3.1 synthétise les valeurs de base hivernale pour certaines villes de France. L'ASHRAE donne deux valeurs seuil pour des températures atteintes à minima pendant 88 h (99,0%) et 35 h (99,6%). La norme EN 12831 [2001] propose d'utiliser la plus basse température moyenne sur deux jours observée dix fois sur une période de 20 ans ou de se référer à la norme EN 15927-5 [2005]. Cette norme a été utilisée pour déterminer les températures de référence des organismes COSTIC et AICVF.

Température sèche [°C]	ASHRAE [1997]		COSTIC [1965]	AICVF [2006]
	99,6%	99,0%		
Bordeaux	-5,8	-3,0	-5	-5
Brest	-2,8	-1,0	-2	-4
Lyon	-8,5	-5,1	-10	-10
Marseille	-3,9	-2,0	-3	-5
Strasbourg	-11,0	-8,2	-15	-15
Paris (CDG)	-7,8	-5,0	-7	-7

TABLEAU 3.1 – Détermination de la température minimale de base

En dehors de Strasbourg, les organismes proposent des températures minimales de base cohérentes les unes avec les autres si l'on considère que les valeurs de l'AICVF sont à comparer au risque 99,6%.

3.2.1.2 Dimensionnement à partir d'une simulation dynamique des besoins énergétiques

Dans leur ouvrage, Kreider et Rabl [1994] présentent dans un premier temps la méthode classique de dimensionnement (d'après ASHRAE [1989]) puis dans un second temps une méthode de calcul dynamique des besoins énergétiques à partir de fonctions de transfert. Cette seconde méthode permet de traiter des conditions de dimensionnement élargies. La charge du bâtiment (dont le maximum correspond à la valeur de dimensionnement du système énergétique) est considérée comme la réponse du bâtiment face aux sollicitations. L'utilisation des fonctions de transfert nécessite :

Des pas de temps de simulation fixes Les variables fonction du temps sont calculées à des pas de temps réguliers Δt (horaires, classiquement).

Un système linéaire La réponse du système est une fonction linéaire des conditions d'entrée et de l'état du système.

Sa causalité La réponse à l'instant t ne dépend que des valeurs antérieures et non de celles à venir.

En faisant dépendre la valeur des variables à l'instant t en fonction de valeurs aux instants précédents $t - i.\Delta t$ ($i \in \mathbb{N}^*$), il est possible de prendre en compte l'inertie thermique du bâtiment, voire du nœud d'air dans le cas d'une régulation ayant des consignes de température variables. Les auteurs se basent sur les coefficients fournis dans ASHRAE [1989] pour considérer différentes inerties de bâtiment.

A partir d'une simulation dynamique annuelle heure par heure avec des logiciels tels que EnergyPlus [Crawley *et al.*, 2001], TRNSYS [?], ou encore COMFIE [Peuportier et Blanc, 1991], on peut déterminer les besoins énergétiques du bâtiment et dimensionner les installations énergétiques sur la base du maximum observé.

3.2.2 Nécessité d'un dimensionnement adapté aux BBC

Dans les chapitres précédents, nous avons remarqué que la prise en compte des interactions entre le bâti et les systèmes énergétiques est nécessaire pour une évaluation correcte des puissances appelées dans les bâtiments BBC :

- les bilans énergétiques utilisés actuellement reposent sur une valeur de température intérieure fixe. Cette régulation parfaite a un impact non négligeable dans l'estimation des appels de puissance du système énergétique dans un BBC,
- on trouve des émetteurs fortement intégrés au bâti, tels que les planchers chauffants, ce qui rend difficile les calculs indépendants du système d'émission et de sa dynamique.

La prise en compte de l'interaction bâti-système est réalisable en réduisant le pas de temps de simulation dans les approches de modélisation « classique » afin de représenter les appels de puissance entre le bâtiment et le système énergétique. Comme l'a démontré mathématiquement Ghiaus [2013], il n'est pas possible d'utiliser les méthodes classiques de bilan énergétique quasi-statiques sur des temps très courts car la modification de la température de consigne entraînerait une réponse excessive du système. L'intégration du système de régulation est donc indispensable à la modélisation du système énergétique pour une simulation à pas de temps variable : la causalité du système est gérée par la modélisation de la régulation en boucle fermée du système énergétique.

Sous Modelica, le dimensionnement des installations énergétiques peut s'envisager comme une minimisation de la puissance installée sous respect d'un seuil de confort pour l'occupant.

Le cas d'étude se limite au dimensionnement pour une maison individuelle BBC de 100 m² ventilée par un système hygroréglable. Les étapes de l'étude sont :

- Détermination des conditions de dimensionnement selon l'ASHRAE [2001] et la norme européenne EN 12831 [2001]
- Description du bâtiment BBC et hypothèses pour la simulation annuelle
- Description d'un bâtiment représentatif de l'existant (RT1974) et hypothèses ; ce cas est envisagé pour comparaison.
- Analyse des résultats

Une attention particulière a été portée à l'homogénéité des données d'entrée. Les 3 méthodes de cette partie (ASHRAE [2001], EN 12831 [2001] et simulation annuelle seront appliquées au bâtiment présenté au début du chapitre 2 version BBC et version RT1974*. Les 3 méthodes utilisent le même fichier météorologique : les données horaires mesurées pour la ville de Carpentras durant 2 ans (1986 et 1987).

*. Maison ayant une consommation énergétique représentative des logements respectant la réglementation thermique française de 1974

3.2.2.1 Recommandation ASHRAE [2001] et Norme EN 12831 [2001]

La température extérieure statique de base a été déterminée à partir du fichier Carpentras selon les méthodes respectives de l'ASHRAE (occurrence de 99,0% et 99,6%) et de l'EN 12831 [2001] (plus basse température moyenne sur deux jours). Les valeurs établies sont répertoriées dans le Tableau 3.2 récapitulant les différentes conditions de simulations.

La température de consigne utilisée pour le dimensionnement est fixée d'après la norme EN 12831 [2001] (20°C en résidentiel) et est appliquée pour les deux autres méthodes de dimensionnement (L'ASHRAE laisse l'utilisateur choisir cette valeur en fonction de recommandations sur le confort des occupants.). La Table 1 du chapitre 26 de [ASHRAE, 2001] donne des valeurs de surfaces d'infiltration pour les différents éléments du bâti. Les bâtiments devant avoir une forte étanchéité à l'air, les valeurs minimales ont été utilisées donnant un résultat de 113 cm² d'ouvertures aux infiltrations. Pour ce bâtiment de plain pied, modérément abrité, les valeurs suivantes ont été prises : une ouverture aux infiltrations $A_L = 113 \text{ cm}^2$; un coefficient de tirage $C_s = 1,45\text{E-}4 \text{ (L/s)}^2/(\text{cm}^4.\text{K})$; un écart de température $\Delta T = (20 - (-7,2))^\circ\text{C}$; un coefficient de vent $C_w = 1,04\text{E-}4 \text{ (L/s)}^2/[\text{cm}^4.(\text{m/s})^2]$; une vitesse de vent $U = 6,7 \text{ m/s}$ (voir [ASHRAE, 2001]). Le débit volumique d'air entrant par infiltrations, Q , est donné par l'Equation 3.1 :

$$Q = \frac{A_L}{1000} \sqrt{C_s \Delta t + C_w U^2} \quad \text{en } [\text{m}^3/\text{s}] \quad (3.1)$$

La norme EN 12831 [2001] se base sur l'utilisation de la valeur de n_{50} correspondant au taux de renouvellement d'air pour le bâtiment entier résultant d'une différence de pression de 50 Pa entre l'intérieur et l'extérieur. La définition des bâtiments BBC en France impose une faible perméabilité du bâtiment avec la mise en place d'un test de conformité à la fin de la construction du bâtiment. L'association Effinergie tient à jour un observatoire des bâtiments certifiés BBC-Effinergie *. En 2012, la moyenne de perméabilité à l'air était de $I_4 = 0,41 \text{ m}^3/\text{h.m}^2$ selon 4 Pa. L'Equation 3.2 convertit le coefficient I_4 en n_{50} en fonction du rapport des écarts de pression, du volume d'air intérieur V_{int} et de la surface des parois extérieures A_{ext} .

$$n_{50} = \frac{I_4}{\left(\frac{4}{50}\right)^{2/3} \times \frac{V_{int}}{A_{ext}}} \quad \text{en } [\text{vol}/\text{h}] \quad (3.2)$$

Le débit d'air d'infiltrations est donné par l'Equation 3.3 en fonction du coefficient n_{50} calculé ci-avant, un coefficient d'exposition e valant 0,03 pour un bâtiment modérément abrité ayant plus d'une ouverture exposée, et d'un coefficient correctif de hauteur ϵ valant 1,0 pour un bâtiment de plain pied (voir Annexe D de la norme EN 12831 [2001]).

$$Q = 2.n_{50}.e.\epsilon \quad \text{en } [\text{m}^3/\text{h}] \quad (3.3)$$

Le système de ventilation est un système hygroréglable de type B. Les méthodes classiques distinguent la partie du calcul des besoins de celles des technologies installées. Le débit de ventilation retenu lors de la phase de dimensionnement est le débit hygiénique minimum. L'ASHRAE préconise un débit de $0,1 \text{ L/s.m}^2 + 8 \text{ L/personne}$. Le bâtiment de 100 m^2 est composé d'une chambre parentale et 2 chambres (avec une personne par chambre). Le renouvellement total d'air par ventilation est de $0,60 \text{ vol/h}$ selon la recommandation [ASHRAE, 2001]. La norme EN 12831 [2001] considère un débit de $1,5 \text{ vol/h.m}^2$ dans la cuisine et $0,5 \text{ vol/h.m}^2$ dans le reste de la maison. Ici, la cuisine représente 10% de la surface de la maison, et la ventilation totale est de $0,6 \text{ vol/h}$.

Toutes ces données sont synthétisées par la suite dans le Tableau 3.2.

*. www.observatoirebbc.org

3.2.2.2 Hypothèses retenues pour le dimensionnement

Certaines sources de déperditions ou d'apports négligés jusqu'alors en thermique du bâtiment deviennent importants dans les BBC : apports solaires, variation de la ventilation, etc. Les calculs en besoins présentés dans cette partie intègrent successivement la prise en compte de déperditions ou d'apports jugés secondaires dans des bâtiments plus déperditifs. Un cas de référence proche des conditions utilisées dans les méthodes classiques (ASHRAE et EN 12831 [2001]) est simulé pour estimer les impacts de chacun des phénomènes. Ce premier cas de référence considère que le système doit être capable de satisfaire les besoins nécessaires pour le débit de ventilation hygiénique maximum, sans apports solaires, ni apports internes.

Cependant, ces apports représentent une grande partie de la diminution des besoins énergétiques d'un bâtiment BBC, donc on simule ensuite plusieurs variantes intégrant ces apports (variantes **a.**, **b.**, **c.** et **d.** par rapport au cas de référence, **Ref.**, dans le Tableau 3.2 présenté à la fin de l'étude dans la partie 3.2.2.4). Le dimensionnement doit être adapté aux exigences les plus fortes. Pour cela, on considère par exemple une faible occupation et un scénario de génération de vapeur qui maximise le renouvellement d'air du système de ventilation hygroréglable. Les considérations suivantes sont nécessaires :

- Le fichier climatique choisi est celui de Carpentras qui a servi à calculer les températures minimales de base des méthodes ASHRAE et EN 12831 [2001].
- Les apports internes sont ceux de la méthode de calcul Th-BCE de la RT2012 qui ont tendance à les minimiser (calcul normatif du nombre d'occupants de 2 personnes pour cette maison individuelle de 100 m²).

La ventilation est réalisée par un système hygroréglable de type B. Covalet et Wall-Ribot [2011] proposent un taux de renouvellement d'air moyen de 0,32 vol/h pour représenter la moyenne annuelle de renouvellement d'air liée à la ventilation hygroréglable. Dans le cadre de la thèse, un module détaillant les niveaux d'humidité pièce par pièce et les débits d'air associés a été réalisé et utilisé dans cette étude (Annexe E). La dynamique de la ventilation peut en effet avoir une influence si les niveaux de ventilation les plus hauts concordent, ou pas, avec le dimensionnement de l'installation ; d'autant plus que les pertes liées à la ventilation sont immédiates et non négligeables dans les BBC. Les simulations **c.** et **d.** déterminent le dimensionnement pour ces deux représentations des systèmes hygroréglables. Les méthodes ASHRAE et EN12381 considèrent le débit hygiénique fixe de 0,60 vol/h (variante **Ref.**).

Les données d'entrées de chacune des méthodes de dimensionnement sont synthétisées dans le Tableau 3.2.

	Normes EN (EN 12831)	ASHRAE (ASHRAE, 2001)	Simulation annuelle en besoin
Température extérieure	-6,9°C	a. -5,4°C (99,0%) b. -7,2°C (99,6%)	Fichier MétéoFrance : données horaires des années 1986-1987
Température intérieure	20°C (annexe D.2)	20°C (arbitraire)	20°C constant
Apports solaires	Non	Non	Ref. Non a. Oui
Apports internes	Non	Non	Ref. Non b. RT 2012
Infiltrations	$n_{50} = 1,8$ vol/h => 0,11 vol/h	$A_t = 113$ cm ² => 0,15 vol/h	0,15 vol/h
Ventilation	0,60 vol/h	0,60 vol/h	Ref. 0,60 vol/h c. Hygro B moyenné : 0,32 vol/h d. Modélisation hygro B

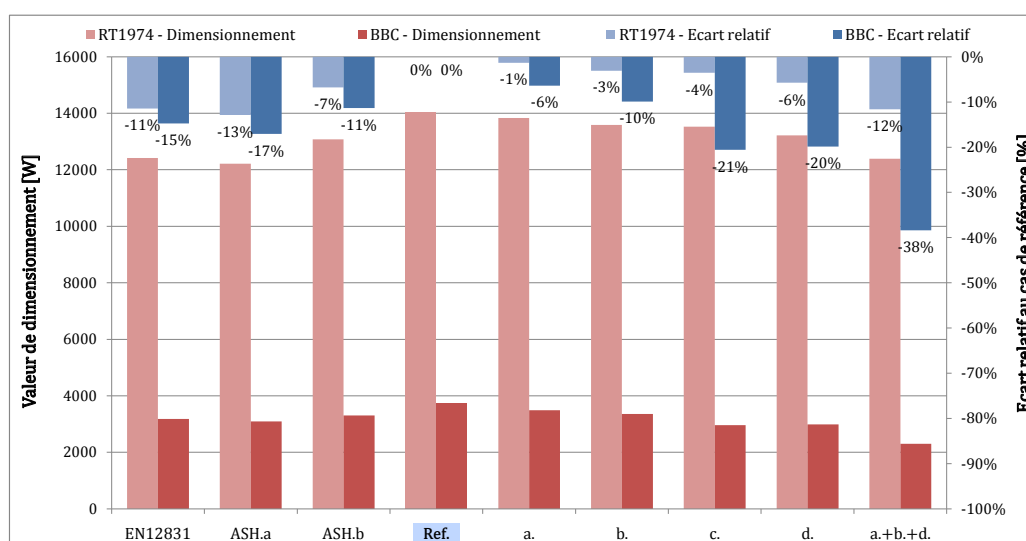
TABLEAU 3.2 – Synthèse des conditions de simulations des méthodes de dimensionnement

3.2.2.3 Comparaison avec un bâtiment existant

Un bâtiment ayant des consommations énergétiques similaires à ceux du parc de 1974 lors de la première réglementation thermique a été paramétré. La consommation annuelle de chauffage est de 248 kWh/m². Les méthodes ASHRAE et EN 12831 ont également été appliquées à cette configuration de bâtiment avec des niveaux d'infiltrations d'air de $n_{50} = 10 \text{ vol/h}$ (EN 12831) ou une surface équivalente $A_L = 637 \text{ cm}^2$ (ASHRAE). Ces valeurs sont basées sur des valeurs terrains de bâtiments français ou européens dans Carrié *et al.* [2006], ASHRAE [2001] et Limb [2001].

3.2.2.4 Résultats

Les résultats présentés sur la Figure 3.4 récapitulent sous forme de tableau les phénomènes pris en compte pour chacune des méthodes et des configurations prises en compte.



Nom	EN12831	ASH.a	ASH.b	Ref.	a.	b.	c.	d.	a.+b.+d.
Méthode	EN 12831	ASHRAE	ASHRAE	Sim. An.	Sim. An.	Sim. An.	Sim. An.	Sim. An.	Sim. An.
Temp. extérieure	-6,9°C	-5,4°C	-7,2°C	Fichier MétéoFrance : données horaires des années 1986-1987					
Régulation T _{int}	Idéal (calcul de besoin) = 20°C								
Apports solaires	Non	Non	Non	Non	Oui	Non	Non	Non	Oui
Apports internes	Non	Non	Non	Non	Non	Oui	Non	Non	Oui
Débit ventilation	Hygiénique	Hygiénique	Hygiénique	Hygiénique	Hygiénique	Hygiénique	Hygro moy.	Variable	Variable
BBC : Valeur de dimensionnement [W]	3178	3092	3307	3729	3491	3359	2962	2989	2298
Ecart relatif à Ref.	-15%	-17%	-11%	0%	-6%	-10%	-21%	-20%	-38%
RT74 : Valeur de dimensionnement [W]	12418	12215	13073	14022	13837	13588	13526	13215	12392
Ecart relatif à Ref.	-11%	-13%	-7%	0%	-1%	-3%	-4%	-6%	-12%

BBC :
chauffage =
20 kWh/an/m²

RT1974 :
chauffage =
248 kWh/an/m²

FIGURE 3.4 – Valeur de dimensionnement (avec ou sans réduit de consigne) pour les différentes méthodes et prises en compte des phénomènes

Il existe des disparités très marquées entre les différentes simulations du bâtiment BBC vis-à-vis des simulations du bâtiment RT1974. Certaines phénomènes considérés, à juste titre, comme secondaires dans des bâtiments énergivores interviennent à hauteur de 6 à 21% dans les bâtiments BBC. Cumulés, la prise en compte des apports solaires, des apports internes et une modélisation

du système de ventilation réduit la valeur de dimensionnement de près de 40%.

Le niveau de pré-dimensionnement retenu est la combinaison des trois variantes **a.** + **b.** + **d.** considérant les apports solaires, les apports internes et une modélisation fine de la ventilation hygroréglable. La valeur retenue de 2298 W va maintenant être utilisée comme base pour l'étape suivante consistant à développer une méthode de dimensionnement intégrant *ab initio* le système énergétique et à étudier l'impact du dimensionnement sur la consommation énergétique.

3.2.3 Dimensionnement intégrant système énergétique et réduit de chauffage - Impacts du sur-dimensionnement

Dans le cas d'un système de chauffage ayant un scénario de température de consigne variable, des facteurs de surdimensionnement permettent d'ajuster la puissance du système de chauffage pour atteindre la température de consigne à la fin de la période de relance. Pour ce cas d'étude d'un BBC avec une inertie moyenne, un ralenti de jour de 2°C opère de 9h à 17h suivi d'une relance de 1h entre 17h et 18h.

Pour les méthodes classiques, des corrélations permettent d'évaluer la surpuissance nécessaire pour répondre au réduit de nuit pour des temps de relance définis. La présentation de ces corrélations est réalisée dans une première partie. Ensuite, pour les différentes méthodes de calcul de dimensionnement, on présente les résultats en consommation d'un convecteur électrique et d'une PAC air/air fonctionnant en tout-ou-rien.

3.2.3.1 Prise en compte du réduit de chauffage dans les méthodes classiques

Selon la méthode de l'ASHRAE, le coefficient de surpuissance doit être déterminé proportionnellement à un ralenti de 5,6°C soit un coefficient de +40%. Pour notre étude, le coefficient de surpuissance serait donc de +14,3%. La norme européenne quant à elle ne considère pas un coefficient relatif mais une valeur absolue de surpuissance fonction de la surface de plancher - évaluée à 23 W/m² dans les conditions de l'étude - soit une surpuissance de 2300 W.

3.2.3.2 Dimensionnement bâtiment/système avec chauffage par un convecteur électrique

La simulation dynamique fournit les appels de puissance. Les pics de puissance observés peuvent cependant être de très courtes durées (quelques secondes) et dimensionner le système énergétique à partir de ces valeurs maximales ne serait pas judicieux. La Figure 3.5 présente l'occurrence de plages de puissances. Pour rappel, la puissance retenue comme dimensionnement du système est de 2298 W. Or, le temps durant lequel les besoins sont supérieurs à 2000 W est inférieur à 0,1%.

La méthode de dimensionnement pourrait consister à prendre non pas la valeur maximale de puissance mais celle ayant une certaine occurrence. Cependant le choix de cette occurrence serait difficile à fixer. La méthode choisie consiste plutôt à intégrer un calcul de l'inconfort et à fixer le niveau à ne pas dépasser. Le dimensionnement est alors réalisé de façon à minimiser la puissance installée tout en respectant un seuil de confort : la température intérieure ne peut pas être inférieure de 1°C à la température de consigne pendant plus de 5 minutes. La recherche de l'optimum est réalisée par incréments de 100 W à partir de la puissance de 2298 W.

Cette méthode est appliquée à deux scénarios de consigne :

3.2. DANS QUELLE MESURE LA SIMULATION DYNAMIQUE AFFINE-T-ELLE LE DIMENSIONNEMENT DES SYSTÈMES ÉNERGÉTIQUES DANS LES BBC ?

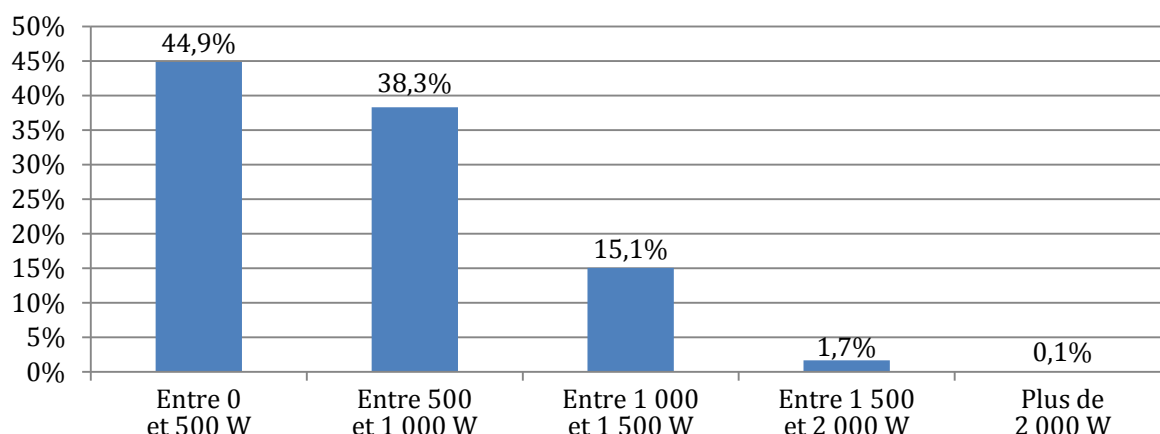


FIGURE 3.5 – Occurrence du besoin

- **20°C constant** : afin d’avoir un point de comparaison avec la méthode de calcul en besoin réalisée à température constante
- **18-20°C** : pour observer comment chacune des méthodes considèrent les réduits de température

On obtient un dimensionnement du convecteur électrique de 1400 W pour le scénario 20°C constant et de 1900 W pour le second scénario avec réduit de température.

Des simulations annuelles ont été réalisées aux valeurs de dimensionnement de chacune des méthodes pour observer l’impact d’un surdimensionnement. Les résultats sont donnés dans le Tableau 3.3.

	Température de consigne constante à 20°C				Réduit de jour 18-20°C		
	EN 12831	ASHRAE	Calcul en besoin	Système inclus	EN 12831	ASHRAE	Système inclus
Dimensionnement [W]	3178	3092	2298	1400	5478	3534	1900
Consommation électrique annuelle [kWh/m²]	19,0	19,0	19,0	19,0	18,4	18,4	18,4
Puissance électrique appelée maximale [W]	2272	2270	2255	1400	4318	3534	1900

TABLEAU 3.3 – Résultats des simulations annuelles avec convecteur électrique dimensionné de quatre façons différentes

La consommation électrique annuelle du convecteur reste constante à 19,0 kWh/m² quelle que soit la valeur du dimensionnement. La mise en place d’un réduit de jour à 18°C permet une diminution de 3% de la consommation énergétique annuelle quelque soit le niveau de dimensionnement. En revanche, la mise en place d’un réduit engendre des pics d’appels électriques sur le réseau variables d’une méthode à l’autre, limitée à +36% selon la méthode utilisant un seuil d’inconfort à plus de 90% pour la méthode EN 12831 [2001]. Entre les méthodes de dimensionnement, la méthode intégrant le système énergétique permet aux bâtiments BBC de réduire considérablement les pics d’appels électriques de 60 à 120% selon la méthode dimensionnement et le scénario de consigne de température (voir comparaison en Figure 3.6).

Pour le cas d’un convecteur électrique, le surdimensionnement a un impact relativement faible sur le coût d’investissement et quasiment nul sur la consommation énergétique du bâtiment. En

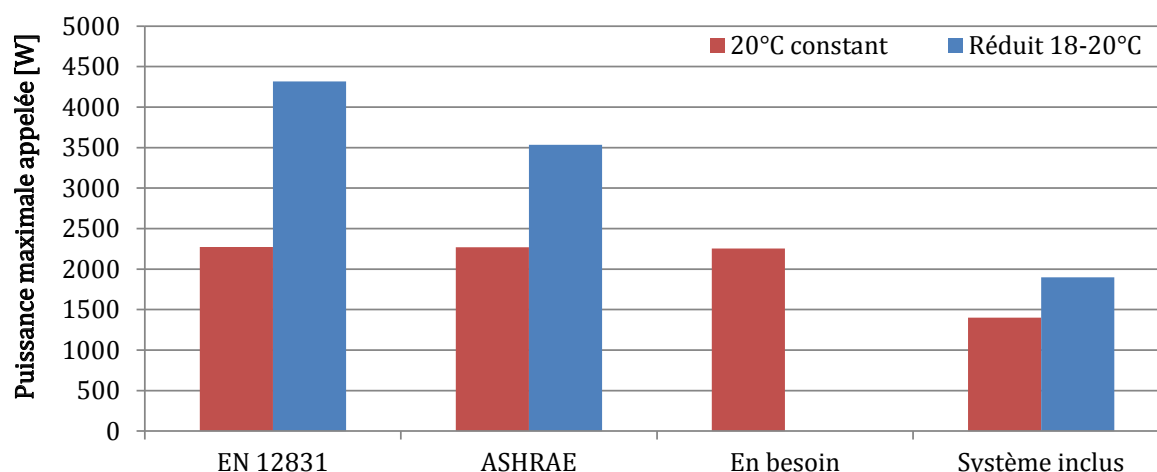


FIGURE 3.6 – Comparaison des puissances électriques maximales appelées selon les méthodes de dimensionnement

revanche, un dimensionnement adapté permet de limiter les appels de puissance sur le réseau permettant la réduction d'une part du forfait du client et d'autre part est favorable au réseau électrique.

3.2.3.3 Dimensionnement bâtiment/système avec chauffage par une PAC air/air fonctionnant en tout-ou-rien

La pompe à chaleur air/air fonctionne en tout-ou-rien (régulation : hystérésis de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ autour de la consigne de température intérieure) et répond en boucle fermée au respect de la température intérieure.

Dans un premier temps, la consigne de température intérieure est fixée constante à 20°C . Les conditions de fonctionnement du bâtiment sont les mêmes que celles du pré-dimensionnement retenu (variantes **a.+b.+d.**, valeur de dimensionnement de 2298 W). En utilisant la méthode incrémentale intégrant *ab initio* la PAC, le dimensionnement est de 2100 W, soit -9% .

Dans un second temps, le chauffage intermittent journalier (ralenti à 18°C entre 9h et 17h) est mis en place en utilisant le même système de régulation pour une relance en heure, un coefficient de surpuissance de près de 40% s'avère nécessaire puisque la nouvelle valeur de dimensionnement obtenue est de 2900 W.

Une étude comparative en énergie est maintenant réalisée. Pour la méthode recommandée par l'ASHRAE, le résultat à 99,0% (variante **a.** à $-5,4^{\circ}\text{C}$) est retenu (99,6% n'est conseillée que pour les bâtiments ayant une exigence forte sur les besoins énergétiques, tels que les hôpitaux).

Le système étant une PAC, son fonctionnement est dégradé pour des températures basses de l'air extérieur (température d'évaporation basse et givrage). Le dimensionnement de la machine au point nominal doit être ajusté pour prendre en compte cette dégradation.

La synthèse des valeurs retenues est présentée sur la Figure 3.7. Les résultats des simulations y sont également reportés et analysés dans la suite du paragraphe.

Pour les quatre méthodes, la chaleur fournie annuellement par la PAC air/air est sensiblement égale car le système de régulation permet de répondre aux besoins énergétiques du bâtiment BBC (environ 24 kWh_{ep}/m².an pour le chauffage uniquement). Les méthodes respectent le seuil de confort minimum (la température n'est jamais en dessous de la température de consigne moins 1°C

3.2. DANS QUELLE MESURE LA SIMULATION DYNAMIQUE AFFINE-T-ELLE LE DIMENSIONNEMENT DES SYSTÈMES ÉNERGÉTIQUES DANS LES BBC ?



FIGURE 3.7 – Résultats des simulations annuelles pour les différentes méthodes de dimensionnement

pendant plus de 5 minutes). Par contre, les consommations électriques annuelles sont différentes suite aux différents dimensionnements. Pour mettre en avant les pertes de performance de la machine suite au surdimensionnement, un COP annuel (ou saisonnier) est calculé en faisant le rapport de la chaleur fournie annuellement sur la consommation électrique annuelle. Le COP au point nominal (+7°C extérieur/+20°C intérieur) pour la PAC retenue est de 3,5. La performance annuelle pour la méthodologie de dimensionnement BBC est de 2,75, chute à 2,20 pour la méthode ASHRAE et à moins de 2 pour la norme EN 12831 [2001]. Le surdimensionnement crée donc une hausse importante de la consommation électrique du système de chauffage [Filfli *et al.*, 2011].

Un compteur du nombre de démarrages de la PAC montre qu'il est doublé entre le dimensionnement à 2,9 kW - méthodologie BBC - et celui de 5,3 kW de la méthode ASHRAE. Cette augmentation peut entraîner une maintenance accrue et une fatigue des équipements, en particulier du compresseur. Bien que "plus surdimensionné", la méthode EN 12831 [2001] aboutit à un nombre plus faible de démarrages que la méthode ASHRAE. Cela est dû à la durée d'anti-court-circuit de la machine qui impose un fonctionnement minimum de 6 minutes de la machine. Ces conditions forcées entraînent une surchauffe momentanée du bâtiment et limitent le nombre de démarrages. La "surchauffe" est indiquée à la dernière ligne du tableau par le produit °C.h durant la période de chauffe ($T_{int} > 21^\circ\text{C}$). Celle-ci est de près de 574°C.h pour la norme européenne alors qu'elle est nulle ou quasiment nulle pour les deux autres méthodes.

Pour les systèmes fonctionnant en tout-ou-rien, un dimensionnement adapté aux bâtiments BBC permet donc un gain en consommation dans le cas d'une PAC air/air, ainsi qu'une amélioration du respect de la consigne, une baisse des coûts de maintenance et une réduction du pic de puissance appelée sur le réseau.

Conclusion et discussion

L'étude théorique réalisée ici met en avant les gains en puissance (réduction coût d'installation) et en consommation (amélioration du COP) d'un dimensionnement adapté aux BBC. Ce dimensionnement prend en compte :

Apports solaires Contrairement aux bâtiments très déperditifs, les apports solaires jouent un rôle majeur dans le calcul des besoins énergétiques. Pour cette première approche, un fichier bi-annuel quelconque a été utilisé. Dans la perspective du développement de la méthode, les données climatiques devront respecter les recommandations de Feist *et al.* [2007] qui recommande l'utilisation de deux points météorologiques : le premier pour une journée extrêmement froide et légèrement ensoleillée, et le second pour une journée froide et totalement couverte.

Apports internes Les usages liés à l'occupation du bâtiment réduisent considérablement la consommation énergétique du bâtiment. Ces apports doivent être minimisés au cas le plus restrictif du mode d'occupation du bâti.

Modélisation de la ventilation L'amélioration de l'étanchéité à l'air des bâtiments et le développement d'une ventilation mécanique contrôlant le débit de renouvellement d'air minimisant les déperditions énergétiques. La ventilation reste toutefois un poste de déperditions important et la modélisation fine de la ventilation permet une meilleure appréciation des besoins énergétiques du bâtiment.

Régulation et inertie Les méthodes classiques et les logiciels de simulation dynamique des bâtiments à pas de temps de simulation horaire ne prennent pas en compte les effets de l'inertie sur la plage de régulation du système (infra-horaire et de l'ordre de 1°C). Or l'écart entre les résultats avec ou sans régulation montrent que ce phénomène modifie le calcul des besoins énergétiques du bâtiment.

Ralenti de température et inertie Le chauffage intermittent lié à des consignes de température d'air intérieur variable est pris en compte par des valeurs de surpuissance (absolue ou relative) dans les méthodes classiques de dimensionnement. Ces valeurs empiriques ne sont plus adaptés aux BBC (environ +40% pour la norme européenne et +15% pour l'ASHRAE). Ils sont abandonnés au profit d'une méthode se basant sur un seuil de confort pour les occupants indépendant de l'inertie et du niveau d'isolation du bâtiment.

Bien que limité à un système énergétique unique et dans un cadre purement théorique, l'étude présentée identifie certains problèmes que la modélisation couplée du bâtiment et de son système peut résoudre pour affiner le dimensionnement des installations énergétiques des bâtiments BBC.

Dans la pratique, les étapes du calcul des charges du bâtiment et du choix des technologies de climatisation pour estimer la consommation énergétique sont découplées. Cependant, ces étapes pourraient à terme être couplées grâce aux logiciels de simulation énergétique des bâtiments.

Pour cette étude, le dimensionnement par la méthode intégrant *ab initio* le système a été réalisé par une incrémentation manuelle mais un script d'optimisation pourra prendre en charge cette étape.

Cette première étude a été réalisée en chauffage uniquement et avec un système intégrant la production et l'émission. Cela a permis de minimiser l'étude à un seul dimensionnement et un unique système de contrôle. Un système de production sur boucle d'eau nécessiterait le dimensionnement des émetteurs (technologie et température de départ d'eau) puis du système de production (somme des puissances des émetteurs et déperditions de la boucle de distribution).

Plusieurs bouquets énergétiques sur boucle d'eau ont été réalisés dans la thèse et la méthode est à adapter. De plus, le système énergétique choisi fonctionne en tout-ou-rien, or certains systèmes modulants voient une amélioration de leur efficacité à charge réduite ce qui modifieraient partiellement les conclusions. Toutefois surdimensionner les systèmes se traduit toujours par un surcoût et engendrerait des puissances appelées supérieures.

3.3 Étude de la dynamique des systèmes énergétiques

La modélisation dynamique des équipements offre la possibilité d'étudier les interactions existantes entre les sollicitations du bâtiment et des différents éléments du système énergétique.

3.3.1 Objectifs et méthodologie de l'étude

L'objectif de cette étude est d'observer les paramètres dominants influençant la dynamique des systèmes énergétiques, et en particulier les contraintes de la régulation suivant les charges et les cycles de fonctionnement des équipements énergétiques. Le fonctionnement général du système énergétique est présenté sur la Figure 3.8.

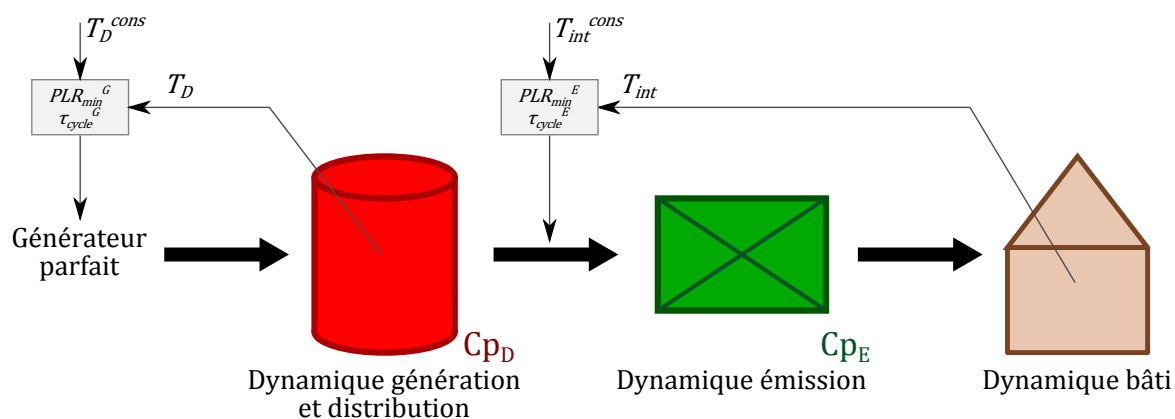


FIGURE 3.8 – Principaux facteurs de la dynamique d'un système énergétique

Deux boucles de régulation sont identifiables :

- la régulation de la température intérieure, T_{int} , pour atteindre la valeur de consigne T_{int}^{cons}
- la régulation de la température du réseau de distribution, T_D , pour atteindre la valeur de consigne T_D^{cons}

Les sollicitations de chauffage du bâtiment se propagent de l'émetteur au générateur de chaleur par l'intermédiaire du réseau de distribution. Toutes les dynamiques (inerties et variable de régulation) doivent-elles être prises en compte ?

Dans un premier temps, l'étude devait s'établir sur les bouquets énergétiques établis dans le chapitre 1 dont l'un des critères de composition était l'obtention de dynamique variées entre les différents équipements de génération, de distribution et d'émission de chaleur. Le Tableau 3.9 présente les différentes constantes de temps relatives aux quatre bouquets retenus en maison individuelle qui a été établi à partir des travaux de Cyssau [1990], Garde *et al.* [2001], RAGE [2013], Blervaque *et al.* [2012] et d'essais normatifs d'une chaudière à granulés*. L'étude des bouquets pour les bâtiments de bureaux n'a pas été traitée†

*. Essais réalisés par le centre d'essais Institute Francisco Josephinum (accréditation aux essais normatifs). Une base donnée ouverte est mise à disposition sur le site www.josephinum.at

†. Les bâtiments de bureaux présentent des systèmes plus complexes à cause d'une part la nécessité d'une représentation des systèmes zone par zone dans un modèle de bâtiment multizone ayant une inhomogénéité importante des besoins (scénarios d'occupation multiples, apports solaires variés, etc.) et d'autre part par la forte dépendance du système de régulation faisant intervenir des systèmes énergétiques dédiés au chauffage de base (dalles actives, centrale de traitement d'air avec pré-chauffage) et d'autres dédiés aux appoints pour les différents zones (convecteur électrique, batterie terminale).

3.3. ÉTUDE DE LA DYNAMIQUE DES SYSTÈMES ÉNERGÉTIQUES

Bouquet 1	Constantes de temps	Ratio (total=5h14min)	Source	Bouquet 3	Constantes de temps	Ratio (total=30s)	Source
PAC air/eau	2 min	0,6%	[Garde 2001]	PAC air/air	30 s	100,0%	[Blervaque 2012]
Ballon de 50 l	12 min	3,8%	[RAGE 2013]				
Plancher chauffant	1 à 10 h	95,5%	[Cyssau 2005]				
Bouquet 2	Constantes de temps	Ratio (total=3min30s)	Source	Bouquet 3	Constantes de temps	Ratio (total=1h7min)	Source
Chaudière gaz	1 à 5 min	42,9%	[Cyssau 2005]	Chaudière à granulés	12 min	17,9%	Essais normatifs
Ballon de 5 l	1 min	28,6%	Arbitraire	Ballon 500 l	45 min	67,2%	Essais normatifs
Batterie eau/air	0,5 à 2 min	28,6%	[Cyssau 2005]	Radiateur à eau	5 à 15 min	14,9%	[Cyssau 2005]

FIGURE 3.9 – Constante de temps des bouquets et de leurs équipements respectifs

Pour le cas relativement simple d'une maison individuelle pour laquelle on peut considérer un modèle de bâtiment monozone et un système énergétique unique, le nombre de paramètres à traiter n'était pas aisé car :

- de nombreux paramètres sont intrinsèques au bouquet énergétique considéré pouvant créer des interactions avec les paramètres jouant un rôle direct sur la dynamique du système (par exemple, la puissance variable d'une PAC en fonction des conditions de température aux sources, part de la chaleur transmise par rayonnement vis-à-vis de celle transmise par convection suivant l'émetteur utilisé, etc),
- les paramètres jouant un rôle direct avec la dynamique du système sont plus nombreux que la seule considération des constantes de temps des équipements de génération, de distribution et d'émission de chaleur.

Pour ces raisons, nous avons opté pour une représentation générique du système énergétique afin de minimiser le nombre de paramètres aux seuls pouvant avoir un impact direct avec la dynamique du système.

L'étude s'organise en trois temps :

1. la mise en place d'un modèle *RC* permettant une représentation générique des différents systèmes énergétiques,
2. la définition des systèmes de régulation du générateur et de l'émetteur de chaleur,
3. une étude de sensibilité pour identifier les paramètres influençant la dynamique du système énergétique.

3.3.2 Modèle *RC* du système énergétique

La représentation générique du système énergétique consiste à représenter l'inertie des composants par une capacité thermique et les échanges de chaleur entre les équipements par des résistances thermiques. Le modèle *RC* mis en place est présenté sur la Figure 3.10.

Le bouquet 4 composé d'une chaudière à granulés* et d'un radiateur à eau† est utilisé pour décrire les différents éléments du système.

Du point de vue de la dynamique du système, le générateur de chaleur est assimilé à une capacité thermique C_G (globalement égale à la capacité thermique de sa contenance en eau) qui doit être maintenue à une température de consigne de départ d'eau (T_D^{cons}). Le système de

*. La chaudière à granulés considérée est une chaudière à condensation qui est représentée par le modèle de chaudière gaz à condensation (Partie 2.4) et paramétrée d'après les essais normatifs réalisés sur le modèle Oköfen Pellematic Smart de 3,9 kW (www.josephinum.at)

†. Modèle présenté en Annexe A.2

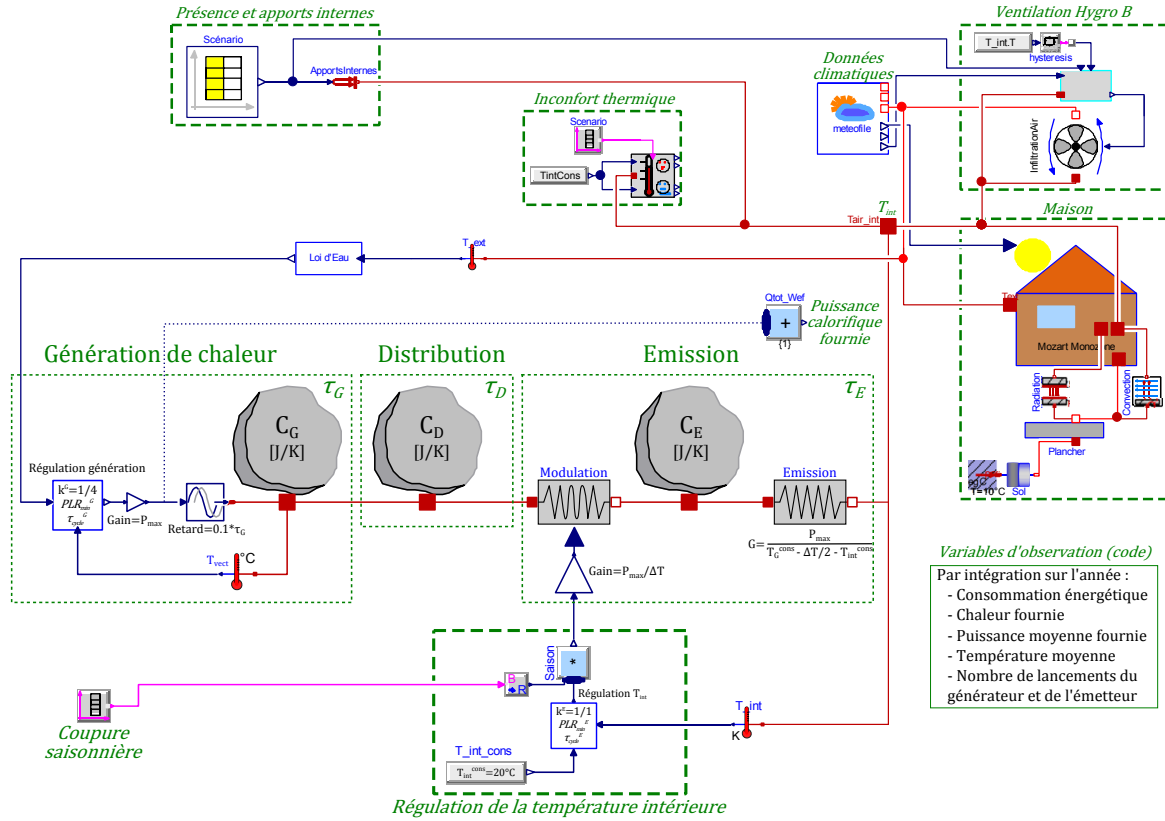


FIGURE 3.10 – Approche générique de la dynamique d'un système énergétique par l'intermédiaire d'un modèle RC

régulation utilisé est basé sur une approche commune au générateur et à l'émetteur, et est donc présenté indépendamment par la suite. La puissance de dimensionnement est obtenue d'après la méthode développée en Partie 3.2 : $P_{max} = 1600 \text{ W}$. On introduit un retard de transmission de l'énergie fournie à la capacité thermique (en eau) pour représenter la durée de mise en marche ou d'arrêt (la chaudière à granulés demande un temps d'initialisation d'une dizaine de minutes). Ce temps de retard ne peut varier qu'avec à la constante de temps du générateur car au-delà d'un rapport 0,1 entre le temps de retard et la constante de temps, le système devient difficile à réguler [Ouederni, 1990] et le constructeur veille à respecter cette condition (pour le bouquet 4, la chaudière à granulés est associée à un stockage d'eau de 500 l).

La modélisation de la distribution correspond au volume de stockage du réseau hydraulique. Il est représenté par une capacité thermique C_D .

La modélisation RC du système d'émission comprend une capacité thermique, C_E (la masse d'eau et du radiateur à vide dans le cas du bouquet 4), et de deux résistances thermiques. La première simule la modulation du débit d'eau circulant dans l'émetteur selon la température intérieure (vanne thermostatique du radiateur dans le bouquet 4). La plage de variation de cette résistance thermique est déterminée à partir du point de dimensionnement, qui est défini par les éléments suivants :

- la température de l'air ambiant est de T_{int}^{cons} ,
- la température de l'eau au générateur de chaleur est de T_D^{cons} ,
- le débit d'eau a été dimensionné pour que l'écart de température entre le départ et le retour

- l'émetteur de chaleur a donc des températures d'arrivée d'eau de T_D^{cons} et de sortie d'eau de $T_D^{cons} - \Delta T$ soit une température moyenne de $T_D^{cons} - \frac{\Delta T}{2}$.

La valeur maximale de la conductance représentant la modélisation du débit circulant dans l'émetteur $UA_{modulation}$ est donc donnée par l'Équation 3.4 définie pour les conditions de dimensionnement :

$$P_{max} = UA_{modulation} \left(T_D^{cons} - \left(T_D^{cons} - \frac{\Delta T}{2} \right) \right)$$

$$\Rightarrow UA_{modulation} = \frac{2.P_{max}}{\Delta T} \quad (3.4)$$

La seconde résistance thermique représente la capacité de l'émetteur à transmettre la chaleur et dépend de son dimensionnement intrinsèque. A son point de dimensionnement, l'émetteur doit fournir la puissance P_{max} à l'air ambiant qui est maintenu à T_{int}^{cons} . La conductance de l'émission de chaleur $UA_{emetteur}$ est donc donnée par l'Équation 3.5 définie pour les conditions de dimensionnement :

$$P_{max} = UA_{emetteur} \left(\left(T_D^{cons} - \frac{\Delta T}{2} \right) - T_{int}^{cons} \right)$$

$$\Rightarrow UA_{emetteur} = \frac{P_{max}}{T_D^{cons} - \frac{\Delta T}{2} - T_{int}^{cons}} \quad (3.5)$$

Cette conductance est fixe et l'échange de chaleur peut être réversible si la température de l'air ambiant dépasse celle de l'émetteur.

La représentation du système de régulation du générateur et de l'émetteur se veut représentative des contraintes technologiques des systèmes et accessible pour un utilisateur non automatisé. De ce fait, on tient compte uniquement du taux de charge minimum de fonctionnement et de la durée d'anti-court cycles. L'évolution de la puissance résulte d'une régulation proportionnelle pure (P) ou proportionnelle intégrale (PI). La partie proportionnelle est représentée sur la Figure 3.11.

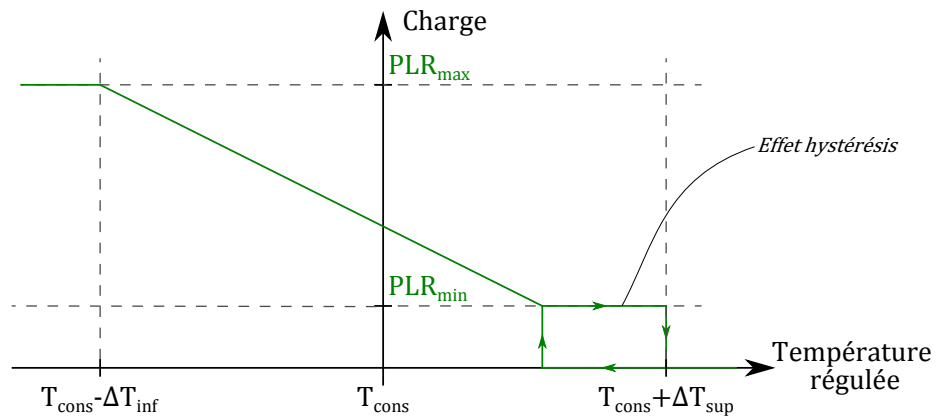


FIGURE 3.11 – Régulation sur une bande proportionnelle avec effet hystérésis sur le taux de charge minimum de fonctionnement

*. D'après les niveaux de retour d'eau communément utilisés dans la littérature vis-à-vis de la température du réseau hydraulique, les deux variables sont corrélées par l'expression suivante : $\Delta T = 0,2 \times T_D^{cons}$

La régulation est réalisée en renseignant une bande de contrôle fixée autour du point de consigne. Le gain proportionnel est donnée par $k = \frac{PLR_{max}}{\Delta T_{inf} + \Delta T_{sup}}$. Par la suite, on considère que le générateur de chaleur a un taux de charge maximal de 100% (i.e $PLR_{max} = 1$). Un effet hystérésis est mis en place pour stabiliser le système à faible charge. Les valeurs des paramètres sont données par la suite.

L'assemblage constitué permet la mise en place d'études ne traitant que de la dynamique du système énergétique. Avant de proposer une étude de sensibilité sur chacun des paramètres qui ont été identifiés dans cette partie, une étude préalable est réalisée sur la régulation en proportionnelle pure ou en proportionnelle intégrale.

3.3.3 Choix du mode de régulation : proportionnelle pure ou proportionnelle intégrale ?

« Les régulateurs PI sont utilisés lorsque la bande proportionnelle la plus réduite qui satisfait la stabilité est encore trop large pour satisfaire la précision attendue. Le terme I permet alors d'annuler l'écart de réglage » [Cyssau, 1990].

L'objectif de ce paragraphe est d'identifier dans quelle mesure la modélisation du système énergétique peut, ou pas, être modélisé par un proportionnel pur. Pour cela quatre cas sont retenus en introduisant ou non un temps d'intégration dans les systèmes de régulation du générateur et de l'émetteur. Dans chacun des cas, un taux de charge minimum de 30% est affecté au générateur et à l'émetteur, ainsi qu'une durée d'anti-court cycle de 5 minutes pour les deux équipements énergétiques (cette durée d'anti-court cycle peut également correspondre au pas de mesure de la variable observée). La bande de régulation pour la température intérieure est de $\pm 0,5K$ pour une consigne de $20^{\circ}C$. La bande de régulation pour la température de la boucle d'eau est de $\pm 2K$ pour une consigne de $45^{\circ}C$.

Les quatre cas sont indiqués dans la partie haute du Tableau 3.4 *. Dans la partie basse du tableau, sont synthétisés les résultats d'une simulation annuelle.

Type de régulation au :	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
Générateur	PI	PI	P	P
Emetteur	PI	P	PI	P
Besoin calorifique annuel [kWh]	19,29	19,24	19,3	19,22
Durée de la simulation [s]	164	158	139	140
Température intérieure moyenne [$^{\circ}C$]	20,18	20,16	20,19	20,16
Inconfort de souschauffe ($-1^{\circ}C$) [$^{\circ}C.h$]	0	0	0	0
Inconfort de surchauffe ($+1^{\circ}C$) [$^{\circ}C.h$]	174	174	179	181
Nombre de démarrages de l'émetteur [-]	1760	1646	1182	1105
Nombre de démarrages du générateur [-]	1760	1646	1182	1105
Puissance moyenne du générateur [W]	1112	1082	913	894

TABLEAU 3.4 – Impacts de la régulation de l'émetteur et du générateur

Le besoin calorifique n'évolue pas (inférieur à 0,5%) en fonction du choix de la régulation. Les quatre cas se différencient peu également au niveau du respect de la plage d'inconfort avec une

*. Les conditions de simulation sont $C_G = C_D = C_E = 42000 \text{ J/K}$ (10 litres d'eau); $PLR_{min}^G = PLR_{min}^E = 0,3$; $\tau_{cycle}^G = \tau_{cycle}^E = 5 \text{ min}$; $T_D^{cons} = 45^{\circ}C$ et T_{int}^{cons}

légère augmentation (+4%) du nombre de °C.h d'écart à la consigne en P (cas 4) comparé au PI (cas 1).

Le nombre de démarrages évolue très fortement avec le mode de régulation de l'émetteur et du générateur. De façon contre-intuitive, l'utilisation d'une régulation PI augmente le nombre de mises en marche du système énergétique alors qu'il devrait favoriser le lissage de la réponse une fois le régime permanent établi. La mise en place d'un effet hystérésis sur un niveau de charge minimum et de durées d'anti-court cycles en est la cause car l'effet correctif du I (intégration de l'erreur) continue d'être calculé alors qu'il n'agit plus sur la variable de sortie pendant ces périodes. Pour réduire cet impact, l'erreur sur l'intégrateur est fixée à zéro lors des périodes de court cycle pour limiter les fortes dérives. Ce dispositif est mis en place dans les PI utilisés dans les cas d'études considérés mais des dispositifs supplémentaires doivent donc être mis en place pour réduire davantage cette dérive.

L'augmentation du nombre de mises en marche entraîne l'augmentation de la puissance moyenne de fonctionnement du générateur de 24% entre une régulation P (cas 4) et PI (cas 1). L'évolution dynamique de ces phénomènes est observable sur la Figure 3.12.

Le jour 2 à 12h, les variables régulées par PI (graphiques 2 et 4) sont très proches de la valeur de consigne alors qu'elles maintiennent une erreur importante pour une régulation P (mais restent dans la bande de régulation). Le PI régule donc avec une plus grande précision.

Le jour 2 à 0h, les effets de cyclages sont plus marqués pour les régulateurs PI pour lesquelles trois cycles sont opérées contre un seul pour P.

Bien que le régulateur PI propose une meilleure précision, le régulateur P propose une précision convenable de $\pm 0,5 K$ et une plus grande stabilité.

A la vue des indicateurs suivants :

- bonne estimation du besoin annuel,
- respect des critères de confort en chaud et en froid,
- plus grande stabilité au générateur et à l'émetteur pour une régulation P,
- adéquation de la bande proportionnelle $\pm 0,5 K$ au ressenti des occupants,

nous estimons que d'une part l'utilisation d'une régulation PI n'est pas nécessaire, et même déconseillée pour une régulation imposant des taux de charge minimums (par un effet hystérésis) et des durées d'anti-court cycle.

Par la suite, la régulation sera opérée par des systèmes de régulation de type proportionnel pur.*

3.3.4 Comparaison du modèle générique *RC* aux modèles détaillés de bouquets énergétiques

Dans cette partie, nous proposons d'évaluer le modèle de système énergétique *RC* établi ci-avant sur la Figure 3.10 par comparaison aux quatre bouquets énergétiques en maison individuelle. Pour cela, les paramètres nécessaires au fonctionnement du modèle *RC* sont identifiés d'une étoile dans le Tableau 3.5 récapitulant les différents éléments des bouquets énergétiques.

Un bouquet nommé "Convecteur" est ajouté afin de juger de la représentation générique *RC* avec un cas de calcul de besoin sans aucun retard (convecteur idéal). Ce cas a été établi pour

*. La recommandation d'utiliser un proportionnel pur se limite au cadre de la modélisation d'un système énergétique couplé à un bâtiment dans l'objectif de réaliser commodément des simulations annuelles de la consommation énergétique; et en aucun cas sur la régulation implémentée dans un système réel qui possède de nombreuses autres contraintes.

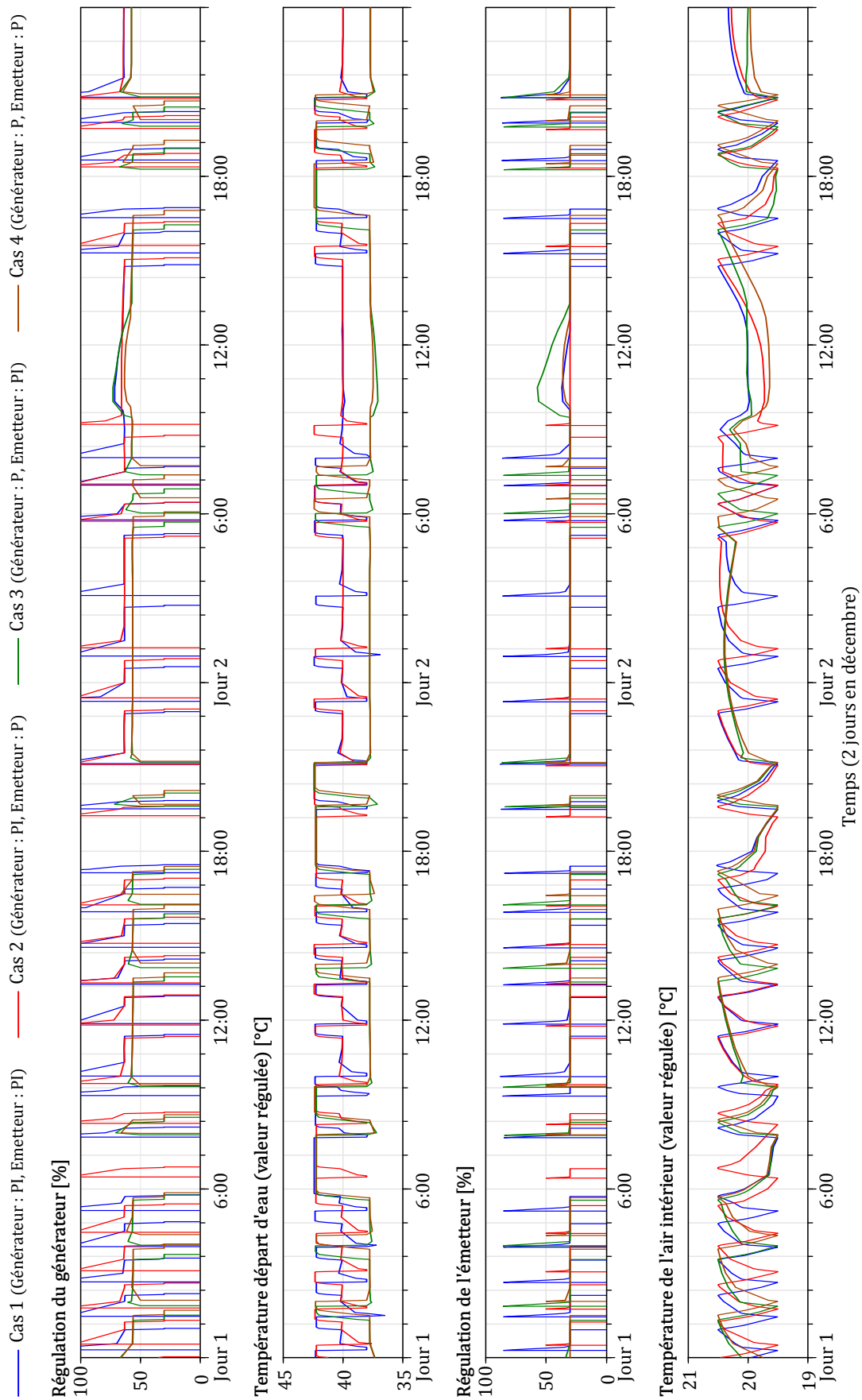


FIGURE 3.12 – Chronique de régulation et température pour les quatre types de régulation

tester le modèle dans un cas limite de l'étude de sensibilité qui sera effectuée ensuite. Ce bouquet "Convecteur" tout comme le bouquet 3 (PAC air/air à vitesse variable) sont des système de chauffage sans boucle d'eau donc les paramètres de l'assemblage générique doivent être adaptés :

- puisque qu'il n'existe pas de retour de température d'eau vers le système de génération, on considère que la chaleur est intégralement au nœud d'air et d'après l'Equation 3.5, on établit que $\Delta T = 2 \times (T_D^{cons} - T_{int}^{cons}) + \epsilon$ avec $\epsilon = 0,01 \text{ K}$ pour éviter les dénominateurs nuls.
- suite au paramétrage énoncé ci-dessus, la température de consigne de la boucle d'eau a maintenant un effet réduit, elle est fixée arbitrairement à 70°C^* .

Les résultats sont synthétisés dans le Tableau 3.6 situé en-dessous du tableau regroupant les hypothèses de travail pour en faciliter la lecture. Pour chacun des bouquets, la colonne "Système" donne les résultats de l'assemblage des modèles détaillés (la représentation réelle du bouquet) et la colonne "Modèle RC" donne les résultats issus de la représentation générique du système énergétique d'après les paramètres identifiés dans le tableau supérieur.

Les résultats montrent un bon accord entre la modélisation physique et la modélisation générique. Les estimations de la consommation énergétique et de la température moyenne de l'air ambiant sont extrêmement proches. Pour la représentation de la dynamique du système au travers du nombre de démarrages des équipements énergétiques et de la puissance moyenne de fonctionnement, deux cas ont des estimations divergentes.

Le premier est le Bouquet 1 dont le générateur de chaleur est une PAC air/eau fonctionnant en tout-ou-rien et ayant une puissance nominale ($7^\circ\text{C}/35^\circ\text{C}$) de 1 600 W. Dans des conditions moins favorables au point nominal, la PAC n'arrive plus à fournir la puissance nominale. C'est pour cela que la température moyenne est légèrement inférieure à l'estimation avec le modèle RC mais surtout qu'un inconfort de froid s'observe. En revanche, dans des conditions plus favorables de conditions de température, la PAC fournit une puissance supérieure à la puissance nominale, ce qui augmente les effets de cyclages pendant les périodes de mi-saison (observable par le nombre élevé de démarrages du générateur).

Le second cas est le Bouquet 4 dont le générateur de chaleur est une chaudière à granulés qui présente une durée d'initialisation d'une dizaine de minutes. L'équipement représenté est une chaudière bois à condensation de puissance nominale 3,9 kW qui a été modélisé à partir du modèle de chaudière gaz à condensation. Le modèle a été adapté par l'introduction d'un temps de retard mais il semblerait que cette approche ne soit pas adéquate et ce modèle nécessitera des modifications ultérieures. Toutefois, pour les indicateurs retenus, il est utilisable.

Le modèle RC se limitant aux paramètres ayant un impact sur la représentation de la dynamique du système énergétique semble cohérent avec les résultats obtenus par une modélisation physique. L'approche générique utilisant un modèle RC va donc pouvoir être utilisé pour une analyse de sensibilité.

*. Une étude de sensibilité sur la température pourrait être réalisée pour confirmer ce choix

★ Paramètres retenus pour l'étude de sensibilité		Convecteur	Bouquet 1	Bouquet 2	Bouquet 3	Bouquet 4
Puissance de dimensionnement		1600 W				
Générateur de chaleur	Type	-	PAC air/eau	Chaudière gaz	PAC air/air	Chaudière bois
	Performance	-	$COP_{nom}=3,5$	$\eta_{30^\circ C}=107\%$	$COP_{nom}=3,5$	$\eta_{30^\circ C}=100\%$
	Capacité thermique [J/K]	10	24 260	24 260	10	2 092 500
	Retard au démarrage	0 s	60 s	90 s	10 s	12 min
Régulation au générateur	Plage de régulation	$\pm 1^\circ C$	$\pm 5^\circ C$	$\pm 2^\circ C$	$\pm 1^\circ C$	$\pm 2^\circ C$
	Bande proportionnelle	1/2	Tout-ou-rien	1/4	1/2	1/4
	Charge minimale	1%	99%	30%	1%	30%
	Durée anti-court cycle	-1	600 s	600 s	300 s	600 s
Vecteur de chaleur	Type	-	Eau	Eau et Air	Air	Eau
	Température de consigne	" 70°C "	Loi : 40 - 30°C	Loi : 60 - 40°C	" 70°C "	Loi : 50 - 40°C
	Ecart $T_{retour} - T_{départ}$	" $T_{eau}^{cons} - T_{air}^{cons}$ "	7°C	10°C	" $T_{eau}^{cons} - T_{air}^{cons}$ "	9°C
	Débit nominal	-	0,0546 kg/s	0,0382 kg/s	-	0,0425 kg/s
	Equipements	-	Ballon 50 l	Ballon 5 l	-	-
	Capacité thermique [J/K]	10	202 740	20 200	10	10
Emetteur de chaleur	Type	-	Plancher chauffant	Batterie à eau chaude	PAC air/air	Radiateur à eau
	Capacité thermique [J/K]	10	9 522 000	2 000	10	39 840
Régulation de T_{int} (émetteur)	Plage de régulation	$\pm 0,5^\circ C$	$\pm 0,5^\circ C$	$\pm 0,5^\circ C$	$\pm 1^\circ C$	$\pm 0,5^\circ C$
	Bande proportionnelle	1	1	1	1	1
	Charge minimale	10%	10%	10%	30%	10%
	Durée anti-court cycle	300 s	300 s	300 s	300 s	300 s

TABLEAU 3.5 – Paramétrage du modèle générique à partir des bouquets énergétiques

	Convecteur		Bouquet 1		Bouquet 2		Bouquet 3		Bouquet 4	
	Idéal	Modèle RC	Système	Modèle RC	Système	Modèle RC	Système	Modèle RC	Système	Modèle RC
Chaleur fournie [kWh/m ² .an] <i>cumul de la puissance calorifique fournie sur un an</i>	18,77	18,75	20,75	19,30	12,06	12,05	11,84	11,48	19,18	19,17
Puissance moyenne fournie [Wef] <i>rapport de la chaleur fournie annuelle sur le temps de marche total du générateur</i>	625	624	1 475	1598	652	616	575	458	479	802
Température moyenne [°C] <i>moyenne de T_{int} durant la période de chauffage</i>	19,92	19,92	19,94	20,16	20,27	20,27	20,20	20,07	20,03	20,09
Nombre de démarrage de l'émetteur <i>à chaque mise en route de l'émetteur</i>	213	211	134	136	252	248	245	172	157	219
Nombre de démarrage du générateur <i>à chaque mise en route du générateur</i>	213*	211	1194	654	928	1213	245*	335	280	143
Ecart supérieur à la consigne [°C.h] <i>pour $T_{int} > T_{cons} + 1,5^\circ C$ pendant plus de 15 minutes</i>	92	92	236	95	276	274	275	257	103	102
Ecart inférieur à la consigne [°C.h] <i>pour $T_{int} < T_{cons} - 1,5^\circ C$ pendant plus de 15 minutes</i>	0	0	1,1	0	0	0	0	0	0	0
Temps de simulation [s]	90	100	182	107	75	121	30	100	354	120

* pour ces bouquets énergétiques, le générateur de chaleur et l'émetteur sont confondus. Le nombre de démarrages au générateur est donné égal à celui de l'émetteur

TABLEAU 3.6 – Comparaison des résultats de simulation entre le modèle générique et les modèles des bouquets

3.3.5 Étude de sensibilité sur les paramètres influençant la dynamique des systèmes énergétiques

L'étude de sensibilité est présentée en trois parties :

- le choix de la méthode d'analyse de sensibilité,
- la détermination des bornes de variation des paramètres,
- la présentation des résultats.

3.3.5.1 Choix de la méthode d'analyse de sensibilité

Le choix de la méthode d'analyse de sensibilité a été réalisé à partir des travaux de looss [2011]. Pour notre étude, les caractéristiques suivantes ont été identifiées :

- le modèle est supposé non linéaire et non monotone car de nombreuses interactions peuvent s'opérer entre les paramètres d'entrée,
- l'analyse de sensibilité porte sur une dizaine de paramètres,
- le coût CPU est supérieur à la minute.

Ces caractéristiques conduisent à se tourner vers une méthode de criblage pour identifier les paramètres prépondérants. La méthode de Morris [Morris, 1991 ; Saltelli *et al.*, 2000] a été retenue pour sa capacité à classer les paramètres en trois catégories :

- les paramètres ayant des effets négligeables,
- les paramètres ayant des effets linéaires et sans interaction,
- les paramètres ayant des effets non linéaires et/ou avec interactions avec les autres paramètres.

La méthode de Morris consiste à observer les effets élémentaires de la modification d'un unique paramètre. En répétant aléatoirement cette opération pour différents niveaux de discrétisation d'un paramètre, et cela pour chacun des paramètres, il est possible d'évaluer leur effet moyen sur des variables d'intérêt. La dispersion (via l'écart type) des valeurs de sorties évalue la linéarité du paramètre et ses interactions avec les autres paramètres. Le nombre de simulations nécessaires à cette méthode est donné par $n = r(p + 1)$ avec p le nombre de paramètres et r le nombre de répétitions du plan d'expériences [Iooss, 2011].

3.3.5.2 Détermination des bornes de variation des paramètres

Le plan d'expérience de la méthode de Morris est fixé à partir des intervalles d'étude des différents paramètres. Les paramètres observés, leur description et leur intervalle sont présentés dans le Tableau 3.7.

T_D^{cons}	Température de consigne du vecteur de chaleur	[30...75]	[°C]
ΔT	Écart de température entre départ et retour	$0, 2 \times T_D^{cons}$	[K]
PLR_{min}^G	Taux de charge minimale du générateur	[5...95]	[%]
τ_{cycle}^G	Durée de l'anti-court cycles du générateur	[5...900]	[s]
PLR_{min}^E	Taux de charge minimale de l'émetteur	[5...95]	[%]
τ_{cycle}^E	Durée de l'anti-court cycles de l'émetteur	[5...600]	[s]
C^G	Capacité thermique du générateur	[10...420000]	[J/K]
C^D	Capacité thermique de la distribution	[10...420000]	[J/K]
C^E	Capacité thermique de l'émetteur	[10...10000000]	[J/K]

TABEAU 3.7 – Intervalles d'études des paramètres observés par la méthode de Morris

3.3.5.3 Résultats et discussion

Les plages de sensibilité sont discrétisées en 5 niveaux et le nombre de répétitions a été imposé à 25 pour augmenter la finesse des résultats. La méthode de Morris représente alors 125 simulations, il en aurait fallu $5^8 = 390625$ pour un plan factoriel complet à 5 niveaux qui aurait nécessité plusieurs journées de simulation contre trois heures avec la méthode de Morris.

Les résultats sont présentés sous la forme de graphes donnant :

- en abscisses, la moyenne de la valeur absolue des écarts liés à la modification de la valeur d'un paramètre : μ^* . Plus cette valeur est haute, plus le critère est sensible au paramètre testé.

- en ordonnées, l'écart-type donnant une information sur la dispersion des écarts : σ . Plus cette valeur est importante, plus le paramètre est non linéaire et/ou à de fortes interactions avec les autres paramètres.
- au dessus du tableau, l'ordre de grandeur du critère à partir des résultats de la simulation pour le bouquet "Convecteur" présenté dans les Tableaux 3.5 et 3.6.

Les variables d'intérêt sont :

- le chaleur annuelle fournie (Figure 3.13),
- la puissance moyenne fournie par le générateur (Figure 3.14),
- la température moyenne de l'air intérieur (Figure 3.14),
- les inconforts de sensation de chaud et de froid (Figure 3.15),
- le nombre de démarrages du générateur et de l'émetteur (Figure 3.16).

Une description détaillée de la sensibilité à la chaleur annuelle fournie est donnée dans un premier temps puis l'analyse de sensibilité des autres critères d'observation sera synthétisée en un unique paragraphe.

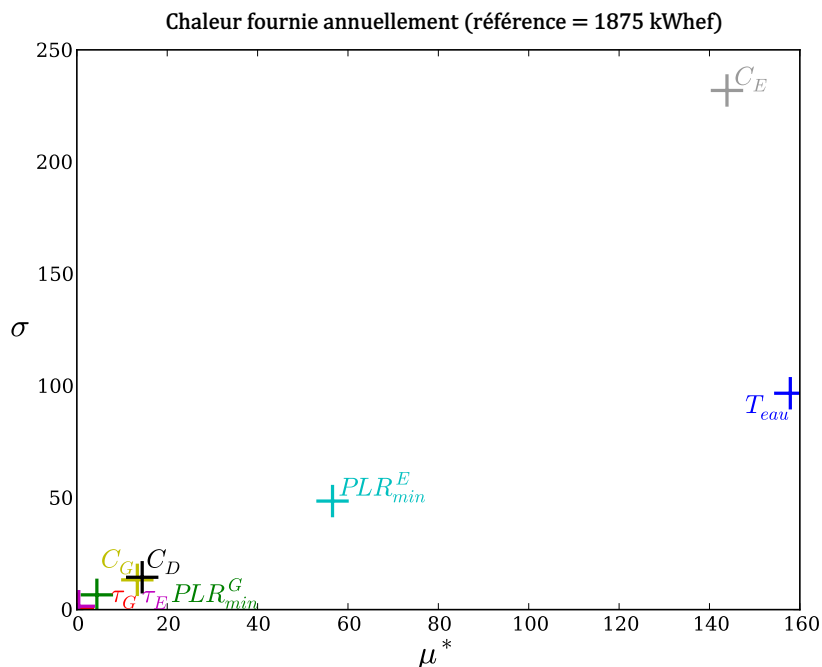


FIGURE 3.13 – Sensibilité de la chaleur annuelle fournie selon la méthode de Morris

La chaleur annuelle fournie par le générateur pour le cas de référence est de 1875 kWh. En moyenne, la variation de la capacité thermique de l'émetteur (C_E) implique la modification de la chaleur fournie de 143 kWh, soit une variation moyenne de 7,6% par rapport au cas de référence. Ce paramètre présente un écart-type de 231 kWh, ce qui signifie que les valeurs sont très dispersées en raison l'interaction forte avec d'autres paramètres ou de sa non-linéarité. Certaines simulations présentent donc un écart de plus de 15% avec la cas de référence.

Les autres paramètres influençant cette première variable d'intérêt sont la température de consigne de la boucle d'eau (T_{eau}) et le taux de charge minimum de l'émetteur (PLR_{min}^E). Les durées d'anti-court cycle de l'émetteur et du générateur n'ont aucune influence sur l'estimation de la chaleur annuelle fournie par le système énergétique.

Pour les autres variables d'intérêt (Figures 3.14, 3.15 et 3.16), on retrouve que les paramètres

3.3. ÉTUDE DE LA DYNAMIQUE DES SYSTÈMES ÉNERGÉTIQUES

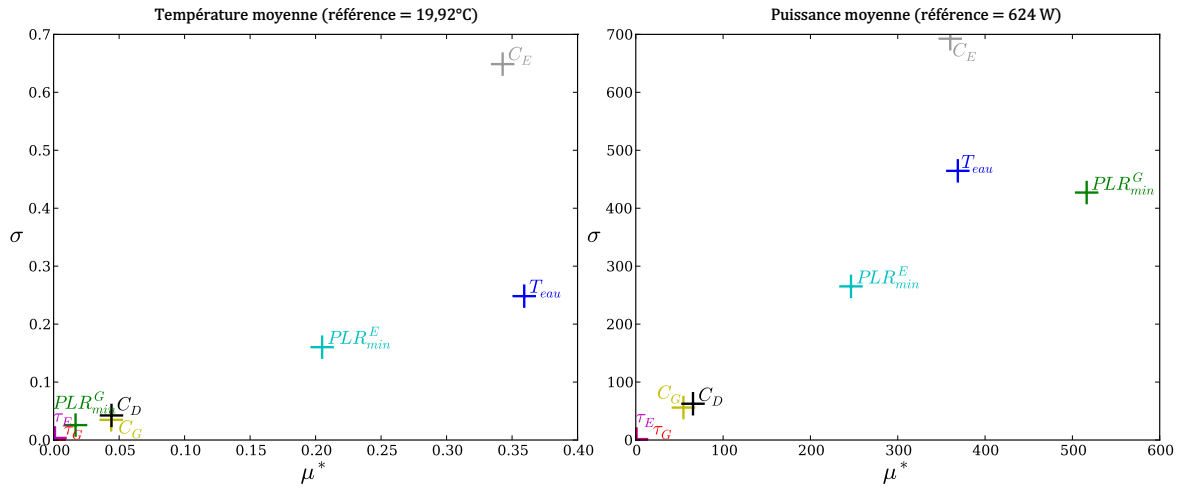


FIGURE 3.14 – Sensibilité de la puissance moyenne et de la température moyenne selon la méthode de Morris

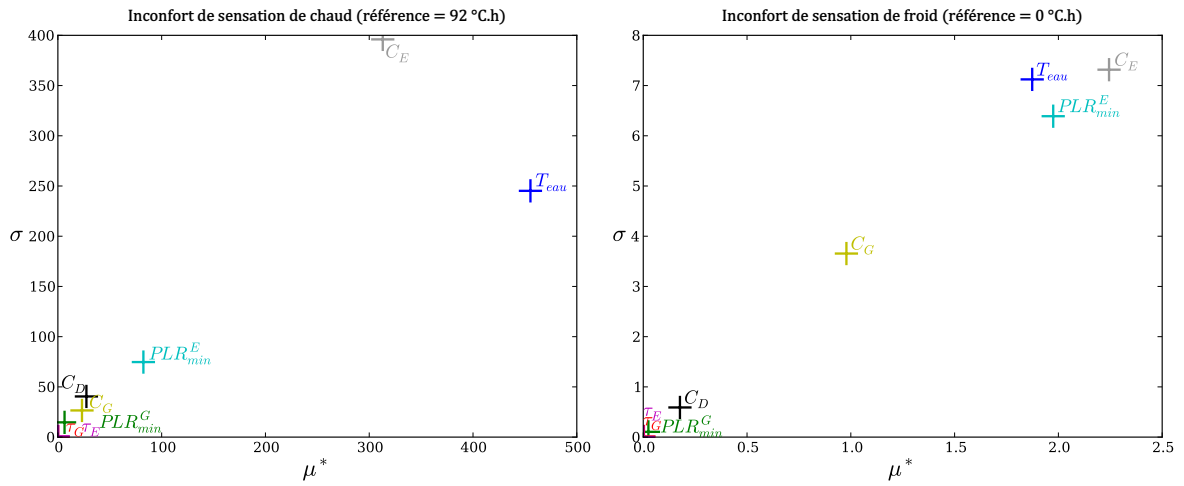


FIGURE 3.15 – Sensibilité des inconforts de chaud et de froid selon la méthode de Morris

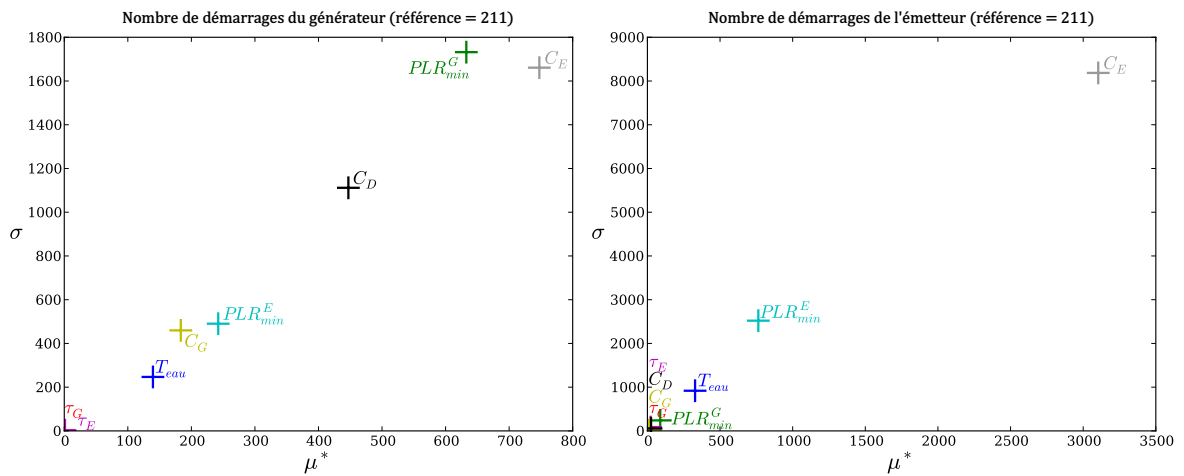


FIGURE 3.16 – Sensibilité du nombre de démarrages du générateur et de l'émetteur selon la méthode de Morris

de capacité thermique de l'émetteur, la température de consigne de la boucle d'eau et le taux de charge minimum de fonctionnement de l'émetteur sont des paramètres ayant une forte sensibilité sur le système. L'influence de la capacité thermique de l'émetteur est à considérer avec sa large plage de paramétrage qui va d'un émetteur sans dynamique à celle d'un plancher chauffant.

Le taux de charge minimum du générateur, PLR_{min}^G , influence fortement le phénomène de cyclage de la machine. Ceci est observable sur les résultats en puissance moyenne et nombre de démarrages du générateur. Lors de la modélisation des générateurs (PAC air/air en Partie 2.2 et chaudière gaz à condensation en Partie 2.4), nous avons vu que le cyclage diminue leur performance et augmente la consommation des auxiliaires. Ce paramètre aura donc une influence forte sur la consommation énergétique du système.

L'influence de la capacité thermique du générateur, C_G , sur l'inconfort de froid semble moins évidente que les paramètres T_{int} , C_E et PLR_{min}^E . Cela montre que la complexité du système énergétique est considérée dans sa globalité (approche systémique). Une approche « classique » considérant des transferts de paquets d'énergie entre les équipements n'aurait pas détecté ces interactions qui proviennent de la représentation physique des niveaux de températures des différents équipements.

Quel que soit la variable d'intérêt, la durée d'anti-court cycle du générateur et de l'émetteur n'a aucune influence sur le système énergétique sur la plage de paramétrage considérée (respectivement de 5 s à 15 et 10 min). Cependant, ces paramètres sont primordiaux à la stabilité du système énergétique. Pour des simulations annuelles, ils pourront être paramétrés par défaut (par exemple 10 min pour réduire le nombre d'événements et réduire le temps de simulation).

3.3.6 Conclusion

Le développement d'une approche générique de modélisation des systèmes énergétiques a mis en lumière les interactions pouvant exister entre les différents équipements.

La régulation par un proportionnel pur semble adéquate à la simulation énergétique annuelle des bâtiments. Le taux de charge minimum est un paramètre important dans les phénomènes de cyclage et le développement de technologies ayant de grandes plages de modulation de puissance est un axe important pour la réduction de la consommation énergétique d'un système. La durée d'anti-court cycle a une influence très réduite mais reste un paramètre non négligeable pour la stabilité de la modélisation.

L'inertie de l'émetteur est un paramètre très influençant car elle est représentative d'équipements ayant des constantes de temps très variées (du convecteur électrique au plancher chauffant) mais aussi car du fait de sa régulation à $\pm 0,5^\circ\text{C}$.

L'utilisation du modèle *RC* pour la représentation générique d'une centrale de traitement d'air n'a pas été réalisée dans cette étude mais pourrait permettre de généraliser davantage les résultats sur la dynamique des systèmes énergétiques.

Conclusion générale

Au cours de cette thèse, on a montré dans quels cas l'approche « classique » de modélisation par transferts de paquets d'énergie au pas de temps horaire n'est plus adaptée à la modélisation des faibles besoins et des fortes dynamiques intervenant dans un bâtiment BBC. Une approche dite « systémique », c'est à dire intégrant la rétroaction du bâtiment sur le système de chauffage a été mise en place par la représentation des boucles de régulation. L'estimation du besoin varie de plus de 20% entre ces deux approches (Partie 1.3), ce qui peut conduire des écarts en consommation encore plus importants. De plus, c'est une condition pour représenter les appels de puissance du bâtiment qui ont de plus en plus d'importance pour les réseaux de distribution d'énergie.

Si certains outils de modélisation permettent déjà une modélisation dynamique sur de courts pas de temps, l'utilisation de méthodes de résolution à pas de temps variable oblige à développer ou adapter les modèles. Nous avons montré l'intérêt qu'il y a à représenter les fonctionnements transitoires plutôt que de les prendre en compte par des facteurs correctifs. Par exemple, le facteur de dégradation à charge partielle des pompes à chaleur couramment utilisé dans les modèles statiques à pas de temps horaire est remplacé par une constante de temps de montée en puissance du système (Partie 2.2).

L'approche « systémique » développée a pour objectif de considérer l'ensemble des interactions pouvant intervenir entre un modèle et son assemblage. La prise en compte des émetteurs est indispensable. Par exemple, la non prise en compte des interactions entre un plancher chauffant et son environnement (déperditions avec le sol, apports solaires, échanges radiatifs avec les autres parois...) peut entraîner des erreurs non négligeables sur la consommation annuelle du système. Une représentation fine des interactions du plancher avec son environnement est d'autant plus importante dans un bâtiment BBC. Par rapport à une modélisation simplifiée, on a observé des écarts de 20% dans un BBC contre 10% dans un bâtiment existant (Partie 2.3).

La représentation des phénomènes transitoires des équipements pour la simulation énergétique annuelle a été encore peu étudiée à ce jour. Nous nous sommes efforcés par une représentation exhaustive des phénomènes suivie d'une étude de sensibilité à déterminer les phénomènes prépondérants à prendre en compte. Nous avons identifié qu'une estimation fine des consommations des auxiliaires devient importante puisque ceux-ci peuvent représenter plus de 15% de la consommation énergétique globale (Partie 2.4).

L'accessibilité des paramètres joue un rôle essentiel dans la précision d'un modèle. Les modèles qui ont été développés dans cette thèse s'appuient autant que possible sur l'utilisation de variables issues d'essais normatifs pour le paramétrage des modèles. Suivant la disponibilité des paramètres, une approche de modélisation simplifiée peut être plus précise qu'une modélisation physique complexe du système (Partie 2.5).

La modélisation basée sur la réponse aux sollicitations du système global (par respect de la consigne de température intérieure ou de la température de la boucle d'eau) donne accès aux appels de puissance au cours du temps et à l'estimation de l'inconfort ressenti par l'occupant. On a aussi développé une méthode « expérimentale » de dimensionnement des équipements dans les BBC. L'intégration des apports « gratuits » en dynamique associée à une modélisation avancée du

système de ventilation change sensiblement le dimensionnement. Dans le cas d'une PAC air/air, cette différence se traduit par une augmentation de la performance de 20% par rapport à un dimensionnement « classique » (Partie 3.2).

A partir d'une étude préalable sur les différentes dynamiques pouvant intervenir au sein de systèmes énergétiques adaptés au BBC (Partie 1.4), une approche générique de représentation d'un système énergétique a été évaluée et utilisée pour établir les paramètres influençant la dynamique d'un système énergétique. Les résultats issus de la méthode de Morris employée montrent que les interactions entre le bâtiment, les émetteurs, le réseau de distribution et le générateur de chaleur imposent de renseigner correctement la capacité thermique du système d'émission et les taux de charge minimum du générateur et de l'émetteur (Partie 3.3).

Ces travaux sont une contribution à l'amélioration des modèles de systèmes énergétiques couplés aux bâtiments basse consommation. Dans le cadre de cette thèse, nous n'avons pu prendre en compte toute la diversité des systèmes énergétiques installés dans le bâtiment, en particulier les systèmes basés sur le vecteur air (VMC thermodynamique), les systèmes 3-en-1 assurant les fonctions ECS, chauffage et ventilation, les systèmes à base d'ENR (solaire thermique) qui se développent dans le BBC.

La thèse a montré l'importance de modéliser la régulation des systèmes pour mieux évaluer les consommations et les appels de puissance. Cependant, il faut noter que les fabricants d'équipements CVC ne fournissent presque jamais la régulation de leur système. La régulation de systèmes est propre à chaque fabricant et est de plus en plus complexe. L'expérimentation pour identifier la régulation des systèmes est coûteuse et délicate. Le manque d'information sur la régulation des systèmes est aujourd'hui un frein important à une évaluation précise de leurs performances.

La modélisation « systémique » permettra de répondre aux nouvelles questions concernant les interactions entre les bâtiments et les réseaux électriques. Une meilleure estimation des appels de puissances des systèmes énergétiques permettra d'évaluer des stratégies d'effacement de puissance sur les réseaux électriques.

Bibliographie

- ACHERMANN, MATTHIAS & ZWEIFEL, GERHARD. 2003. *RADTEST-Radiant Heating and Cooling Test Cases, A Report of Task 22, Subtask C*. Tech. rept. International Energy Agency.
- ADEME ; PUCA & CSTB. 2007 (Décembre). *Comparaison internationale Bâtiment et Energie*. Tech. rept. PREBAT (Programme de recherche et d'expérimentation sur l'énergie dans le bâtiment).
- AICVF. 2006. *Chauffage : déperditions de base (deuxième édition)*. Tech. rept. Recommandation AICVF 01-2006.
- ANGLESIO, P ; CAON, S & CARUSO, S. 2001. Determinazione delle prestazioni energetiche di condizionatori elettrici a due unità in aria invertibile : determinazione delle prestazioni energetiche. *In : CDA*.
- ASHRAE. 1989. *ASHRAE Handbook - Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- ASHRAE. 1997. *ASHRAE Handbook - Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- ASHRAE. 2001. *ASHRAE Handbook - Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- ASHRAE. 2009. *ASHRAE Handbook - Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- BADESCU, VIOREL & SICRE, BENOIT. 2003A. Renewable energy for passive house heating : II. Model. *Energy and Buildings*, 35(11), 1085 – 1096.
- BADESCU, VIOREL & SICRE, BENOIT. 2003B. Renewable energy for passive house heating : Part I. Building description. *Energy and Buildings*, 35(11), 1077 – 1084.
- BCAP. 2012. *Building Codes Assistance Project : 2012 Annual report*.
- BECKERT, MICHAEL ; ERHORN, HANS ; HILLMAN, GUSTAV ; KLUTTIG, HEIKE ; REISS, JOHANN ; SCHMID, HANS-MARTIN & SCHRECK, HASSO. 2003A. *Solar energy houses : strategies, technologies, examples*. IEA. Chap. The German Zero Heating Energy House, Berlin, pages 109–114.
- BECKERT, MICHAEL ; ERHORN, HANS ; HILLMAN, GUSTAV ; KLUTTIG, HEIKE ; REISS, JOHANN ; SCHMID, HANS-MARTIN & SCHRECK, HASSO. 2003B. *Solar energy houses : strategies, technologies, examples*. IEA. Chap. The German Ultra House in Rottweil, pages 115–120.

- BLERVAQUE, HUBERT ; STABAT, PASCAL ; FILFLI, SILA ; MURESAN, CRISTIAN & MARCHIO, DOMINIQUE. 2012. Comparative analysis of air-to-air heat pump models for buildings energy simulation. *In : Simbuild 2012 IBPSA-USA Conference*.
- BLERVAQUE, HUBERT ; FILFLI, SILA ; SCHUMANN, MATHIEU ; STABAT, PASCAL & MARCHIO, DOMINIQUE. 2013. Impacts of control strategies on light and heavy radiant floors in low energy buildings by modelica simulation. *In : BS2013 IBPSA-World Conference, Chambéry, France*.
- BOWMAN, R.A. ; MUELLER, A.C & NAGLE, W.M. 1940. Mean temperature difference in design. *Trans. ASME*, 62(4), 283–294.
- BRANDEMUEHL, MICHAEL J. ; GABEL, S. & ANDRESEN, I. 1993. *HVAC 2 Toolkit : A Toolkit for Secondary HVAC System Energy Calculations*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- BUTCHER, JOHN CHARLES. 1987. *The numerical analysis of ordinary differential equations : Runge-Kutta and general linear methods*. Wiley-Interscience.
- CAMPOS CELADOR, ALVARO ; ODRIEZOLA, M. & SALA, J.M. 2011. Implications of the modelling of stratified hot water storage tanks in the simulation of CHP plants. *Energy Conversion and Management*, 52(8-9), 3018 – 3026.
- CARRIÉ, RÉMI ; JOBERT, ROMUALD ; FOURNIER, MATTHIEU ; BERTHAULT, SYLVAIN & ELSLANDE, HÉLÈNE VAN. 2006 (Oct). *Perméabilité à l'air de l'enveloppe des bâtiments, Généralités et sensibilisation*. Tech. rept. CETE de Lyon.
- CEREN. 2013. *Données statistiques du CEREN - Juin 2013*. Tech. rept. CEREN.
- CLARKE, JOE A. 2001. *Energy simulation in building design*. 2nd edn. Butterworth Heinemann.
- COCKROFT, JEREMY ; SAMUEL, AIZAZ & TUOHY, PAUL. 2007. *Development of a Methodology for the Evaluation of Domestic Heating Controls. Phase 2 of a DEFRA Market Transformation Programme project, carried out under contract to BRE Environment*. Tech. rept. Energy Systems Research Unit, University of Strathclyde.
- COHEN, SCOTT D. & HINDMARSH, ALAN C. 1995. CVODE, a stiff/nonstiff ODE solver in C. *Computers in physics*, 10(2), 138–143.
- COSTIC. 1965. *Manuel des Industries thermiques, Tome 1*. Tech. rept. COSTIC.
- COVALET, DENIS & WALL-RIBOT, BÉNÉDICTE. 2011. *PREBAT - MININFIL : Vers des bâtiments neufs et existants étanches à l'air, Tâche 2.1 : Rapport d'étude sur l'impact énergétiques des infiltrations*. Tech. rept. EDF R&D.
- CRAWLEY, DRURY B. ; LAWRIE, LINDA K. ; WINKELMANN, FREDERICK C. ; BUHL, W.F. ; HUANG, Y.JOE ; PEDERSEN, CURTIS O. ; STRAND, RICHARD K. ; LIESEN, RICHARD J. ; FISHER, DANIEL E. ; WITTE, MICHAEL J. & GLAZER, JASON. 2001. EnergyPlus : creating a new-generation building energy simulation program. *Energy and Buildings*, 33(4), 319 – 331.
- CRAWLEY, DRURY B. ; HAND, JON W. ; KUMMERT, MICHAËL & GRIFFITH, BRENT T. 2008. Contrasting the capabilities of building energy performance simulation programs. *Building and Environment*, 43(4), 661 – 673.

- CSTB. 2012. *Méthode de calcul Th-BCE 2012*. Tech. rept. CSTB.
- CYSSAU, RENÉ. 1990. *Manuel de la régulation*.
- DAR, USMAN IJAZ ; SARTORI, IGOR ; GEORGES, LAURENT & NOVAKOVIC, VOJISLAV. 2014. Advanced control of heat pumps for improved flexibility of Net-ZEB towards the grid. *Energy and Buildings*, 69(0), 74 – 84.
- DELILLE, S. ; GIRAULT, P. & G., GUYON. 1998. *Validation expérimentale d'un plancher chauffant à eau (séquences expérimentales dans les cellules ETNA en mode chaud et froid)*. Tech. rept. Note EDF/HE-14/98/027.
- DUFORESTEL, THIERRY ; BOUIA, HASSAN ; HARTMANN, OLIVIER ; ROUX, JEAN-JACQUES & KRAUSS, GÉRARD. 2008. Les outils de modélisation énergétique des bâtiments très basse consommation. *In : Conference IBPSA France 2008*.
- DUMAY, JEAN-MICHEL. 2010. *La Maison Individuelle Neuve BBC « médiane », Analyse de l'Observatoire BBC*. Tech. rept. EDF R&D Enerbat.
- DYMOLA. 1996. [Online] Available at <http://www.3ds.com>.
- DYMOLA. 2013 (September). *Dymola, Dynamic Modeling Laboratory - User's Manual v.15*. Dassault Systèmes AB, Ideon Science Park, SE-223 70 Lund, Sweden.
- EBEL, WITTA. 2009. *Energiebilanz und Temperaturverhalten, Protokollband Nr. 5*. Darmstadt : Wolfgang Feist. Chap. Interne Wärmequellen - Erfahrungen aus dem Passivhaus, pages 65–85.
- EFFINERGIE. 2011. *Indicateurs Publics sur les Projets BBC-Effinergie*. Tech. rept. Ministère de l'écologie et de l'énergie, ADEME, Effinergie.
- EFFINERGIE. 2013. *Indicateurs 2013 : La construction BBC*. Tech. rept. Observatoire BBC.
- EN 12831. 2001. *EN 12831 : Systèmes de chauffage dans les bâtiments : Méthode de calcul des déperditions calorifiques de base*.
- EN 14788. 2006 (Août). *EN 14788 : Conception et dimensionnement des systèmes de ventilation résidentiels*.
- EN 15316. 2010 (October). *EN 15316 : Heating systems in buildings - Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies - Part 4-1 : space heating generation systems, combustion systems (boilers)*.
- EN 15502-1. 2012 (Septembre). *EN 15502-1 : Chaudières de chauffage central utilisant les combustibles gazeux, Partie 1 : Exigences générales et essais*.
- EN 15927-5. 2005. *EN 15927-5 : Performance hygrothermique des bâtiments - Calcul et présentation des données climatiques - Partie 5 : données pour la charge calorifique de conception pour le chauffage des locaux*.
- FEIST, WOLFGANG ; PFLUGER, RAINER ; KAUFMANN, BERTHOLD ; SCHNIEDERS, JÜRGEN & KAH, OLIVER. 2007. *Passive house planning package 2007*. Tech. rept. The Passive House Institute.
- FELGNER, F. ; AGUSTINA, S. ; BOHIGAS, R.C. ; MERZ, R. & LITZ, L. 2002. Simulation of thermal building behaviour in Modelica. *In : Proceedings of the 2nd International Modelica Conference*, vol. 154. Oberpfaffenhofen.

- FILFLI, SILA & BOUIA, HASSAN. 2013. Simulation avec modelica du fonctionnement d'une PAC dans un bâtiment BBC : impact d'un pas de temps infra-horaire. *In : XIème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, 3-5 juin 2013, Reims.*
- FILFLI, SILA ; BOUIA, HASSAN & MURESAN, CRISTIAN. 2011. *Modélisation sous OSMOSYS des assemblages de solutions techniques pour le secteur résidentiel, H-E14-2011-01955-FR.* Tech. rept. EDF R&D Enerbat.
- FIRLAĞ, SZYMON & ZAWADA, BERNARD. 2013. Impacts of airflows, internal heat and moisture gains on accuracy of modeling energy consumption and indoor parameters in passive building. *Energy and Buildings*, 64(0), 372 – 383.
- FOUIH, YOUNNESS EL ; STABAT, PASCAL ; RIVIÈRE, PHILIPPE ; HOANG, PHUONG & ARCHAMBAULT, VALÉRIE. 2012. Adequacy of air-to-air heat recovery ventilation system applied in low energy buildings. *Energy and Buildings*, 54(0), 29 – 39.
- GARDE, FRANÇOIS ; LUCAS, FRANCK ; BOYER, HARRY & BRAU, JEAN. 2001. Multiple Model Approach of a Residential Heat Pump for Integration in a Building Thermal Simulation Code Comparison with Experimental Results. *Transactions-ASHRAE*, 107(1), 14–25.
- GARNIER, ALAIN. 2011. *Le bâtiment à énergie positive : Comment maîtriser l'énergie dans l'habitat ?* Editions Eyrolles.
- GARNIER, CHRISTOPHE. 1995. *Conception et développement d'une Bibliothèque de modèles de Thermodynamique Appliquée.* Ph.D. thesis, Ecole nationale supérieure des mines de Paris, Paris.
- GHIAUS, CHRISTIAN. 2013. Causality issue in the heat balance method for calculating the design heating and cooling load. *Energy*, 50(0), 292 – 301.
- GOLDSCHMIDT, V.W. & HART, G.H. 1980. Heat pump system performance : experimental and theoretical results. *ASHRAE Transactions*, 88(1), 479–489.
- GRESLOU, O. ; STABAT, P. ; DUPLESSIS, B. & ADNOT, J. 2013. Impacts of different combinations of heating load profiles of a building island on a small district heating system. *In : Proceedings of SEEP2013, 20-23 August 2013, Maribor, Slovenia.*
- HAAS, REINHARD ; AUER, HANS & BIERMAYR, PETER. 1998. The impact of consumer behavior on residential energy demand for space heating. *Energy and Buildings*, 27(2), 195 – 205.
- HALLER, M. Y. ; PAAVILAINEN, J. ; KONERSMANN, L. ; HABERL, R. ; DRÖSCHER, A. ; FRANK, E. ; BALES, C. & STREICHER, W. 2011A. A unified model for the simulation of oil, gas and biomass space heating boilers for energy estimating purposes. Part I : Model development. *Journal of Building Performance Simulation*, 4(1), 1–18.
- HALLER, M. Y. ; PAAVILAINEN, J. ; KONERSMANN, L. ; HABERL, R. ; DRÖSCHER, A. ; FRANK, E. ; BALES, C. & STREICHER, W. 2011B. A unified model for the simulation of oil, gas and biomass space heating boilers for energy estimating purposes. Part II : Parameterization and comparison with measurements. *Journal of Building Performance Simulation*, 4(1), 19–36.
- HARVEY, LESLIE DARYL DANNY. 2006. *A handbook on low-energy buildings and district-energy systems : fundamentals, techniques and examples.* Earthscan.

- HENDERSON, HUGH I. & RENGARAJAN, KANNAN. 1996. A model to predict the latent capacity of air conditioners and heat pumps at part-load conditions with constant fan operation. *ASHRAE Transactions*, 102(1), 266–274.
- HENDERSON, HUGH I. ; PARKER, DANNY & HUANG, YU J. 2000. Improving DOE-2's RESYS routine : User defined functions to provide more accurate part load energy use and humidity predictions. *In : 2000 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings*.
- HENSEN, JAN L.M. ; DJUNAEDY, ERY ; TRČKA, MARIJA & YAHIAOUI, AZZEDINE. 2004 (September 19-21). Building performance simulation for better design : some issues and solutions. *Pages 1185–1190 of : Proceedings of the 21st Conference on Passive and Low Energy Architecture (PLEA)*.
- HIEH, WONG NYUK ; POH, LAM KHEE & FERIADI, HENRY. 2000. The use of performance-based simulation tools for building design and evaluation — a Singapore perspective. *Building and Environment*, 35(8), 709 – 736.
- IEA. 2011. *Advances in housing retrofit*. Tech. rept. IEA SHC, Task 37.
- IOOSS, BERTRAND. 2011. Revue sur l'analyse de sensibilité globale de modèles numériques. *Journal de la Société Française de Statistique*, 152(1), 3–25.
- JACOBS, P. & HENDERSON, H. 2002. *State-of-the-art review of whole building, building envelope, and HVAC component and system simulation and design tools. Final report ARTI-21CR/30010-01*. Tech. rept. Arlington : Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute.
- JIN, XING ; ZHANG, XIAOSONG ; LUO, YAJUN & CAO, RONGQUAN. 2010. Numerical simulation of radiant floor cooling system : The effects of thermal resistance of pipe and water velocity on the performance. *Building and Environment*, 45(11), 2545 – 2552.
- JUDKOFF, R. & NEYMARK, J. 1995. *International Energy Agency building energy simulation test (BESTEST) and diagnostic method*. Tech. rept. National Renewable Energy Lab., Golden, CO (US).
- JUODIS, EGIDIJUS. 2006. Extracted ventilation air heat recovery efficiency as a function of a building's thermal properties. *Energy and Buildings*, 38(6), 568 – 573.
- JÜRGES, WALTER. 1924. *Der Wärmeübergang an einer ebenen Wand*. Vol. 19. Druck und Verlag von R. Oldenbourg.
- KAYGUSUZ, KAMIL. 1994. Performance of an air-to-air heat pump under frosting and defrosting conditions. *Applied Energy*, 48(3), 225 – 241.
- KEMNA, RENÉ ; VAN ELBURG, MARTIJN ; LI, WILLIAM & VAN HOLSTEIJN, ROB. 2007 (September, 30th). *Eco-design of CH-Boilers, Task 4 : Technical Analysis (incl. System Model)*. Tech. rept. VHK.
- KLEINBACH, E.M. ; BECKMAN, W.A. & KLEIN, S.A. 1993. Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks. *Solar Energy*, 50(2), 155 – 166.
- KREIDER, JAN F & RABL, ARI. 1994. *Heating and cooling of buildings. Design for efficiency*. McGraw Hill, Inc.

- KUHN, J. K. ; VONFUCHS, G. F. & ZOB, A. P. 1980. Developing and upgrading of solar system thermal energy storage simulation models. *NASA STI/Recon Technical Report N*, 81(May), 14422.
- LIMB, MARK J. 2001. *A Review of International Ventilation, Airtightness, Thermal Insulation and Indoor Air Quality Criteria*. Tech. rept. AIVC, Technical Note 55.
- LOMAS, KJ ; EPPLE, H ; MARTIN, CJ & BLOOMFIELD, DP. 1997. Empirical validation of building energy simulation programs. *Energy and buildings*, 26(3), 253–275.
- LUND, HENRIK ; MÖLLER, BERND ; MATHIESEN, BRIAN VAD & DYRELUND, ANDERS. 2010. The role of district heating in future renewable energy systems. *Energy*, 35(3), 1381 – 1390.
- MACKILLOP, ANDREW. 1973. Low energy building - Why and how. *Building Technology and Management*.
- MAKAIRE, DANIELLE & NGENDAKUMANA, PHILIPPE. 2010. *Thermal performance of condensing boilers*. Tech. rept. 32nd TLM - IEA Energy Conservation and Emissions Reduction in Combustion, Sub - Task 2.1H.
- MARCHIO, DOMINIQUE & FILFLI, SILA. 2003. *SPLIT - Modèle simplifié d'un système Split. Version 1.2*. Tech. rept. CONSOCLIM, Centre énergétique et procédés, Ecole des Mines de Paris, p. 20,.
- MARSZAL, A.J. ; HEISELBERG, P. ; BOURRELLE, J.S. ; MUSALL, E. ; VOSS, K. ; SARTORI, I. & NAPOLITANO, A. 2011. Zero Energy Building – A review of definitions and calculation methodologies. *Energy and Buildings*, 43(4), 971 – 979.
- MARTINLAGARDETTE, CATHERINE. 2011. *Etude de définition de bouquets technologiques BBC en maison individuelle, H-E15-2011-00512-FR*. Tech. rept. EDF R&D Enerbat.
- MILLER, D.E. 1980. The impact of HVAC process dynamics on energy use. *ASHRAE Transactions*, 86(2), 535–53.
- MILLER, W.A. 1982. *Laboratory evaluation of the heating capacity and efficiency of a high-efficiency, air-to-air heat pump with emphasis on frosting/defrosting operation*. Tech. rept. Department of Energy, Office of buildings energy research and development. Report ORNL/CON-69, p.109.
- MORRIS, MAX D. 1991. Factorial sampling plans for preliminary computational experiments. *Technometrics*, 33(2), 161–174.
- MURPHY, W.E. & GOLDSMITH, V.W. 1979. The degradation coefficient of a field tested self-contained 3-ton air conditioner. *ASHRAE Transactions*, 85(1), 839–849.
- MUSALL, EIKE ; WEISS, TOBIAS ; LENOIR, AURÉLIE ; DONN, MICHAEL ; CORY, SHAAN & GARDE, FRANÇOIS. 2010 (Sep). Net Zero energy solar buildings : an overview and analysis on worldwide building projects. *In : Proceedings of EUROSUN 2010 International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, Graz, Austria*.
- NELSON, LORNE W. & MACARTHUR, J. WARD. 1978. Energy savings through thermostat setback. *ASHRAE Journal*, 84(2).
- OLESEN, B.W. 2001. Control of floor heating and cooling systems. *In : Clima 2000 / Napoli 2001 World Congress – Napoli, Italy*.

- O'NEAL, D.L. & KATIPAMULA, S. 1991. Performance degradation during on-off cycling of single-speed air conditioners and heat pumps : model development and analysis. *ASHRAE Transactions*, 97(2), 316–323.
- OUEDERNI, MAROUANNE. 1990. *Modélisation et simulation des régulations dans les codes de calcul thermique du bâtiment*. Ph.D. thesis, Ecole des Mines de Paris.
- PAPADOPOULOS, AGIS M. ; THEODOSIOU, THEODOROS G. & KARATZAS, KOSTAS D. 2002. Feasibility of energy saving renovation measures in urban buildings : The impact of energy prices and the acceptable pay back time criterion. *Energy and Buildings*, 34(5), 455 – 466.
- PERSSON, JOHANNES. 2014. *Low-energy buildings - Energy use, indoor climate and market diffusion*. Ph.D. thesis, KTH, Stockholm.
- PETZOLD, L.R. 1982 (August 8-13). Description of DASSL : a differential/algebraic system solver. *In : IMCS World Congress, Montreal, Canada*.
- PEUPORTIER, BRUNO & BLANC, ISABELLE. 1991. COMFIE : a software for passive solar design. *Pages 521–527 of : Proceedings of the 2nd International Conference, International Building Performance Simulation Association, IBPSA'91*. Sophia Antipolis, France : International Building Performance Simulation Association.
- PLATHNER, PHILIP. 2001. *Airborne movement of moisture in dwellings*. Ph.D. thesis, University of Westminster.
- PLESSIS, GILLES ; KAEMMERLEN, AURÉLIE & LINDSAY, AMY. 2014 (March 10-12). Build-SysPro : a Modelica library for modelling buildings and energy systems. *Pages 1161–1169 of : Proceedings of the 10th International Modelica Conference*.
- RAGE. 2012 (July). *REX BBC et risques 2011*. Tech. rept. "Règles de l'Art Grenelle Environnement 2012".
- RAGE. 2013 (fév). *Conception et dimensionnement des volumes tampons*. Tech. rept. "Règles de l'Art Grenelle Environnement 2012".
- RAYNAUD, MAXIME. 2014. *Evaluation ex-post de l'efficacité de solutions de rénovation énergétique en résidentiel*. Ph.D. thesis, MINES ParisTech.
- RONGERE, F. ; BONNEAU, D. ; COVALET, D. & GAUTIER, B. 1989. CLIM 2000 : un logiciel modulaire pour l'élaboration de modèles thermiques pour l'habitat. *Revue Générale de thermique*, 28(335-336), 644–649.
- ROULET, C.-A ; HEIDT, F.D ; FORADINI, F & PIBIRI, M.-C. 2001. Real heat recovery with air handling units. *Energy and Buildings*, 33(5), 495 – 502.
- SAHLIN, PER. 1996. *NMF handbook - An introduction to the Neutral Model Format*. Department of Building Sciences, Division of Building Services, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden.
- SALTELLI, ANDREA ; CHAN, KAREN & SCOTT, E MARIAN. 2000. *Sensitivity analysis*. Vol. 134. Wiley New York.

- SARTORI, IGOR ; NAPOLITANO, ASSUNTA ; MARSZAL, ANNA JOANNA ; PLESS, SHANTI ; TORCELLINI, PAUL & VOSS, KARSTEN. 2010 (Sep). Criteria for definition of net zero energy buildings. *In : Proceedings of EUROSUN 2010 International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, Graz, Austria.*
- SATTARI, S. & FARHANIEH, B. 2006. A parametric study on radiant floor heating system performance. *Renewable Energy*, 31(10), 1617 – 1626.
- SODJA, ANTON & ZUPANČIČ, BORUT. 2009. Modelling thermal processes in buildings using an object-oriented approach and Modelica. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 17(6), 1143 – 1159.
- SOWELL, EDWARD F. ; BUHL, W. FRED & NATAF, JEAN-MICHEL. 1989 (Jun). Object-oriented programming, equation-based submodels, and system reduction in SPANK. *Page 141–146 of : Proceedings of the Second International IBPSA Conference.*
- STRAND, R.K. & PEDERSEN, C.O. 2002. Modeling radiant systems in an integrated heat balance based energy simulation program. *ASHRAE transactions*, 108(2), 979–987.
- TITTELEIN, PIERRE. 2008 (Dec.). *Environnements de simulation adaptés à l'étude du comportement énergétique des bâtiments basse consommation*. THESE, Université de Savoie.
- TLK-THERMO. 2012 (July). *TIL suite (presentation)*. Available at www.tlk-thermo.com.
- TOMMERUP, H. & SVENDSEN, S. 2006. Energy savings in Danish residential building stock. *Energy and Buildings*, 38(6), 618 – 626.
- TRČKA, MARIJA. 2008. *Co-simulation for Performance Prediction of Innovative Integrated Mechanical Energy Systems in Buildings*. Ph.D. thesis, Technische Universiteit Eindhoven.
- TRČKA, MARIJA & HENSEN, JAN L.M. 2010. Overview of HVAC system simulation. *Automation in Construction*, 19(2), 93 – 99.
- VOSS, KARSTEN ; SARTORI, IGOR ; NAPOLITANO, ASSUNTA ; GEIER, SONJA ; GONÇALVES, HELDER ; HALL, MONIKA ; HEISELBERG, PER ; WIDÉN, JOAKIM ; CANDANEDO, JOSÉ A ; MUSALL, EIKE ; *et al.* 2010 (Sep). Load matching and grid interaction of net zero energy buildings. *In : Proceedings of EUROSUN 2010 International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, Graz, Austria.*
- WETTER, MICHAEL. 1998. *Simulation model air-to-air plate heat exchanger*. Tech. rept. Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory, Berkeley, CA (US).
- WETTER, MICHAEL. 2006. Multizone building model for thermal building simulation in modelica. *In : Modelica conference 2006.*
- WETTER, MICHAEL. 2009. Modelica-based modelling and simulation to support research and development in building energy and control systems. *Journal of Building Performance Simulation*, 2(2), 143–161.
- WETTER, MICHAEL. 2011. *Building Performance Simulation for Design and Operation*. ISBN : 978-0-415-47414-6. Chap. A View on Future Building System Modeling and Simulation.
- WETTER, MICHAEL & HAUGSTETTER, CHRISTOPH. 2006. Modelica versus TRNSYS–A comparison between an equation-based and a procedural modeling language for building energy simulation. *In : Proc. of the 2nd SimBuild Conference.*

- WETTER, MICHAEL ; HAVES, PHILIP ; MOSHIER, MICHAEL A. & SOWELL, EDWARD F. 2008 (July 30 - August 1). Using Spark as a solver for Modelica. *In : SimBuild 2008 : Third National Conference of IBPSA-USA, Berkeley, CA.*
- WILKINSON, PATRICK & OLMSTED, CHRIS. 2012. Modeling HVAC optimization control strategies for high performance buildings. *In : SimBuild 2012, IBPSA-USA, Madison.*
- YORK, DON A. ; TUCKER, EVA F. & CAPPIELLO, CHARLENE C. 1981. *DOE-2 Reference manual, Part 1, Version 2.1A.* Tech. rept. p. 772. Group WX-4, Program support, Los Alamos Scientific Laboratory.
- ZIMMERMANN, MARK. 2004. ECBCS Building Retrofit Initiative. *In : ECBCS News - N°40.* IEA.

ANNEXES

Annexe A

Autres modèles d'équipements adaptés aux BBC

A.1 Ballon tampon - Développement d'un modèle sous Modelica

Un modèle de ballon développé dans le cadre de la modélisation du réseau hydraulique est présentée dans cette partie dans l'optique de donner davantage d'information sur la forme d'un code Modelica. Ce modèle a été choisi car il :

- propose une alternative à la représentation classique des systèmes de stockage d'eau
- permet de présenter simplement l'ensemble du système d'équations
- intervient effectivement dans les systèmes utilisant une boucle d'eau pour la distribution de chaleur

La modélisation des systèmes de stockage est souvent réalisée par une discrétisation verticale du ballon en tranches de température homogène [Campos Celador *et al.*, 2011]. Pour respecter la stratification des couches froides (en bas) et chaudes (en haut), le nombre de segments doit être suffisamment grand (sous peine de ne pas pouvoir respecter l'hypothèse de couches homogènes). Or une discrétisation trop fine entraîne des temps de calcul assez longs, Kleinbach *et al.* [1993] propose dans ce cas d'utiliser une modélisation représentant la fluctuation des volumes par des sections à position variable d'après le modèle présenté dans [Kuhn *et al.*, 1980]. Les ballons de découplage placés entre la boucle primaire (génération de chaleur) et la boucle secondaire (émission de chaleur) sont dimensionnés de façon à ce qu'il y ait un volume chaud et un volume froid au niveau des piquages.

L'objectif de modélisation est l'obtention d'un modèle ayant un temps de calcul faible et respectant le zonage chaud / froid de ce type d'unité du réseau hydraulique. Contrairement au modèle de Kuhn *et al.* [1980]. Le modèle développé reprend la notion de section variable de Kuhn *et al.* [1980] mais sous des contraintes plus réduites : seules deux zones séparées par une section à position variable sont définies :

- Le volume bas contenant l'eau froide
- Le volume haut contenant l'eau chaude

La taille de ces deux volumes varie par "effet piston" de l'un sur l'autre en fonction des débits. Il n'y pas de génération de chaleur au sein du ballon. Sous ces hypothèses, un modèle de ballon à section flottante est présenté dans la suite de cette partie. Une photo du ballon et la représentation schématique des différents flux de matière et échanges énergétiques sont présentés en Figure A.1.

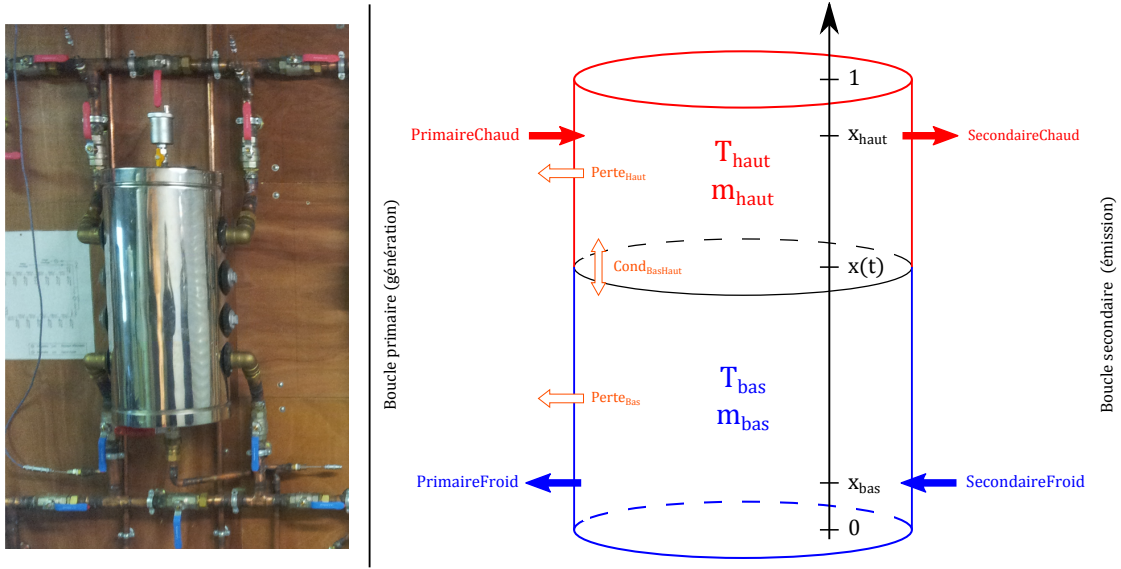


FIGURE A.1 – Description du ballon de découplage modélisé

Au sein d'une boucle de chauffage (primaire ou secondaire), le débit de circulation est constant donc $m_{flow}^{PriChaud} = m_{flow}^{PriFroid}$ (de même avec la boucle secondaire). Les débits de la boucle primaire et de la boucle secondaire sont différents suivants le fonctionnement continu ou non du circulateur du générateur de chaleur et des besoins du bâtiment. En fonction de l'écart entre ces débits, la section froide ou chaude va s'étendre jusqu'aux bornes des entrées d'eau (x_{haut} et x_{bas}). Il existe 3 cas de fonctionnement :

1. le ballon est rempli d'eau froide car le débit de la boucle secondaire est supérieure au débit de la boucle primaire, dans ce cas $x(t) = x_{haut}$ et le bilan thermique est donné par les Équations A.1 pour le volume du bas et A.2 pour celui du haut.

$$m_{bas}.Cp.\frac{dT_{bas}}{dt} + m_{flow}^{SecFroid}.Cp.(T_{bas} - T^{SecFroid}) + Perte_{Bas} + Cond_{BasHaut} = 0 \quad (A.1)$$

$$m_{haut}.Cp.\frac{dT_{haut}}{dt} + m_{flow}^{PriChaud}.Cp.(T_{haut} - T^{PriChaud}) - |dm|.Cp.(T_{bas} - T_{haut}) + Perte_{Haut} - Cond_{BasHaut} = 0 \quad (A.2)$$

avec dm , la différence de débit $m_{flow}^{SecFroid} - m_{flow}^{PriChaud}$; $Perte_z$, les déperditions thermiques du volume z (*Haut* ou *Bas*) avec la surface extérieure du ballon (conduction à travers la paroi) et $Cond_{BasHaut}$, l'échange conductif entre les volumes d'eau chaud et froid,

2. le ballon est rempli d'eau chaude car le débit de la boucle primaire est supérieur à celui de la boucle secondaire,
3. le ballon est dans une position intermédiaire qui varie selon $\frac{dm_{froid}}{dt} = dm$ et le bilan énergétique n'inclus plus le terme $|dm|.Cp.(T_{bas} - T_{haut})$ représentatif du transfert entre les deux volumes (chaud ou froid).

L'ensemble du code Modelica du modèle (déclaration des variables et système d'équations) est donné dans les pages qui suivent la description du modèle. L'approche "orienté-objet" de ce langage favorise une interface graphique forte pour constituer de nouveaux modèles par assemblage. La Figure A.2 présente les connecteurs du modèle.

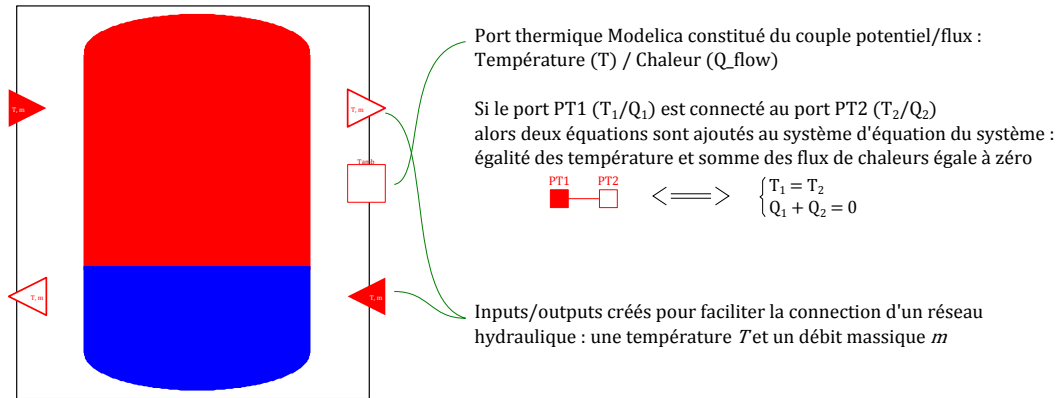


FIGURE A.2 – Interface graphique du modèle de ballon de découplage - Focus sur les ports thermiques dans Modelica

Il est essentiel de s'attarder sur ce qu'est un port thermique car il joue un rôle essentiel dans la modélisation thermique des bâtiments. Ce type de connecteur est composé de deux variables :

- un potentiel, la température T
- un flux, le transfert de chaleur Q_{flow}

La connexion de plusieurs ports thermiques équivaut à l'ajout d'équations dans le système d'équations : les variables de température des ports connectés sont égales et la somme des flux thermiques est nulle (cas de la connexion entre deux ports thermiques présenté sur la Figure A.2).

Les connecteurs déclarés via l'interface graphique sont édités en parallèle dans le code (par exemple, dans le bas de la partie déclarative du code dans présenté par la suite).

Une validation théorique du module est réalisé en testant la conformité des bilans massique et enthalpique du ballon sous différentes contraintes. Les scénarios d'entrée du cas de validation sont fournis dans le Tableau A.1. Ce sont des sinusoïdes sur les débits et les températures d'entrées du modèle déclenchées à différents intervalles et de période 1 h. Il s'agit d'un ballon de 10 L.

Variables	0 à 2h	2h à 5h	5h à 10h	10h à 20h
<i>PrimaireChaud.m_{flow}</i>	0,02 kg/h	0,02 ^{±0,01} kg/h	0,02 ^{±0,01} kg/h	0,02 ^{±0,01} kg/h
<i>PrimaireChaud.T</i>	35 °C	35 °C	35 °C	35 °C
<i>SecondaireFroid.m_{flow}</i>	0,02 kg/h	0,02 kg/h	0,02 kg/h	0,02 kg/h
<i>SecondaireFroid.T</i>	25 °C	25 °C	25 ^{±5} °C	25 ^{±5} °C
<i>T_{ambient}</i>	15 °C	15 °C	15 °C	15 ^{±5} °C

TABLEAU A.1 – Scénarios de test (variations sinusoïdales des débits entrants)

Suite à cette étude, les résultats présentés sur la Figure A.3 semble confirmer la validation théorique du modèle puisque le bilan de matière reste compris entre les bornes x_{bas} et x_{haut} (graphe du haut) et le bilan enthalpique ne diverge pas avec le temps et suivant les différentes conditions d'essais (graphe du bas). Le graphe du milieu présente l'évolution des températures dans la section haute et la section basse.

Les pages qui suivent présentent le code du modèle. Le système d'équations est mis sous la forme d'annotation mathématique pour faciliter la lecture. Les paramètres déclarés de façon "public" (non protégés) permettent de générer automatiquement la fenêtre de paramétrage du modèle qui donnée sur la Figure A.4.

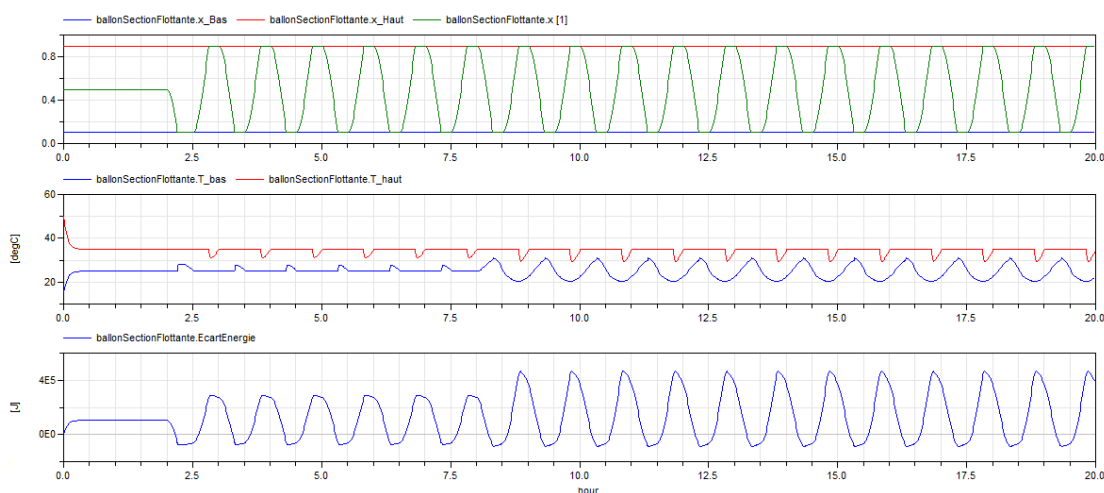


FIGURE A.3 – Évaluation théorique du modèle de ballon à section flottante

ballonMelange in Bouquet1Un.EtudePC.ePC_Buildings_Moyn_LoiEtDebit

General

Component

Name: ballonMelange

Comment:

Model

Path: Bouquet1Un.ReseauDeDistribution.BallonSectionFlottante

Comment: Modèle de ballon de stockage avec remplissage et soutirage d'eau chaude par le haut

Icon:

Paramètres géométriques du ballon

V_tot: 0.050 m3 Volume d'eau du ballon

r: 2 Rapport de forme Hauteur/Diamètre

x_Haut: 0.9 Position relative des entrées et soutirage de la partie haute (chaude)

x_Bas: 0.1 Position relative des entrées et soutirage de la partie basse (froide)

Isolation

e_I: 0.044 m Epaisseur de l'isolant en m

lambda_I: 0.035 W/(m.K) Conductivité de l'isolant en W/(m.K)

Caractéristiques fluide

rho: 1000 kg/m3 Masse volumique de l'eau en kg/m3

Cp: 4180 J/(kg.K) Chaleur massique de l'eau en J/(kg.K)

lambda_E: 0.62 W/(m.K) Conductivité de l'eau en W/(m.K) (pas de convection, juste conduction)

Initialisation

T_initHaut: 50 degC Température initiale de l'eau chaude située dans la partie haute

T_initBas: 15 degC Température initiale de l'eau froide située dans la partie basse

Info Close

FIGURE A.4 – Fenêtre de paramétrage généré automatiquement à partir de la déclaration des variables

model BallonSectionFlottante

"Modèle de ballon de stockage avec remplissage et soutirage d'eau chaude par le haut "

Paramètres modifiables par l'utilisateur

```
parameter Modelica.SIunits.Volume V_tot=0.050 "Volume d'eau du allon";
parameter Real r=2 "Rapport de forme Hauteur/Diamètre";
parameter Real x_Haut(max=0.95)=0.9
  "Position relative des entrées et soutirage de la partie haute (chaude)";
parameter Real x_Bas(min=0.05)=0.1
  "Position relative des entrées et soutirage de la partie basse (froide)";
parameter Modelica.SIunits.Length e_I=0.044 "Épaisseur de l'isolant en m";
parameter Modelica.SIunits.ThermalConductivity lambda_I=0.035
  "Conductivité de l'isolant en W/(m.K)";
parameter Modelica.SIunits.Density rho=1000 "Masse volumique de l'eau en kg/m3";
parameter Modelica.SIunits.SpecificHeatCapacity Cp=4180
  "Chaleur massique de l'eau en J/(kg.K)";
parameter Modelica.SIunits.ThermalConductivity lambda_E=0.62
  "Conductivité de l'eau en W/(m.K) (pas de convection, jsute conduction)";
//Initialisation
parameter Modelica.SIunits.Temperature T_initHaut=323.15
  "Température initiale de l'eau chaude située dans la partie haute";
parameter Modelica.SIunits.Temperature T_initBas=288.15
  "Température initiale de l'eau froide située dans la partie basse";
```

Paramètres protégés

```
protected
parameter Modelica.SIunits.Mass m_Tot=rho*V_tot;
constant Real pi=Modelica.Constants.pi;
parameter Modelica.SIunits.Length D=(4*V_tot/(r*pi))^(1/3)
  "Diamètre du ballon en m";
parameter Modelica.SIunits.Length h=r*D "Hauteur du ballon en m";
parameter Modelica.SIunits.Area S=pi*D^2/4 "Section horizontale du ballon";
parameter Modelica.SIunits.Area A_lat=pi*D*h
  "Surface extérieure latérale du ballon";
parameter Real U=lambda_I/e_I "Coefficient de transmission en W/(m2.K)";
```

Variables internes

```
//Variables
public
Modelica.SIunits.Mass m_Froid(start=0.5*m_Tot);
Modelica.SIunits.MassFlowRate dm;
Real x "Position relative de la séparation chaud/froid (entre 0 et 1)";
Modelica.SIunits.Area A_bas=S+x*A_lat "Surface d'échange inférieure en m2";
Modelica.SIunits.Area A_haut=S+(1-x)*A_lat
  "Surface d'échange supérieure en m2";
Modelica.SIunits.Power Perte_Bas;
Modelica.SIunits.Power Perte_Haut;
Modelica.SIunits.Power Cond_BasHaut;
Modelica.SIunits.Temperature T_bas(start=T_initBas);
Modelica.SIunits.Temperature T_haut(start=T_initHaut);

//VERIFICATION
Modelica.SIunits.Power He;
Modelica.SIunits.Power Hs;
Modelica.SIunits.Power deltaH;
Modelica.SIunits.Energy EcartEnergie;
```

Connections

```
Interfaces.T_m_portA PrimaireChaud "Entrée du circuit hydraulique primaire";
Interfaces.T_m_portA SecondaireFroid "Retour du circuit secondaire";
Interfaces.T_m_portB SecondaireChaud "Départ du circuit secondaire";
Interfaces.T_m_portB PrimaireFroid "Sortie du circuit hydraulique primaire";
OSMOSYS.ModelesDeBase.ThermiquePure.Elements.Interfaces.HeatPort_b Tamb
  "Port vers l'air ambiant dans lequel se situe le ballon";
```

equation

```
// Egalité des débits sur le circuit primaire et secondaire
PrimaireChaud.m_flow = PrimaireFroid.m_flow
SecondaireChaud.m_flow = SecondaireFroid.m_flow
```

// Bilan massique et thermique de l'eau froide dans le ballon

$$\dot{m} = \text{SecondaireFroid}.m_{\text{flow}} - \text{PrimaireChaud}.m_{\text{flow}}$$

$$x = \frac{m_{\text{Froid}}}{m_{\text{Tot}}}$$

if ($\dot{m} > 0 \wedge x > x_{\text{Haut}}$) then //le ballon est rempli d'eau froide

$$0 = \frac{d m_{\text{Froid}}}{d t}$$

$$0 = x \cdot m_{\text{Tot}} \cdot C_p \cdot \frac{d T_{\text{bas}}}{d t} + \text{SecondaireFroid}.m_{\text{flow}} C_p \cdot (T_{\text{bas}} - \text{SecondaireFroid}.T) + \text{Perte}_{\text{Bas}} + \text{Cond}_{\text{BasHaut}}$$

$$0 = (1-x) m_{\text{Tot}} \cdot C_p \cdot \frac{d T_{\text{haut}}}{d t} + \text{PrimaireChaud}.m_{\text{flow}} C_p \cdot (T_{\text{haut}} - \text{PrimaireChaud}.T) - |\dot{m}| C_p \cdot (T_{\text{bas}} - T_{\text{haut}}) + \text{Perte}_{\text{Haut}} - \text{Cond}_{\text{BasHaut}}$$

elseif ($\dot{m} < 0 \wedge x < x_{\text{Bas}}$) then //le ballon est rempli d'eau chaude

$$0 = \frac{d m_{\text{Froid}}}{d t}$$

$$0 = x \cdot m_{\text{Tot}} \cdot C_p \cdot \frac{d T_{\text{bas}}}{d t} + \text{SecondaireFroid}.m_{\text{flow}} C_p \cdot (T_{\text{bas}} - \text{SecondaireFroid}.T) + |\dot{m}| C_p \cdot (T_{\text{bas}} - T_{\text{haut}}) + \text{Perte}_{\text{Bas}} + \text{Cond}_{\text{BasHaut}}$$

$$0 = (1-x) m_{\text{Tot}} \cdot C_p \cdot \frac{d T_{\text{haut}}}{d t} + \text{PrimaireChaud}.m_{\text{flow}} C_p \cdot (T_{\text{haut}} - \text{PrimaireChaud}.T) + \text{Perte}_{\text{Haut}} - \text{Cond}_{\text{BasHaut}}$$

else

$$\dot{m} = \frac{d m_{\text{Froid}}}{d t}$$

$$0 = x \cdot m_{\text{Tot}} \cdot C_p \cdot \frac{d T_{\text{bas}}}{d t} + \text{SecondaireFroid}.m_{\text{flow}} C_p \cdot (T_{\text{bas}} - \text{SecondaireFroid}.T) + \text{Perte}_{\text{Bas}} + \text{Cond}_{\text{BasHaut}}$$

$$0 = (1-x) m_{\text{Tot}} \cdot C_p \cdot \frac{d T_{\text{haut}}}{d t} + \text{PrimaireChaud}.m_{\text{flow}} C_p \cdot (T_{\text{haut}} - \text{PrimaireChaud}.T) + \text{Perte}_{\text{Haut}} - \text{Cond}_{\text{BasHaut}}$$

end if

// Echanges thermiques : déperditions du ballon dans la pièce et conduction du fluide à la section froid/chaud

$$\text{Perte}_{\text{Bas}} = A_{\text{bas}} \cdot U \cdot (T_{\text{bas}} - T_{\text{amb}}.T)$$

$$\text{Perte}_{\text{Haut}} = A_{\text{haut}} \cdot U \cdot (T_{\text{haut}} - T_{\text{amb}}.T)$$

$$T_{\text{amb}}.Q_{\text{flow}} = -A_{\text{bas}} \cdot U \cdot (T_{\text{bas}} - T_{\text{amb}}.T) - A_{\text{haut}} \cdot U \cdot (T_{\text{haut}} - T_{\text{amb}}.T)$$

$$\text{Cond}_{\text{BasHaut}} = \frac{S \cdot \lambda_E}{\frac{h}{2}} (T_{\text{bas}} - T_{\text{haut}})$$

//Le mélange est considéré idéal au sein d'une zone et les températures de sorties sont celles de la zone

$$\text{PrimaireFroid}.T = T_{\text{bas}}$$

$$\text{SecondaireChaud}.T = T_{\text{haut}}$$

//VERIFICATION

$$H_e = C_p \cdot (\text{PrimaireChaud}.m_{\text{flow}} \text{PrimaireChaud}.T + \text{SecondaireFroid}.m_{\text{flow}} \text{SecondaireFroid}.T)$$

$$H_s = C_p \cdot (\text{PrimaireFroid}.m_{\text{flow}} \text{PrimaireFroid}.T + \text{SecondaireChaud}.m_{\text{flow}} \text{SecondaireChaud}.T)$$

$$\text{deltaH} = H_s - H_e$$

$$\frac{d \text{EcartEnergie}}{d t} = H_s - H_e - T_{\text{amb}}.Q_{\text{flow}}$$

end BallonSectionFlottante

A.2 Radiateur à eau

Le modèle de radiateur est issu du calcul de performances en régime permanent donnée par la norme EN 047 couplé à une représentation physique de l'inertie de l'émetteur pour prendre en compte les phénomènes transitoires. Le modèle de radiateur est discrétisé en un nombre d'éléments fixé par l'utilisateur.

La puissance d'un radiateur est globalement proportionnelle à sa surface d'échange. Pour un type de radiateur (fonte aluminium ou panneaux d'acier), le volume et donc l'inertie sont proportionnelles à la puissance d'émission. A partir des données constructeurs, les corrélations liant les capacités thermique de la masse d'eau et de la masse de métal ont été établies et sont présentées dans le Tableau A.2.

Type de radiateur :	Fonte	Aluminium	Acier
Capacité thermique de la masse d'eau	$39,8 \times P_{rad}$	$13,8 \times P_{rad}$	$14,0 \times P_{rad}$
Capacité thermique de la masse de métal	$35,6 \times P_{rad}$	$11,1 \times P_{rad}$	$7,9 \times P_{rad}$

TABLEAU A.2 – Évolution de l'inertie thermique en fonction de la puissance et du type de radiateur

A.3 Batterie à eau chaude

Le modèle de batterie chaude est issu d'une approche ϵ -NTU permettant la détermination des performances statiques du système pour différents niveaux de températures à partir d'un point nominal.

Sous l'hypothèse que l'échange conductif est très rapide devant les échanges convectifs entre l'air et le tube et entre le tube et l'eau, la conductance globale d'un élément d'échange de longueur dA , nommé UdA , est donnée par l'Equation A.3

$$\frac{1}{UdA} = \frac{1}{U_{ext}dA_{ext}} + \frac{1}{U_{int}dA_{int}} \quad (\text{A.3})$$

en considérant U_{ext} , le coefficient d'échange et dA_{ext} la surface de l'élément considéré du côté de l'air (respectivement, U_{int} et dA_{int} du côté de l'eau).

L'échange de chaleur allant de l'eau vers l'air est donnée par l'Equation A.4

$$dQ = UdA * (T_{air} - T_{eau}) \quad (\text{A.4})$$

La méthode des différences des températures est utilisée pour passer de l'élément d'échange élémentaire à l'ensemble de l'échangeur air-eau. Les batteries à eau chaude sont souvent limitées à un nombre réduit de passes (1 ou 2 rangs), un facteur correctif F est introduit pour rectifier la considération d'un échangeur contre-courant idéal. Ce facteur est donné par les corrélations de Smith [Bowman *et al.*, 1940].

A.4 Ventilation à double-flux

La ventilation à double-flux dans les bâtiments résidentiels correspond à des systèmes de ventilation centralisée avec récupération de chaleur. L'air vicié est extrait dans les pièces humides

(salle de bain, cuisine, etc.) et l'air neuf insufflé dans les pièces sèches (séjour, chambres, etc.). Le taux de renouvellement d'air est fixe et est donné par la directive européenne EN 14788 [2006]. La base de données Certita* met à disposition les systèmes certifiés sous le protocole d'essai de la norme NF EN 13141-7 [2004]. L'efficacité de la machine est donnée pour le point d'essai suivant : $T_{ext} = 5^{\circ}\text{C}$, $T_{int} = 25^{\circ}\text{C}$ et un débit de $120 \text{ m}^3/\text{h}$. Une dizaine de machine certifiée "haute efficacité énergétique" (rendement supérieur à 85%) et en adéquation avec notre étude sur les maisons individuelles est présente sur la base Certita. Les rendements vont de 85% à 98%. Les puissances électriques appelées par les ventilateurs sont données pour des débits différents, les extrêmes vont de 34 W pour un débit de base de $105 \text{ m}^3/\text{h}$ à 177 W pour un débit de pointe de $300 \text{ m}^3/\text{h}$.

Dans leurs travaux distincts sur l'efficacité réelle des échangeurs double-flux, Roulet *et al.* [2001], Juodis [2006] et Fouih *et al.* [2012] utilisent une efficacité de l'échangeur air/air constant. Les échangeurs double-flux sont des systèmes de ventilation centralisés fonctionnant essentiellement à débit constant dans le résidentiel ce qui explique que le coefficient d'échange varie peu.

Le code de calcul de la RT2012 propose l'utilisation soit du rendement global (efficacité fournie par la base CERTITA) soit du coefficient global d'échange, UA , pour déterminer les performances de la machine par la méthode $\epsilon - NTU$.

Dans le logiciel EnergyPlus, deux modèles d'échangeur air/air sont proposés. Le premier utilise les performances à 75% et 100% du débit volumique nominal pour déterminer les rendements en fonction du débit de fonctionnement. Les performances utilisées sont l'efficacité sensible et/ou l'efficacité latente. La chaleur échangée est déterminée de façon globale avec ces valeurs. Le deuxième modèle se base sur les travaux de Wetter [1998] utilisant la loi sur la convection forcée d'un échangeur à plaques donnée par Jürges [1924] ($h = 7,2 \cdot \dot{V}_{air}^{0,78}$) pour corriger l'efficacité, des conditions nominales à celles de fonctionnement. Seules les conditions d'un unique point nominal sont nécessaires. La méthode $\epsilon - NTU$ associée à cette correction permet de considérer différents types d'échangeurs (contre-courant, courants parallèles ou croisés).

*. www.certita.com

Annexe B

Paramétrage d'un modèle physique de PAC air/air

Un modèle physique de PAC air/air a été assemblé à partir des composants de la bibliothèque Modelica-TIL. TIL, pour TLK – IFT Library, est une bibliothèque de modèles de composants thermodynamiques. Celle-ci est couplée à une base de données thermodynamiques appelée TILmedia. A partir des composants de cette bibliothèque, une PAC air/air a été paramétrée pour fonctionner en tout ou rien et dimensionnée à une puissance autour de 2 kW. La figure B.1 présente l'assemblage des composants constitutifs de la PAC. Ils sont présentés plus en détail dans la suite de l'annexe.

Les hypothèses sont les suivantes :

- La quantité d'huile circulant dans le circuit est faible et n'influence pas les propriétés thermodynamiques et thermophysiques du fluide frigorigène.
- Le fluide frigorigène considéré étant un mélange, la composition circulante peut varier, toutefois, ce phénomène est négligé.
- Les pertes de charges dans la tuyauterie et les auxiliaires sont négligées.
- Les pertes de pression côté fluide frigorigène ne sont pas prises en compte.
- Les inerties massique et thermique du compresseur sont négligées.

Les paramètres des principaux éléments constitutifs du modèle sont présentés suivant l'ordre indiqué par les repères numérotés en vert de la figure B.1.

- 1. Les entrées booléennes** Le booléen *CoupureSaison* correspond à la mise hors tension de la machine quand elle ne fonctionne plus (en été, si fonctionnement en chauffage seul). Le booléen *u* est connecté au système de régulation qui vient indiquer si le bâtiment a un besoin énergétique.
- 2. Les entrées de température** Pour déterminer les performances des échangeurs, il faut spécifier les températures de l'air intérieur et de l'air extérieur.
- 3. Le module SIM** Comme présenté sur la figure B.2, ce module permet de spécifier les différents fluides utilisés dans la modélisation du système. Ici le fluide frigorigène est du R134 et le modèle d'air celui de l'air humide. La figure B.2 montre également comment sélectionner un liquide par les menus déroulants. Les données thermodynamiques associées à ces fluides seront communiquées aux différents composants du modèle à partir de la bibliothèque TILmedia.

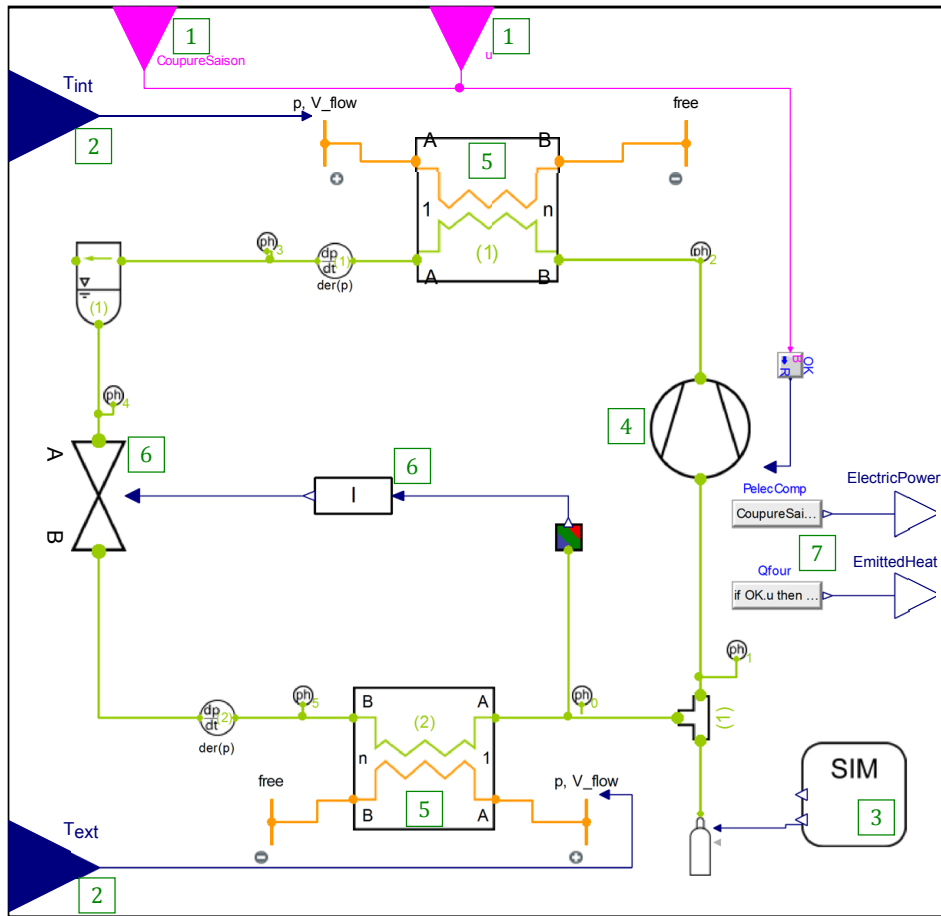


FIGURE B.1 – Assemblage d'une PAC air/air avec les composants TIL

- 4. Le compresseur** Le compresseur de la PAC est un compresseur rotatif à vitesse fixe (50 Hz). Les valeurs de rendement sont paramétrées d'après une étude réalisée par EDF sur le compresseur d'une PAC installée dans ses laboratoires et donnée sur la figure B.3. Pour éviter les problèmes de convergence à chaque démarrage, le compresseur tourne à très faible vitesse afin que le débit de fluide frigorigène ne soit jamais nul.
- 5. Les échangeurs** La PAC air/air est composée de deux échangeurs de chaleur air/fluide frigorigène. Il existe un grand nombre de géométries et de modélisation des échangeurs. Le paramétrage est donc assez détaillée. Les paramètres généraux sont présentés sur la figure B.4 : les corrélations d'échanges, les matériaux de l'échangeur et sa géométrie. La géométrie des échangeurs définie dans cette étude provient d'une caractérisation fine d'un évaporateur et d'un condensateur de machine réelle.

La figure B.5 présente l'ensemble des paramètres géométriques pouvant être pris en compte. Comme pour chacun des composants ayant des boucles fluides, des onglets proposent de déterminer les données initiales ("Start values" et "Initialization"). Les valeurs par défaut suffisent souvent. L'onglet "SIM" permet de préciser au composant quel fluide frigorigène et quel fluide du module SIM sont à utiliser. Enfin l'onglet "Advanced" (Figure B.6) permet de préciser les conditions de fonctionnement de la machine.
- 6. La régulation de la surchauffe** Une boucle de régulation interne contrôle la température de surchauffe à la sortie de l'évaporateur pour éviter d'une part les mélanges diphasiques (température inférieure à celle de saturation) ou la dégradation des performances (température

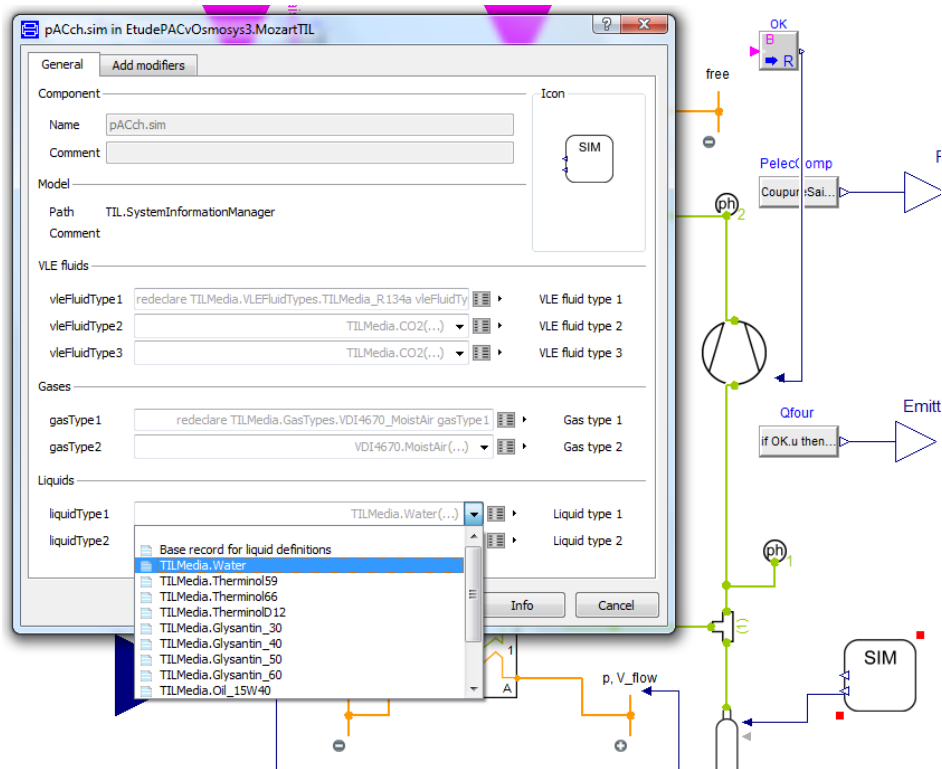


FIGURE B.2 – Paramètres du module SIM

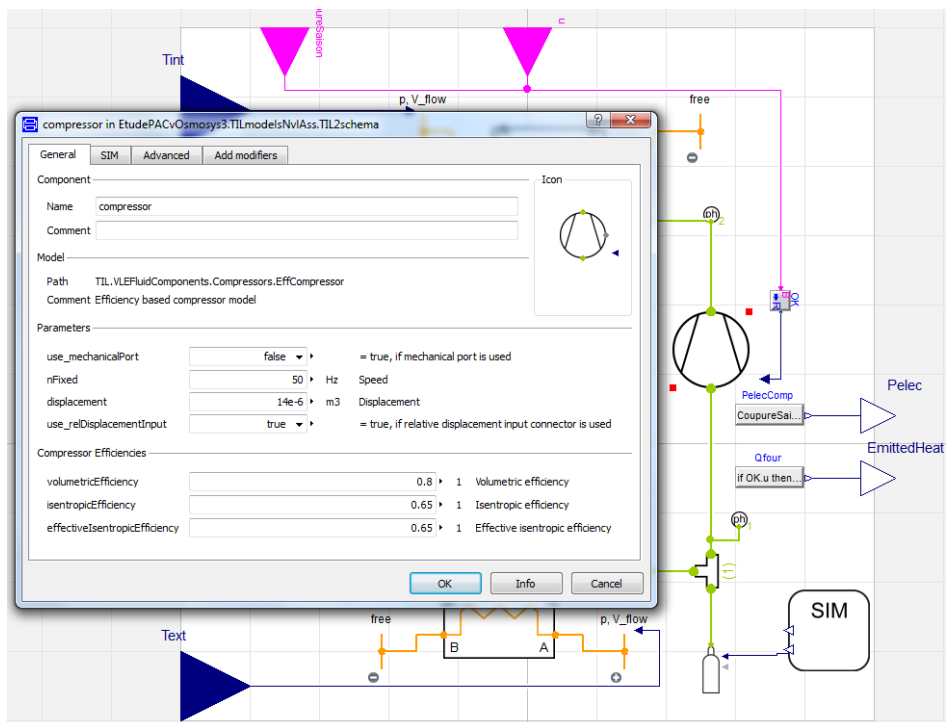


FIGURE B.3 – Paramètres du compresseur

de surchauffe trop haute). La valeur issue de l'intégrateur impose la section d'ouverture du

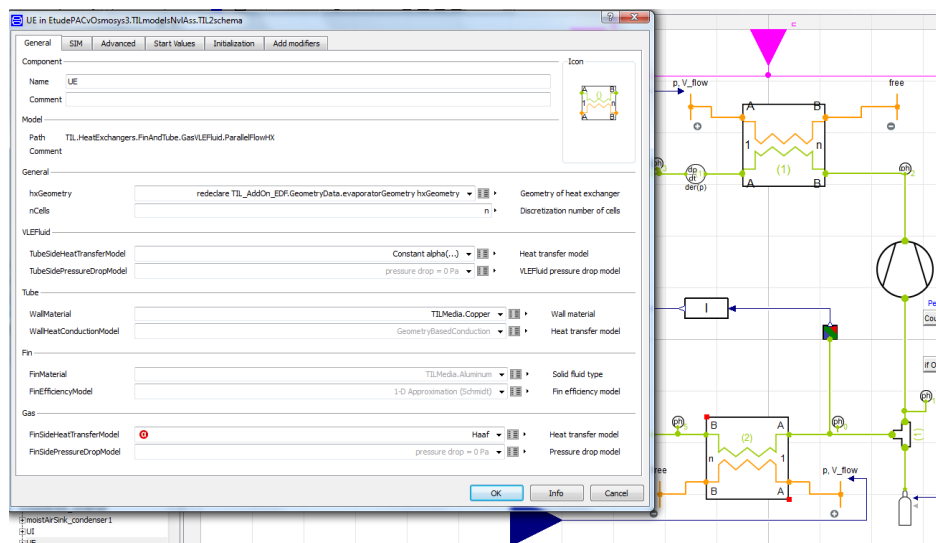


FIGURE B.4 – Paramètres généraux d'un échangeur

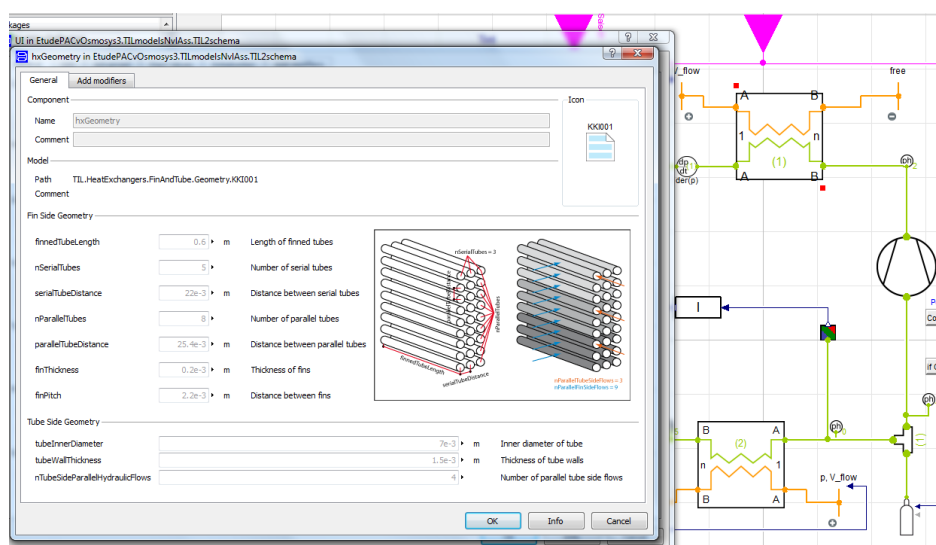


FIGURE B.5 – Paramètres géométriques des tubes de l'échangeur

détendeur (ici comprise entre $0, 1 \cdot 10^{-5}$ et $0, 1 \text{ mm}^2$). Le jeu de paramètres de l'intégrateur est présenté en figure B.7.

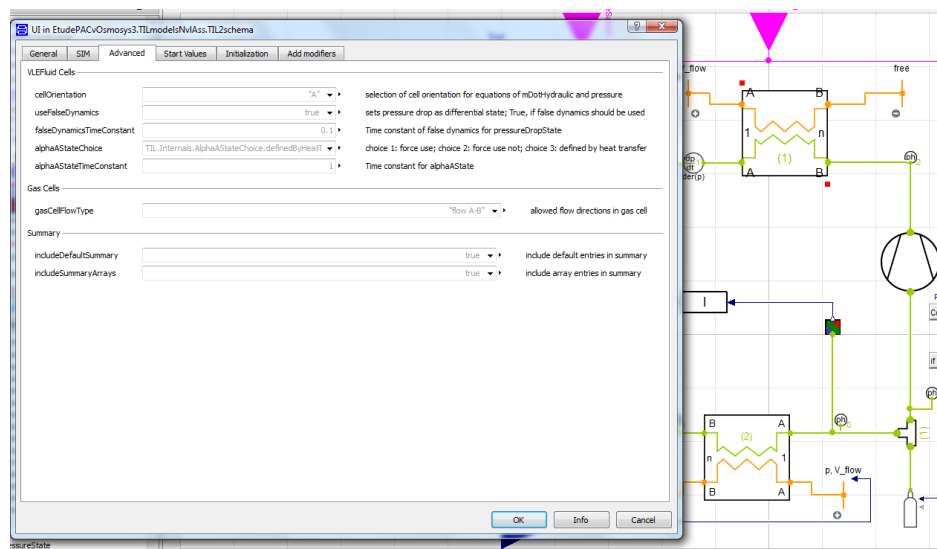


FIGURE B.6 – Paramètres avancés d'un échangeur

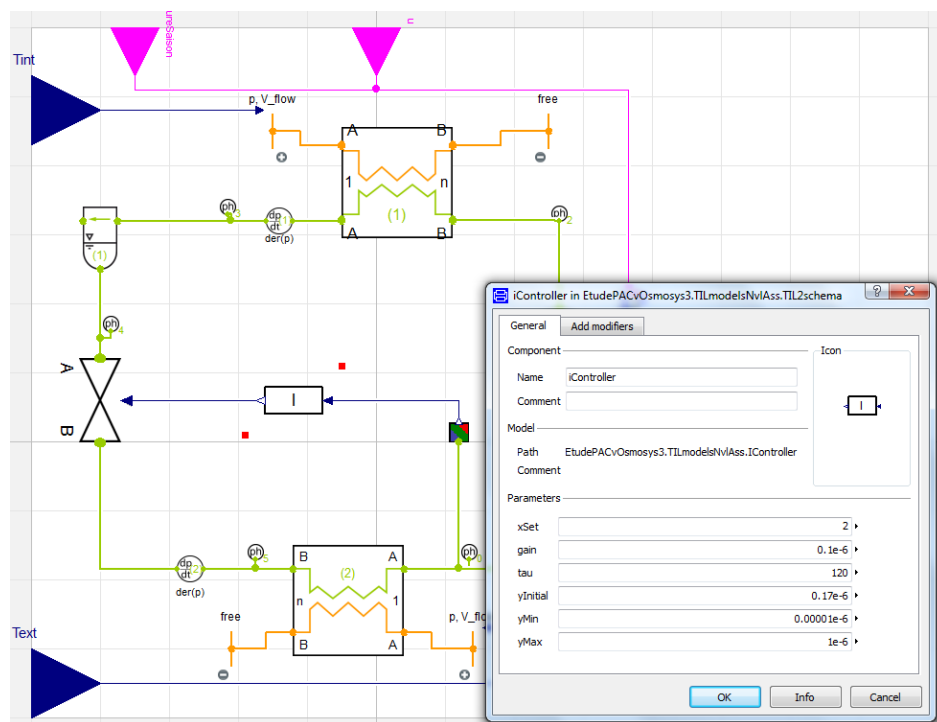


FIGURE B.7 – Paramètres de la régulation de la surchauffe

7. Les sorties du modèle La puissance électrique consommée et la puissance calorifique fournie sont proposées comme variable de sortie du modèle.

D'autres modèles sont insérés dans la boucle thermodynamique. Par exemple, les icônes "ph" sont des points de "mesure" servant à tracer le diagramme du cycle thermodynamique. Un modèle de séparateur idéal (sur le coin en haut à gauche de la boucle) permet de séparer le liquide de la vapeur, et d'assurer un fonctionnement optimal du détendeur.

Annexe C

Détails de la comparaison inter-modèles et étude de sensibilité du modèle de chaudière à condensation

A partir du bouquet 2 (Chaudière condensation + Double flux + Batterie chaude), une étude de sensibilité a été réalisée sur chacun des paramètres de la chaudière par simulations annuelles pour mettre en lumière l'influence par exemple du cyclage ou de la charge partielle.

Cette étude de sensibilité a pour objectif d'identifier les paramètres les plus sensibles pour élaborer les règles d'utilisation du modèle. Suivant les cas d'étude, certains paramètres nécessitent de la part de l'utilisateur une finesse de renseignement variable qui influencera la fidélité des résultats. Le montage utilisé est donné en Figure C.1 et détaillé ensuite au sein du cas de référence.

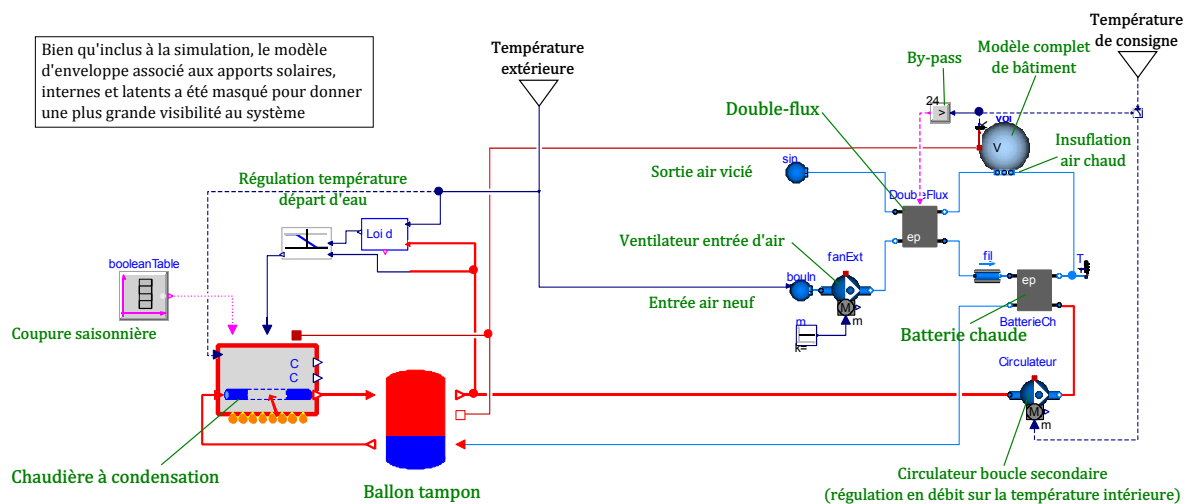


FIGURE C.1 – Assemblage du système énergétique associée à la chaudière

Le cas de référence est déterminé par les valeurs suivantes :

1. Les caractéristiques de la chaudière sont proches d'un modèle présent dans ATITA dont les puissances ont été revues à la baisse pour ne pas sur-dimensionner le système de chauffage. La puissance maximale est de 3,3 kW pour un rendement de 97,4% à 70°C (106,2% à 33°C) et la puissance minimale de 1 kW (30% de charge) pour un rendement de 107,2% à 33°C.

Les pertes par la paroi sont données par une conductance thermique de 60 W sous 30 K. Le débit nominal est de 1,02 m³/h. Le volume d'eau contenu dans la chaudière est de 2,8 l et la masse à sec de 35 kg. Les puissances des auxiliaires (hors circulateur) de 24 W et 5,2 W en veille. Le circulateur a une puissance de 37 W et fonctionne 10 minutes après l'arrêt de la chaudière. La durée de la purge de pré-combustion est de 30 secondes et la durée de l'anticourt-cycle de 5 minutes.

2. La chaudière est placée dans la zone chauffée.
3. La régulation de la charge de la chaudière est donnée par une bande proportionnelle allant de 0 à 100% suivant un écart de $\pm 1^{\circ}\text{C}$ par rapport à une consigne de température d'eau au départ de la boucle secondaire. La consigne est donnée par une loi d'eau fixée à 45°C pour $T_{ext} < 0^{\circ}\text{C}$, de 35°C pour $T_{ext} > 10^{\circ}\text{C}$ et évoluant linéairement entre ces deux bornes.
4. Un ballon de découplage fait la jonction entre le circuit primaire et le circuit secondaire. Sa capacité est de 10 L et il est considéré adiabatique pour concentrer l'étude de sensibilité sur les paramètres de la chaudière.
5. Le circuit secondaire est constitué d'une batterie chaude à contre-courant entre l'air neuf et la boucle hydraulique. Le modèle de l'échangeur est à efficacité fixe égal à 0,9. La pompe du circuit secondaire établissant le débit d'eau dans la batterie est à vitesse variable asservie par une régulation PI suivant la température de consigne. Celle-ci est de 20°C avec un réduit à 16°C si le bâtiment est inoccupé. Le débit nominal est de 0,24 kg/s.
6. La ventilation est réalisée par un système avec un échangeur double-flux d'efficacité égal à 0,9 basé sur le même modèle d'échangeur à contre-courant de la batterie chaude. Le débit d'air neuf est constant et vaut 0,5 vol/h. L'échangeur est by-passé si l'air intérieur est supérieur à 24°C.

L'étude de sensibilité est réalisée entre ces valeurs bornes trouvées dans la base ATITA sur une dizaine de machines adaptées à un bâtiment BBC. Quatre variables de sortie servent à la comparaison choisies pour être représentatives à la fois de l'impact sur les performances du systèmes (bilan de consommation énergétique) mais aussi sur le mode de fonctionnement et sur le confort :

Consommation annuelle électrique Elle intègre sur l'année la consommation des équipements électriques de la boucle primaire. Cela comprend la consommation des auxiliaires en marche et à l'arrêt et du circulateur. L'étude de sensibilité portant uniquement sur la chaudière, les ventilateurs et la pompe du circuit secondaire n'ont pas été inclus. La consommation est donnée en énergie primaire avec un coefficient de 2,58 pour l'électricité afin de faciliter la comparaison avec la consommation de gaz.

Consommation annuelle de gaz Elle intègre sur l'année la consommation de gaz naturel brûlé par la chaudière.

Nombre de cycles Ce critère est incrémenté de 1 à chaque fois que la chaudière se met en marche, il est représentatif du cyclage de la machine.

Inconfort froid Les systèmes aérauliques ont une inertie quasiment nulle donc seul l'inconfort froid ressenti pour une température ambiante inférieure de 1°C à la température de consigne (20°C) a été retenu.

Le premier paramètre observé est le type de régulation qui fait varier la puissance de la chaudière pour atteindre la température de consigne de départ d'eau. Six cas sont testés : le cas de référence suivant une loi d'eau avec palier, un cas de loi d'eau linéaire entre $[-20^{\circ}\text{C}; 50^{\circ}\text{C}]$

et $[20^{\circ}\text{C}; 30^{\circ}\text{C}]$, 4 cas à température de départ fixe valant 30, 40, 50 et 60°C . Au niveau de la consommation énergétique, travailler sur un réseau d'eau basse température permet d'optimiser au maximum le rendement en maximisant l'énergie récupérable par condensation. Cependant cela entraîne une augmentation de l'inconfort dans cas du bouquet 2 car la batterie chaude est peu adaptée aux basses températures. L'utilisation d'une loi d'eau permet d'avoir un compromis entre efficacité et confort.

La sensibilité de certains paramètres dépendant du cas d'étude. Trois cas ont donc été simulés : celui de référence correctement dimensionné, un cas proposant un sur-dimensionnement de la chaudière ($P_{Nom} = 17 \text{ kW}$ et $P_{Int} = 5 \text{ kW}$) et un dernier cas pour lequel la chaudière est placée dans un local à 15°C et dont la chaleur passant à travers l'enveloppe est non récupérable.

Au niveau des paramètres propres aux différentes phases de la machine, ils ont à la fois un effet sur la consommation électrique et celle de gaz. Pour la durée d'anti court-cycle, elle impacte globalement de 10% la consommation énergétique pour des durées minimales de cycle de 1 à 10 minutes. Une durée de 10 minutes permet de diviser par près de 10 le nombre de cycles pour les 3 cas d'études. Autre paramètre, la durée de fonctionnement du circulateur après combustion permet de récupérer une part de l'énergie thermique contenue par inertie dans la machine mais augmente de façon considérable la part d'énergie électrique consommée. Au point que même en local non chauffé, il est plus économique, en énergie primaire, de couper le circulateur rapidement après l'arrêt de la chaudière. Un facteur de 32% de la consommation globale existe entre un arrêt au bout de 1 minute et un fonctionnement continu du circulateur. De façon générale, ces deux paramètres influencent à moins de 5% le confort intérieur.

Le paramètre $\Delta\eta_{PLR}$ (représentant la baisse de performance en fonction de la charge à une température de retour d'eau de 30°C) a un effet quasiment nul sur chacun des paramètres pour les niveaux de température de la loi d'eau considérée (entre 35 et 45°C). Dans le cas d'un système nécessitant des températures d'eau supérieures à 35°C , l'utilisateur peut laisser la valeur proposée par défaut, d'autant plus que ce paramètre n'est pas fourni dans la base ATITA. Un autre phénomène a un faible impact sur les résultats de la modélisation, il s'agit de la purge de pré-combustion. Son impact sur la consommation est inférieur à 0,5% et est lié davantage au retard entraîné qu'à la déperdition de chaleur dans les fumées.

Les déperditions à travers la paroi sont les plus marquées quand la chaudière est placée en local non chauffé, les résultats seront donnés pour ce cas d'étude. Les pertes sont liées soit à l'inertie du système et au coefficient d'isolation de la machine. L'étude de sensibilité de la machine a été réalisée entre un paramétrage à faible inertie ($m_{eau} = 1,4 \text{ kg}$ et $m_{sec} = 12 \text{ kg}$) et à forte inertie ($m_{eau} = 4,0 \text{ kg}$ et $m_{sec} = 36 \text{ kg}$). Ce facteur impacte relativement peu le fonctionnement de la chaudière avec une chute de 1,3% de la consommation totale et de 3,2% de l'inconfort. En revanche, en local non chauffé, l'isolation de la machine donné par le paramètre P30K dans la base de donnée ATITA peut impacter de plus de 8% la consommation totale de la machine.

Les paramètres suivants sont liés aux performances directes de la machine et impactent de façon quasi-linéaire les performances globales. Par exemple, passer d'une chaudière de performances η_{Int} de 106,2 à 109,8% contribue à une baisse annuelle de consommation de 3,3 % de la consommation annuelle en gaz. Il en est de même pour les paramètres de consommation électrique des auxiliaires (marche et veille) et du circulateur. Notons que certains circulateurs ont une puissance nominale de 77 W et peuvent représenter près d'un quart de la consommation totale en énergie primaire. La prise en compte de la consommation des auxiliaires est donc primordiale dans le calcul de la consommation annuelle des générateurs de chaleur.

Annexe D

Modèle de maison individuelle

D.1 Détails des paramètres du modèle d'enveloppe du bâtiment

Parois	$S_{vitrage}$ [m ²]	S_{mur} [m ²]	Composition (ext. → int.)	Épaisseur [cm]	Mailles [-]
Plafond	/	90	Solives ; Plâtre	25 ; 1	5 ; 1
Plancher	/	90	Béton ; XPS ; Beton	25 ; 10 ; 6	3 ; 3 ; 6
Terre-plein	/	90	Terre	100	5
Mur Nord	2	18,5	Beton, XPS, Plâtre	20 ; 15 ; 1	4 ; 3 ; 1
Mur Sud	4	16,5	"	"	"
Mur Est	5	25,75	"	"	"
Mur Ouest	4	26,75	"	"	"

TABLEAU D.1 – Caractéristiques des parois

Avec les caractéristiques thermiques :

Matériaux	λ [W/m ² .K]	ρ [kg/m ³]	C_p [J/kg.K]
Solives	0,05	100	980
Plâtre	0,35	850	800
Béton	1,75	2300	920
XPS (isolant)	0,03	35	1200
Terre	0,8	1500	1320

Les parois opaques verticales Les 4 murs sont paramétrés de façon identiques :

- Coefficient d'absorption extérieur $\alpha_{ext} = 0,6$
- Coefficient d'échange thermique surfacique extérieur $h_{ext} = 25 \text{ W/m}^2.K$
- Coefficient d'échange thermique surfacique intérieur $h_{int} = 7,7 \text{ W/m}^2.K$
- Émissivité de la paroi intérieure $\epsilon_{int} = 0,9$

Les parois vitrées Les 4 fenêtres sont paramétrées de façon identiques, à l'exception des débords de la fenêtre Nord qui sont de nuls :

- Coefficient d'absorption direct $\alpha_{direct} = 0,1$
- Coefficient d'absorption diffus $\alpha_{diffus} = 0,1$
- Coefficient de transmission solaire direct $\tau_{direct} = 0,54$
- Coefficient de transmission solaire diffus $\tau_{diffus} = 0,54$
- Coefficient de transmission lumineuse (direct et diffus) $Tl = 0,71$
- Coefficient de transfert thermique $UA = 1.34 \text{ W/m}^2.K$
- Avancée du cadre des fenêtres (masque proche) $Av = 20 \text{ cm}$
- Distance entre l'avancée et la fenêtre $e = 2 \text{ cm}$

Plafond La température dans les combles est déterminée par combinaison linéaire de la température extérieure et de la température intérieure. La valeur du coefficient de régression, b , est donnée dans des tables empiriques. Dans le cas de combles bien isolés, le coefficient a été choisi à une valeur de 0,1. Le plafond est paramétré de la façon suivante :

- Coefficient de régression linéaire des combles $b_{combles} = 0,1$
- Coefficients d'échange thermique surfacique extérieur et intérieur $h_{plafond} = 10 \text{ W/m}^2.K$
- Emissivité $\epsilon_{plafond} = 0,9$

Plancher Dans le cas d'étude sur les planchers chauffants, les échanges thermiques avec les autres parois doivent être calculés en différenciant la part convective et radiative des flux de chaleur. La partie inférieure du plancher est en contact directe avec 1 m de terre ayant une condition limite inférieure de 10 °C.

- Part convective, si flux montant $h_{conv} = 1,51 * (T_{sol} - T_{parois})^{1,3333}$
- Part convective, si flux descendant $h_{conv} = 0,76 * (T_{sol} - T_{parois})^{1,3333}$
- Part radiative $Q_{flow} = S_{sol} * \epsilon * \sigma * (T_{sol}^4 - T_{parois}^4)$
- Emissivité $\epsilon = 0,9$

D.2 Recommandations sur la modélisation des surchauffes estivales

La simulation de l'enveloppe de bâtiment présentée dans la partie précédente peut conduire à l'obtention de températures en été extrêmement haute dans un BBC avec des températures d'air intérieur supérieur à 42°C. A quoi cette surchauffe est-elle liée et comment y remédier ?

Cette partie propose une courte étude sur la prise en compte de différents facteurs pouvant influencer l'inconfort d'été pour déterminer ceux qui sont prépondérants et doivent être intégrés à la modélisation de l'enveloppe pour éviter ces surchauffes considérables.

L'étude est mise en place d'après les données climatiques de la ville de Trappes (région parisienne) et le scénario d'occupation est donné dans le Tableau D.2.

<i>2 adultes et 2 enfants</i>	Occupé	Absent
Température de chauffage	20 °C	16 °C
Apports par les personnes	RT2012 (90 W/pers)	
Eclairage	RT2012 (1,4 W/m ²)	
Apports spécifiques	RT2012 (5,7 W/m ²)	
Inconfort d'été (°C.h)	> 26 °C	Non

TABLEAU D.2 – Tableau du scénario d'occupation

Le critère de calcul de l'inconfort est donné en °C.h afin d'intégrer l'amplitude et la durée de l'inconfort. Un second critère est utilisé pour mesurer l'amplitude maximale d'inconfort par l'intermédiaire de la température d'air intérieur maximale relevée au cours d'une année de simulation.

L'étude de sensibilité portant sur l'inconfort d'été a été réalisée sur :

- l'influence de la prise en compte des masques proches (cadre des fenêtres de 0, 20 ou 40 cm)
- l'influence de la prise en compte de la ventilation (inexistante, hygro B)
- l'influence de l'inertie de plancher (6 cm par défaut et 4 cm pour plancher léger)
- l'influence de la mise en place d'un scénario d'ouverture de fenêtre

Le scénario d'ouverture des fenêtres est déterminé par les conditions suivantes :

- le bâtiment doit être occupé
- la température intérieure doit être supérieure à 26°C (seuil d'inconfort) et reste ouverte jusqu'à la température descend en-dessous de 25°C.

L'ouverture des fenêtres se traduit par un débit supplémentaire de ventilation avec l'air extérieur de 1 vol/h (soit 250 m³/h dans le cas de la maison individuelle considérée. L'évolution de la température d'air intérieur pour 4 cas est donnée sur la Figure D.1 pour une année entière. Les cas considérés sont donnés pour une absence de masque proches (le cadre des fenêtres est de 0 cm), ensuite :

- le premier cas ne considère pas de système de ventilation,
- le deuxième cas considère une ventilation hygroréglable,
- le troisième cas est le cas 2 pour une épaisseur de chappe de plancher passant de 6 à 4 cm,
- le quatrième cas est le cas 3 auquel le scénario d'ouverture présenté ci-dessus est mis en place.

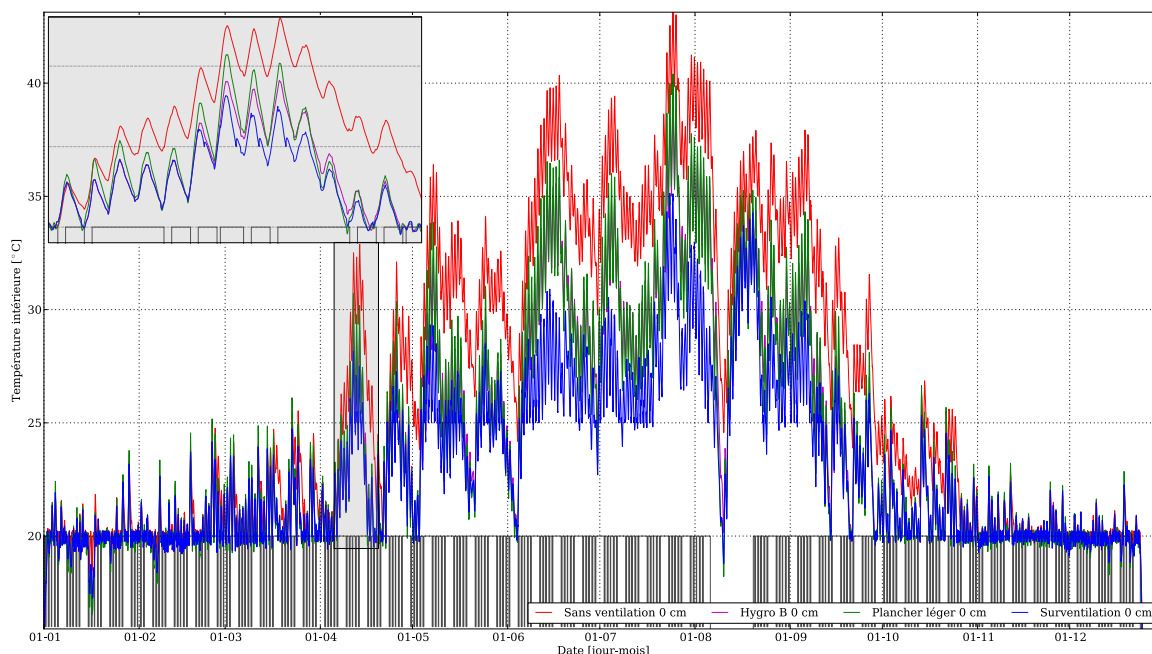


FIGURE D.1 – Influence de différents facteurs sur l'inconfort d'été

La température d'air intérieur peut augmenter considérablement dans un modèle de bâtiment BBC ne considérant aucune stratégie de ventilation. Un zoom sur une semaine de mi-saison est réalisée dans l'encadré en haut à gauche. L'effet de l'inertie du plancher est moins important que celui de la modélisation du système de ventilation et de la mise en place d'un scénario d'ouverture des fenêtres. Cette observation est plus marquée sur la Figure D.2 à partir de critères annuels.

La modélisation de la ventilation est primordiale pour réduire les surchauffes estivales avec la mise en place également d'un scénario de d'ouverture de fenêtres. Les températures de seuil de l'hystérésis du scénario d'ouverture de fenêtres peuvent être réduites pour diminuer le nombre de °C.h (qui est relativement élevé par rapport aux valeurs usuelles puisque le critère considère l'ensemble des surchauffes de l'année incluant l'été durant lequel la température extérieure est supérieure à 26°C alors qu'aucun système de rafraîchissement est installé.

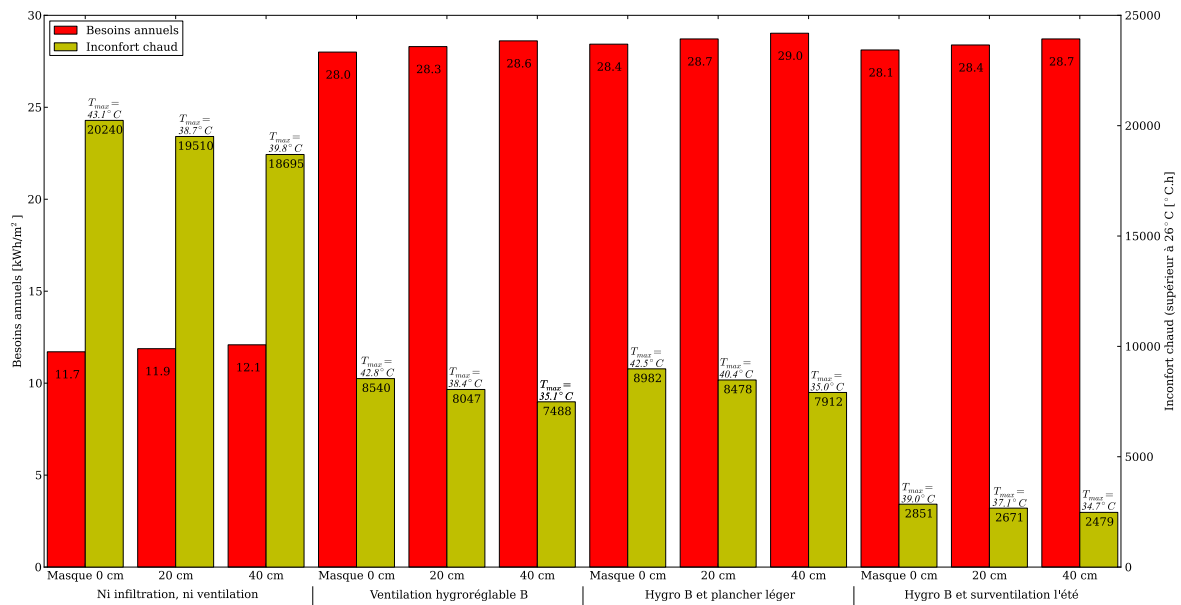
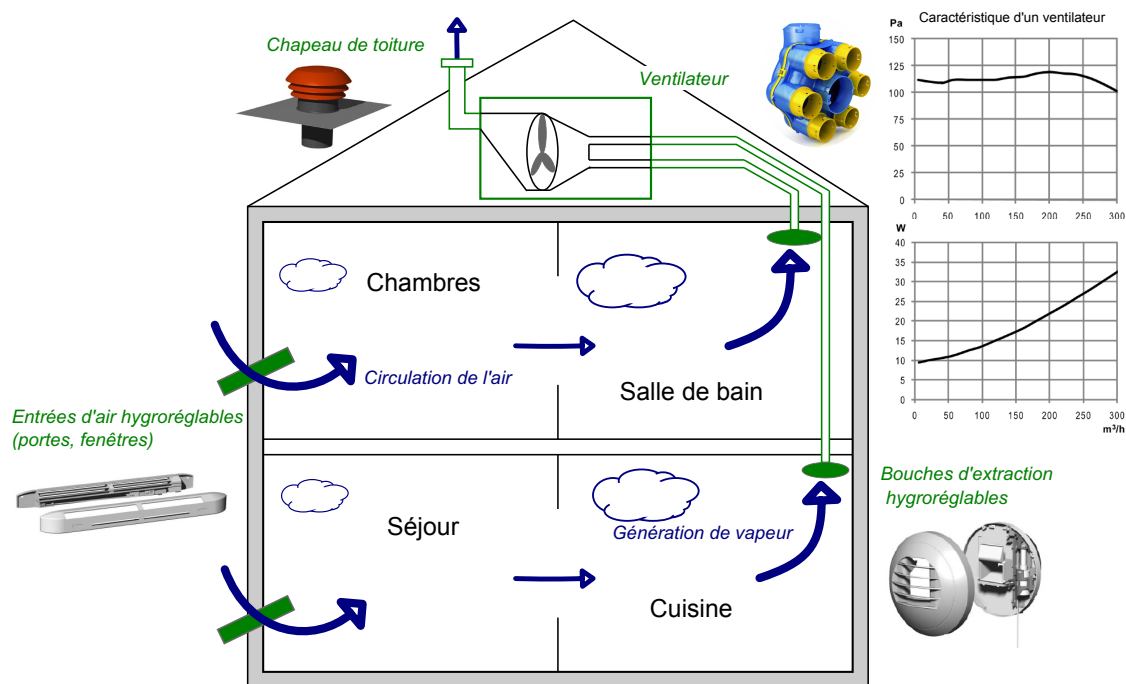


FIGURE D.2 – Influence de différents facteurs sur l'inconfort d'été

Annexe E

Ventilation hygroréglable

La ventilation hygroréglable régule le débit de renouvellement d'air en fonction du taux d'humidité contenu dans l'air. Les équipements technologiques nécessaires à la mise en place d'une ventilation hygro-réglable de type B sont présentés sur la Figure E.1.



Images : Avis Technique 14/07-1194*V214, CSTB, décembre 2009

FIGURE E.1 – Dispositif technologique d'une ventilation hygroréglable

L'humidité de l'air intérieur est un indice de l'occupation dans les bâtiments résidentiels (perspiration, transpiration, vaisselle, douche, etc.). Ces technologies sont essentiellement utilisées en secteur résidentiel.

Le débit de ventilation varie en fonction du taux d'humidité de l'air intérieur. L'estimation des déperditions par ventilation et la consommation électrique du ventilateur d'extraction (commun aux différents bouches d'extraction) pour un bâtiment muni d'un système de ventilation hygroréglable nécessite la modélisation des phénomènes impactant ce contrôle du niveau d'humidité : le scénario de génération de vapeur, les entrées d'air, les bouches d'extraction.

Les modèles développés ont pour objectif d'évaluer les débits de ventilation et leur dynamique (scénarios d'occupation infra-horaire) en minimisant le temps de calcul nécessaire à leur simulation. Pour cela, une étude bibliographique est réalisée afin de choisir la modélisation la plus adaptée au modèle de bâtiment monozone représenté en thermique pure. Cet état de l'art est développé en 3 points qui déboucheront sur le développement du modèle représentatif d'une ventilation hygroréglable :

- la détermination d'un scénario de génération de vapeur
- la modélisation des entrées d'air et des bouches d'extraction
- le choix de l'approche de modélisation quant au zonage du bâtiment

E.1 Scénario de génération de vapeur

Le scénario de génération de vapeur doit être considéré avec beaucoup d'attention puisqu'il définit le taux d'humidité influençant directement le débit d'air ventilé au niveau des bouches d'extraction.

Dans le cadre de la modélisation des BBC, nous avons vu d'une part que la ventilation est une des sources principales des déperditions thermiques d'un bâtiment et d'autre part qu'il est nécessaire d'avoir une modélisation de la dynamique des charges de chauffage. Le scénario de génération de vapeur doit donc être représentatif de la dynamique de l'occupation d'un bâtiment. Les scénarios trouvés dans la littérature ont des pas de temps d'une demi-heure, ce qui semble en accord avec cette modélisation à l'échelle de l'occupant (infra-horaire). Deux scénarios sont confrontés ci-dessous afin d'identifier celui le plus en accord avec notre objectif de modélisation.

Le premier scénario de génération de vapeur est issu du projet PREBAT MININFIL [Covalet et Wall-Ribot, 2011] qui a permis d'établir le débit moyen d'une ventilation hygroréglable de 0,32 vol/h. Il est représenté sur la Figure E.2.

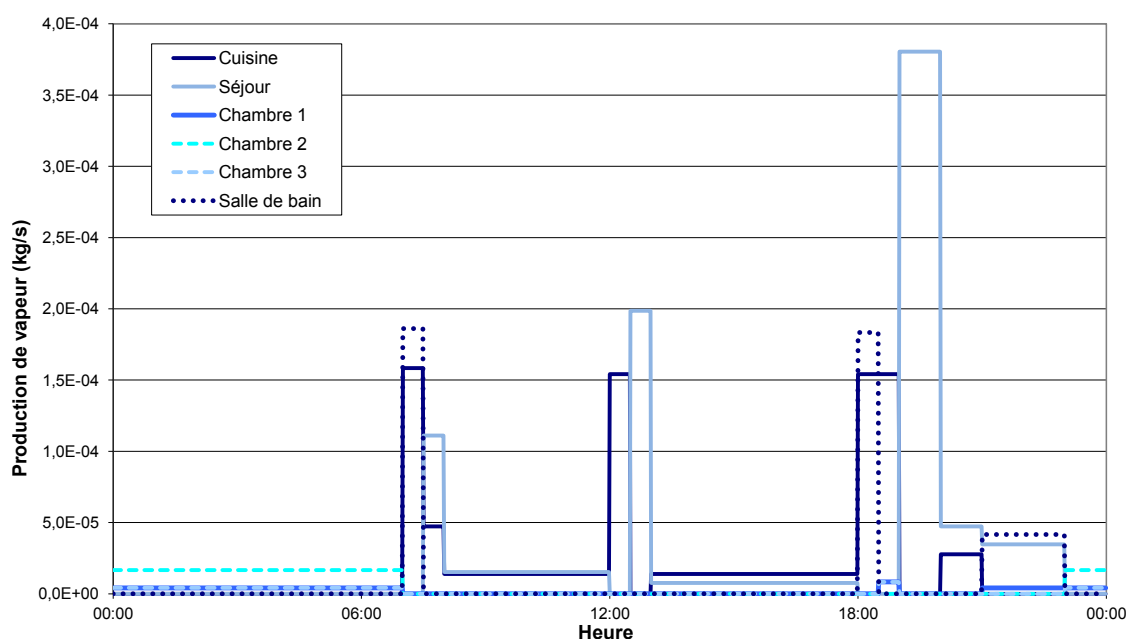


FIGURE E.2 – Génération quotidienne de vapeur d'après projet PREBAT MININFIL

Le second scénario de génération de vapeur est issu des travaux de thèse de Plathner [2001] qui est désormais implémenté dans le logiciel britannique BREEZE. Il est représenté sur la Figure E.3.

Les deux scénarios sont établis pour une famille de quatre personnes comprenant deux adultes et deux enfants. Ils sont globalement équivalents avec un bilan moyen de 6,2 kg/jour et 7,4 kg/jour de vapeur générée respectivement pour le premier et le second scénario. Le choix s'est porté pour le second scénario qui semble davantage en accord avec les valeurs établies dans d'autres travaux de recherche synthétisés dans le Tableau E.1.

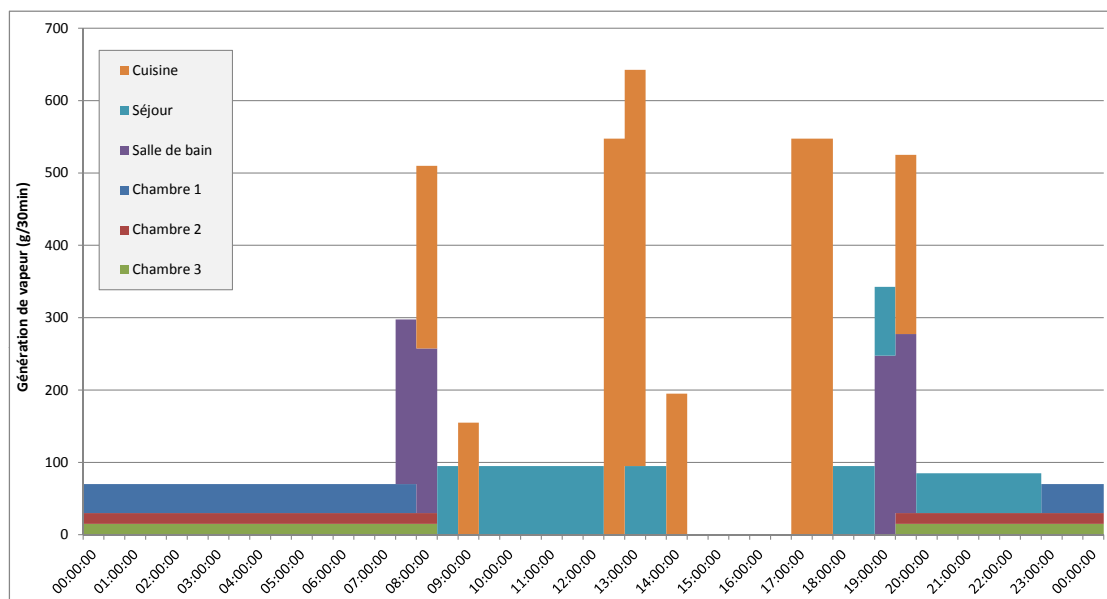


FIGURE E.3 – Génération quotidienne de vapeur d'après les travaux de Plathner [2001]

<i>Famille de 4 personnes</i>	Annexe 27 AIE	SIRENE (CSTB)	Annexe 41 AIE
Métabolisme humain	2,05 kg/jour	2,54 kg/jour	1,97 kg/jour
Cuisine	2,70 kg/jour	1,85 kg/jour	2,36 kg/jour
Vaisselle/Lessive	0,55 kg/jour	0,69 kg/jour	4,00 kg/jour
Douche	0,90 kg/jour	1,20 kg/jour	2,64 kg/jour
Totaux	6,20 kg/jour	6,28 kg/jour	10,97 kg/jour
Estimation moyenne	7,8 kg/jour		

TABLEAU E.1 – Synthèse du niveau de génération de vapeur dans une maison individuelle

E.2 Modélisation des entrées d'air et bouches d'extraction

Les entrées d'air et les bouches d'extractions ont un comportement linéaire en fonction de l'humidité entre un seuil haut et un seuil bas de débit d'air (Figure E.4). La pression, la température et l'humidité de l'air intérieur doivent être connus pour déterminer les débits d'air au niveau du système de ventilation.

Ces courbes sont issues d'un avis technique du CSTB qui impose les conditions d'essais pour les points nominaux. Les barres d'erreur représentent les écarts autorisés, qui sont par exemple d'une précision de $\pm 5\%$ en humidité relative. Les bouches d'extraction placées en cuisine offrent parfois la possibilité d'un débit forcé (représenté en rouge sur le graphique de droite). Le dimensionnement de ces équipements est également fourni dans cet avis technique et permettent un paramétrage aisé de ces composants.

Dans la pratique, les bouches d'extraction sont placées dans les pièces humides (cuisine, salle de bain et toilettes) et les entrées d'air dans les autres pièces (séjour et chambres). Les couloirs sont des zones d'échanges. Ce sont les bouches d'extraction qui déterminent le débit de ventilation en fonction de l'humidité de la pièce dans laquelle ils sont situés. Les entrées d'air hygroréglables répartissent le flux de ventilation en augmentant la part du débit total d'air neuf dans les pièces les plus humides. La paragraphe suivant présente comment ces flux d'air peuvent être modélisés.

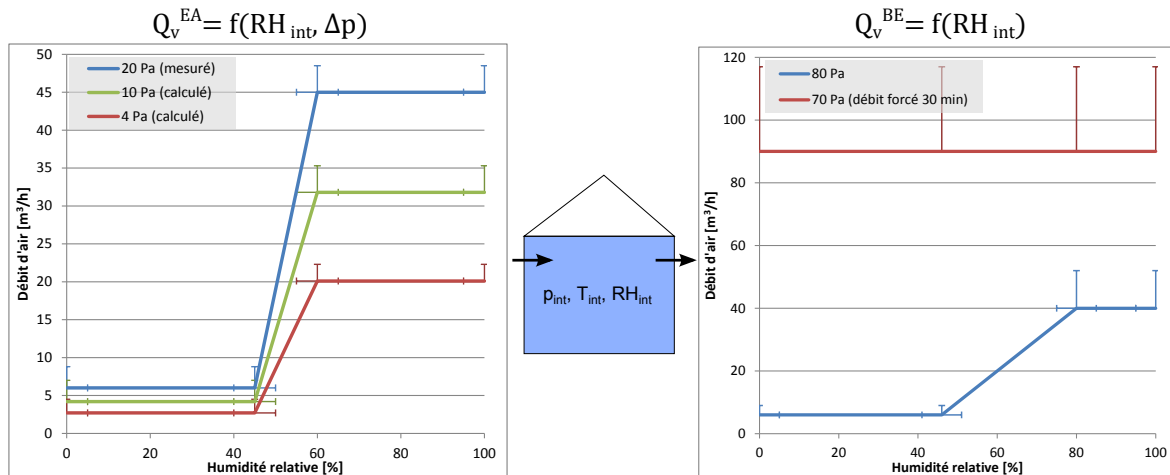


FIGURE E.4 – Loi des entrées d'air et bouches d'extraction hygroréglables

E.3 Approche zonale

Le bâtiment peut être défini en une ou plusieurs zones. Une zone d'air est définie par une température, une pression et une humidité. La Figure E.5 présente différentes représentations de complexité croissante. Les entrées d'air sont les flèches épaisses entrant dans les zones thermo-aérauliques et les bouches d'extraction en sortent. Les échanges entre zones sont représentés par des doubles-flèches qui peuvent modélisées par des modèles de portes entre zones.

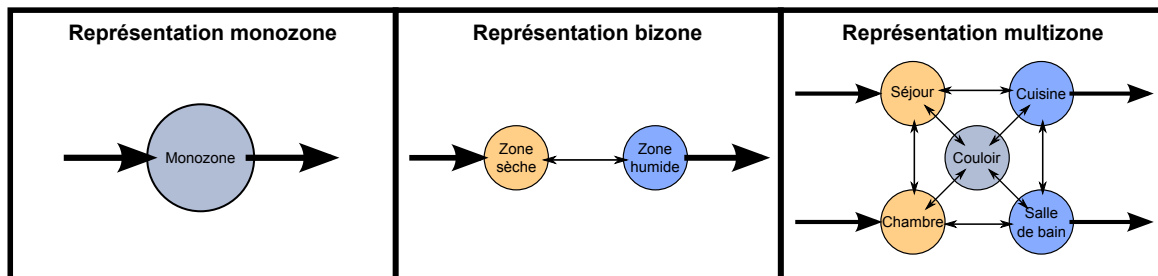


FIGURE E.5 – Différentes approches zonales de la modélisation de la ventilation hygroréglable

La maison individuelle considérée est modélisée en thermique pur de façon monozonale. Faut-il pour autant que la représentation de l'humidité de l'air intérieur soit réalisée sous une modélisation monozone ? Le paragraphe qui suit présente l'approche considérée.

Le bâtiment est modélisé en monozone donc la température est considérée homogène dans le bâtiment. Pour autant, s'il l'on considère que l'humidité est également homogène sur l'ensemble du bâtiment, il n'existe plus de notion de zones humides :

1. la génération de vapeur qui est forte dans ces pièces est répartie sur l'ensemble du volume d'air du bâtiment
2. le taux d'humidité est moins concentré dans les zones dictant le débit de ventilation par l'intermédiaire des bouches d'extraction hygroréglables
3. l'estimation du débit de ventilation est faussée, en particulier sur la représentation des pointes de ventilation lors de usages domestiques générant de la vapeur d'eau

Il est donc nécessaire de représenter les différentes zones humides du bâtiment (cuisine et salle de bain) pour avoir une bonne estimation du niveau de ventilation des bouches d'extraction. En revanche, la représentation des zones sèches n'apporte aucune indication dans un modèle monozone de la température puisqu'il n'indique que la répartition du débit de ventilation au niveau des entrées d'air précisant les

dépense pièce par pièce et non globalement sur l'ensemble du bâtiment. De plus, une représentation multizone de la zone sèche nécessiterait une connaissance accrue de la disposition des pièces et des ouvrants les connectant.

La modélisation de la ventilation hygroréglable est réalisée suivant une approche intermédiaire entre les représentations "bizone" et "multizone" présentées sur la Figure E.5. Toutes les pièces humides sont représentées afin de déterminer le débit de ventilation en sommant les débits de chacune des bouches d'extraction. Les pièces sèches sont modélisées de façon monozone. La température dans ces pièces est homogène et est calculée à partir du modèle de thermique pure.

L'approche mise en place est une modélisation découplée de l'hygrométrie (multizone) et de la thermique pure (monozone) mais en couplant les phénomènes physiques (température des zones et déperdition par ventilation) afin de garder l'approche systémique de la représentation de la charge de chauffage du bâtiment.

E.4 Modèle d'un système de ventilation hygroréglable

Le système d'équations régissant la modélisation de la ventilation hygroréglable de type B est donné par les Equations (E.1) représentatives de l'approche de modélisation développée ci-dessus. L'hypothèse de la non considération des phénomènes de condensation dans les pièces est justifiée par le fait que la ventilation hygroréglable contrôle l'humidité de l'air intérieur de façon à ce qu'elle soit proche de 50% (Figure E.4, ce qui restreint le risque d'atteindre le point de saturation en eau dans l'air.

$$\left\{ \begin{array}{l} i + 1 \text{ noeuds d'air} \\ i \text{ bouches d'extraction} \\ 1 \text{ entrées d'air} \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} \frac{d m_{vap}}{dt} = \dot{m}_{vap}^{Apports} \\ p_{vap} = \frac{m_{vap} \cdot R \cdot T}{V_{piece} \cdot M_{H_2O}} \\ m_{AS} = \frac{(p_{tot} - p_{vap}) \cdot V_{piece} \cdot M_{AS}}{R \cdot T} \\ \omega = \frac{m_{vap}}{m_{AS} + m_{vap}} \\ p_{sat} = \exp(-6723/T - 4,78 \cdot \ln(T) + 57,8) \quad \text{pour } 0 \leq T \leq 60^\circ\text{C} \\ RH = \frac{p_{vap}}{p_{sat}} \\ \dot{V} = \begin{cases} \dot{V}_{surventil} & \text{si surventilation} \\ \dot{V}_b \leq \dot{V}_b + (\dot{V}_h - \dot{V}_b) \frac{RH - RH_b}{RH_h - RH_b} \leq \dot{V}_h & \end{cases} \\ \dot{m}_{AH}^{BE} = \rho_{air} \cdot \dot{V} \\ \dot{m}_{AH}^{Ventil} = \sum_{i=1}^{BE} (\dot{m}_{AH}^{BE})_i \\ \omega^{ext} = \frac{p_{vap}^{ext} \cdot M_{H_2O}}{p_{tot} \times ((1 - \omega^{ext}) \cdot M_{AS} + \omega^{ext} \cdot M_{H_2O})} \\ \dot{m}_{vap}^{ext} = (\omega^{ext} - \omega^{int}) \cdot \dot{m}_{AH}^{Ventil} \end{array} \right. \quad (E.1)$$

La Figure E.6) présente la représentation modulaire du système d'équation présenté ci-dessus. On retrouve le couplage du module de ventilation hygroréglable avec le modèle de thermique du bâtiment par l'intermédiaire du port thermique *Piece* et de la variable de sortie du modèle qui est le débit de ventilation qui permet de déterminer les déperditions du bâtiment par la ventilation.

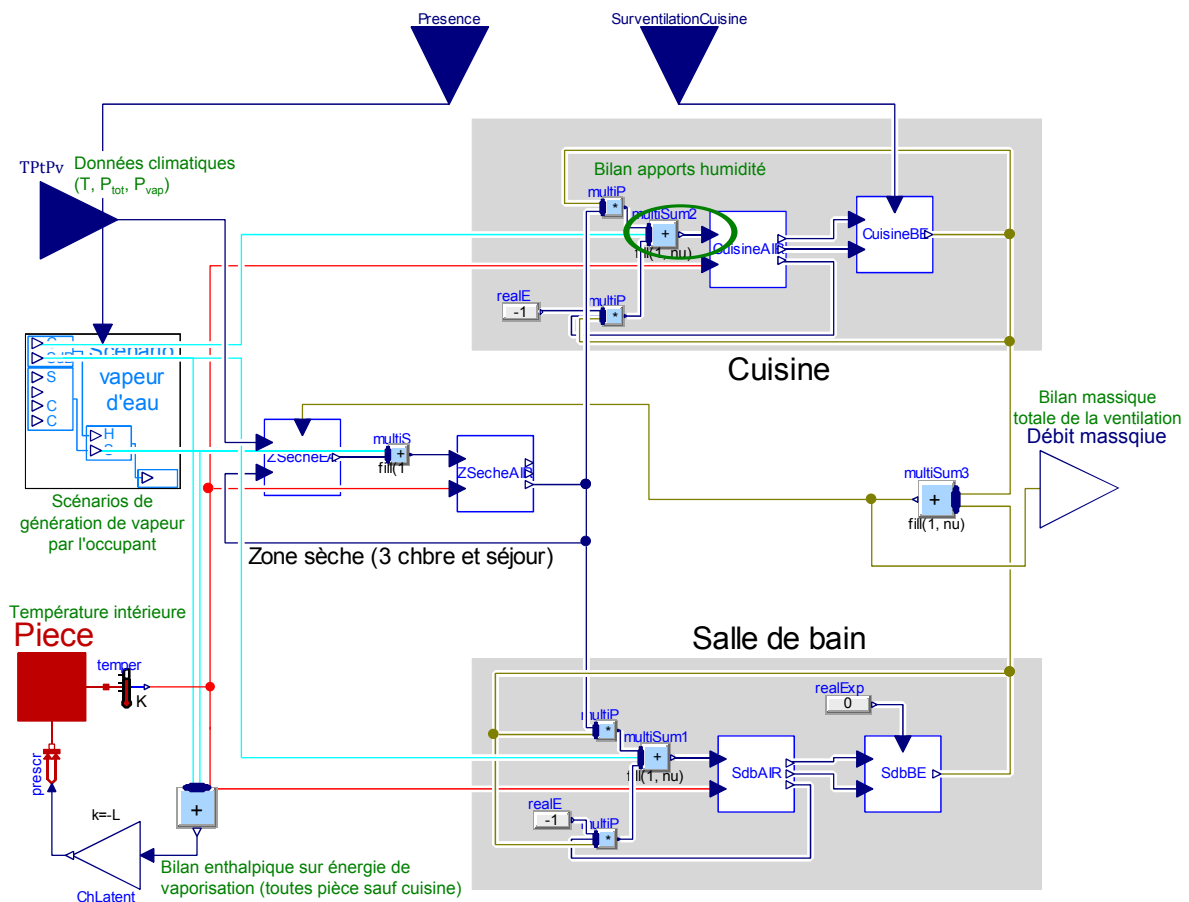


FIGURE E.6 – Assemblage pour la représentation trizonale de la ventilation

Annexe F

Communication IBPSA-USA 2012 : Comparative analysis of air-to-air heat pump models building energy simulation

COMPARATIVE ANALYSIS OF AIR-TO-AIR HEAT PUMP MODELS FOR BUILDING ENERGY SIMULATION

Hubert Blervaque^{1&2}, Pascal Stabat¹, Sila Filfli², Cristian Muresan² and Dominique Marchio¹

¹CEP Mines ParisTech, Paris, France

²EDF R&D - Energy in Buildings and Territories Department, Moret sur Loing, France

ABSTRACT

The decrease of heat demands in the low energy buildings requires to reexamine modeling approaches in the building simulation, particularly the dynamic response of the building and its equipments lead to re-examine modeling rules. From a review of air-to-air heat pump models, three types are compared in order to evaluate the ability of each one to predict the energy consumption and power demands. These air-to-air heat pump models coupled to a single zone building are simulated on Modelica. The aim is to underline the advantages and the drawbacks of the different modeling approaches for dynamic simulation in respect of the different phenomena to represent.

KEYWORDS: *Low energy building, building system performance simulation, dynamic simulation rules, air-to-air heat pump, Modelica*

INTRODUCTION

Modeling of primary and secondary HVAC systems in low energy buildings should pay extra attention to the sizing of facilities causing over-consumption of up to 40% when operating at part load (Bouia, Kaemmerlen, and Filfli 2010), and increasing the number of cycles in one hour caused by the sensitivity of the building to internal and solar gains. A more accurate sizing requires an accurate approach of heating demands of the buildings. If the building envelope simulation tends to adopt sub-hourly dynamic simulation for control study, heating systems are often represented by hourly time step models with a static parameterization. This study aims to observe if the move to sub-hourly time step is necessary to improve HVAC systems modeling and what are the impacts of the interaction between the building envelope and heating systems, especially about the control unit.

A first part presents a short review of heat pump models in order to simulate in a second part three typical models which are representative of the different approaches of the air-to-air heat pump modeling. Based on the simulation results, the last part presents modeling rules for dynamic simulation of heat pump integrated in low

energy buildings in terms of “what type of model for what type of searched phenomenon”.

HEAT PUMP MODELS OVERVIEW

Heat pump models are often categorized depending on the physical approach:

- thermodynamic/physical approach, based on the geometry of the heat pump and general physics laws (heat and mass transfer)
- black box approach, in which empirical correlations determine heat pump performances as a function of the conditions of use (exterior and interior temperatures, power demands, etc.)
- grey box approach, which is at the intersection of the two above-mentioned approaches.

As discussed in the introduction, low energy buildings require a more accurate dynamic modeling. Hence, another classification is used in this state of the art, following the dynamic representation of the system:

Rated performances These models, not suitable for low energy building simulation, calculate the performances of the system for points rated on temperatures and for full-load and steady-state operating. Design oriented heat pump models and labeling certifications are the two subfamilies of the rated performances models.

Quasi-static This approach considers time as a sequence of steady states. During a sequence, the dynamics of the system response must be faster than the dynamics of the disturbances. For instance, hourly time step simulation considers that the operating conditions (like the outside temperature) does not change a lot compared to the heat pump performances during the hourly cycle. The heat demands are averaged on one hour and the performances are adjusted in function of sink temperature and load factor. The behavior of the heat pump is assimilated to steady-state snapshots.

Dynamic These models calculate heat rate and electric power at any instant of the simulation, so that the transient phases and the steady states are both simulated in a closed loop.

Figure 1 represents the measured start and stop operation of an heat pump. This real operation can be simulated considering a semi-static model (Figure 2) or a dynamic model (Figure 3). The superscript *ss* refers to steady state operating (see nomenclature at the end of the paper).

On figure 2, the on/off behavior is equivalent in energy to average operation. It means that the model calculates an equivalent “on” period to respect perfectly the temperature set point.

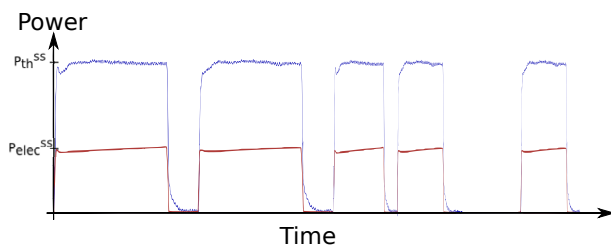


Figure 1: Representation of experimental data of emitted heat and supplied power of a heat pump

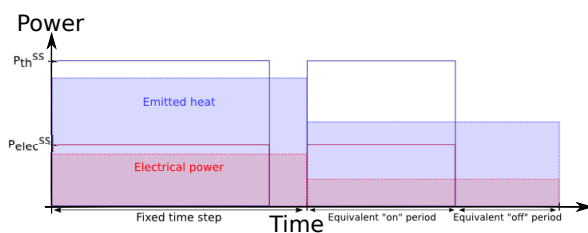


Figure 2: Representation of a semi-static simulation of a heat pump

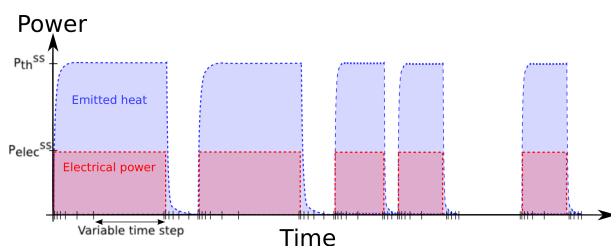


Figure 3: Representation of a dynamic simulation of a heat pump

In this section, an overview firstly shows a short review of heat pump models of the literature organized

depending on the above-presented categorization. Then, models adapted to building simulation and representative of a family according to its dynamic and its complexity are chosen. This aspect will be detailed in the next part.

Short review

The following review aims to present some models from literature organized depending on the kind of dynamic modeling.

Rated performances modeling

Two approaches can be found for the rated performances models:

- models to **design** heat pumps,
- models to ascertain **standards**.

The static physic-based models are used for improving the design of the heat pumps. The laboratory of Oak Ridge (ORNL - Oak Ridge National Laboratory) has been working since the middle of the 70s on such a model (Rice 2011). A very detailed description of the heat pump (hot or cold mode, type of refrigerant, characteristics of overheating, type of heat exchangers and compressor, geometries of the internal and external units, etc.) is required. Some models used for standards make it possible to compare the performances between various products or references by standardization of the tests and of the calculative procedures. For instance, in North America, standard ANSI/AHRI 210/240-2008 defines the conditions of measurement and the method of calculation of the seasonal performance in summer (SEER, Seasonal Energy Efficiency Ratio) and in winter (HSPF, Heating Seasonal Performance Factor). In Europe, the proposal standard prEN 14825:2010 aims at setting up seasonal coefficients of performance: SEER and SCOP (Afjei and Dott 2011).

Quasi-static modeling

By considering the running operation as a sequence of steady states, the quasi-static models make it possible to calculate the performance of the heat pump independently of the state of the system at the last time step. These models are very appropriate to black box or grey box approaches. The approach of this family of model - already used in 1980 in DOE-2 (York and Tucker 1980) - is the determination of the full load rate performances in steady-state that are degraded according to the temperatures of the sources, the needs (cycling and level of load) and the operating conditions of the heat pump (variable speed, frost and defrost phases, etc). Many models propose correlations of degradation according to the phenomena taken into account:

- frosting and defrosting of the evaporator of air-source heat pump (Miller 1982) (Kaygusuz 1994) (Argaud 2001),
- integration of the standby power in the part load rate (Henderson, Parker, and Huang 2000) (Marchio and Filfi 2003),
- cycle losses of single-speed compressor (Parken, Beausoleil, and Kelly 1977) (O'Neal and Katipamula 1991) (Garde 2001),
- cycle losses of variable speed compressor by the rotational frequency of compressor (Rice and Fischer 1984) (Shao, Shi, and Li 2004) or by a correlation connecting partial load factor (PLF) according to the part load rate (PLR) (Marchio and Filfi 2003) (Bory, Dupont, and Riviere 2006).

Dynamic modeling

Two approaches can cohabitate in dynamic models:

- empirical, based on equations with one or several time constants to represent the transient phases,
- physical, based on differential physic laws (heat and mass transfer).

These approaches require the use of a control system similar to a real temperature regulation system. An indoor temperature based control system loop matches the heat demands with the heat supplied by the system, typically indoor temperature to setpoint scenarios.

The **empirical** approach of the transitional stages led to various models with one or several time-constants, in the general form presented on figure 4.

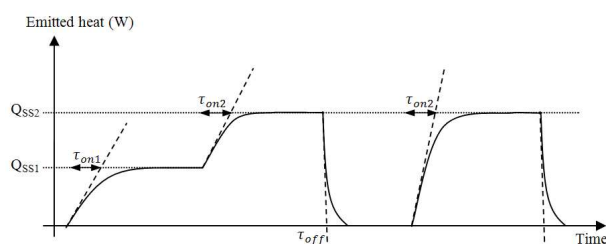


Figure 4: Emitted heat representation of time constant model of a dual-stage heat pump τ_{on1} et τ_{on2} for the start-up at each stage of compression and τ_{off} for the stop of the system

In 1985, Mulroy and Didion (1985) proposed a two-time constants to take into account two components of inertia of the system: the mass of the components (like

the evaporator) and the mass of the refrigerant which does not circulate. Wang and Wu (1990) found values of 2.45 and 0.34 minutes for a model with two-time constants. Goldschmidt and Hart (1980), Rosell, Morgan, and McMullan (1983), Garde (2001) proposed only one time constant to model the transient phase. This approach is validated by Murphy and Goldsmith (1979). Garde (2001) found a time-constant of 2 minutes. Murphy and Goldsmith (1979) found time-constants from 0.32 to 0.47 minutes respectively for heating mode pump and cooling mode. O'Neal and Katipamula (1993) found a time-constant of more than 2 minutes for a heat pump functioning in cooling mode. The electric power is considered without time-constant because its value is equivalent in steady state and transient phases (O'Neal and Katipamula 1991) (Henderson and Rengarajan 1996).

The dynamic **physical** models are based on the equations of the mass, the momentum and energy governing the system. Chi and Didion (1982), Mulroy (1986), MacArthur and Grald (1987), developed extremely precise dynamic models having the disadvantage of a complex parameter setting and long computing times. The components of the system can be modeled separately and then combined to simulate the whole system. For instance, Pettit, Willatzen, and Ploug-Sensen (1998) and Morales-Ruiz et al. (2009) presented results on the simulation of the transient phases of exchangers. Castaing-Lasvignottes and Gibout (2010) developed specific models of compressors. The validated work of Li and Alleyne (2010) about the transient state of the refrigerant during on/off phases could also be cited. The dynamic physical approach is very suitable for object oriented modeling because these research works described above could be modeled in a box in order to simulate a whole heat pump system by combining different component boxes.

Choice of models

From the above-presented state of art, we have determined 3 kinds of approaches to model and simulate:

- empirical (or semi-empirical) quasi-static modeling,
- empirical (or semi empirical) dynamic modeling,
- physical dynamic modeling.

The representative models of each approach were selected for their reliability and the feasibility of their parameterization.

SIMULATION

The three approaches were implemented and simulated in the same modeling environment in order to use the same resolution method for each simulation as we operate for an “ASHRAE 140” test, excepted that the aim is not to validate a model from others ones but to observe their adequacy for low energy building simulation. Modelica was chosen for its adequacy for building simulation, especially for control system (Wetter 2009) and for physical dynamic modeling (Pfafferott and Schmitz 2004). The simulations are achieved in Dymola environment.

General description

A low energy building was modeled considering Paris weather data: temperature and solar flux. The 100 m² monozone single family residence is coupled to an air-to-air heat pump by a control system. The temperature setpoint is fixed at 20°C and the control unit operates to maintain internal air temperature within a +/-0.5°C band. In order to focus the study on the impacts of the dynamic modeling of the heat generator, the air-to-air heat pump was chosen for the absence of associated emission system and was configured in all or nothing functioning. So an on/off heat pump product is sized to fit heating demands of the low energy building. The rated performances at 7°C outside and at 20°C inside are 330 W for electric power and 1380 W for emitted power (COP = 4.2). The physic-based model being the more difficult to configure, the two empirical models were parametrized from this one.

Physical dynamic model

The physical dynamic approach is a complex model initially built to observe transient phases in heat pump design (Barbouchi et al. 2012). It consists of components from the TLK/Ift Library (TIL): two air/refrigerant heat exchangers, a compressor and an expansion valve. They are connected in temperature, pressure and mass flow. A regulator on the expansion valve controls the superheat temperature.

A similar control unit of the empirical dynamic model is used to force the heat pump to operate on on/off, despite its possible multi-speed operating. The input variables are the indoor and outdoor temperatures. The outputs are the emitted heat and the electric consumption (only from the compressor consumption).

From the air-to-air heat pump characteristics of the study of Barbouchi et al. (2012), the temperatures were modified to determine the rated performances and the parameters τ and α used in the two others models.

Figure 5 shows the emitted heat and the electric demands to maintain the interior temperature to the chosen setpoint.

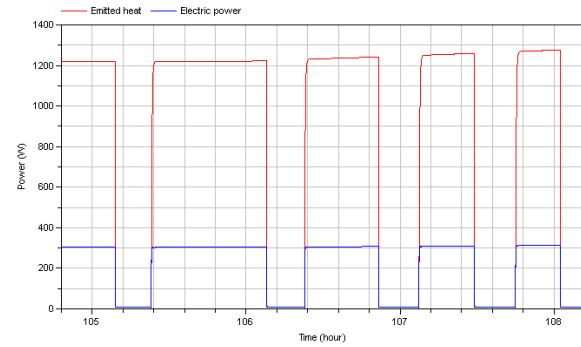


Figure 5: Power demands from a physical dynamic model

Empirical quasi-static model

The representative model of an empirical or semi-empirical quasi-static approach is based on the split air conditioner model of Marchio and Filfi (2003). It uses only three operating points from manufacturer data to determine the performances following the operating temperatures during the simulation.

The part load losses (cycling (1) and stand-by (2)) are based on Henderson, Parker, and Huang (2000) model:

$$PLF_{cycl} = 1 - 4 * \tau * N_{max} * \left(1 - \frac{PLR}{PLF_{cycl}}\right) * \left(1 - \exp\left(-\frac{1}{4 * \tau * N_{max} * \left(1 - \frac{PLR}{PLF_{cycl}}\right)}\right)\right) \quad (1)$$

$$PLF_{sb} = \frac{PLR}{(1 - \alpha) * PLR + \alpha} \quad (2)$$

$$\text{where } PLF = \frac{COP_{operating}}{COP_{rated}} \text{ and } PLR = \frac{\text{Operating load}}{\text{Full load}}.$$

The parameters defined from the physical model are a start-up time constant, τ , of 13 seconds, a maximum cycling rate, N_{max} , of 3 per hour, and a stand-by fraction, α , of 3%.

This quasi-static model must operate for time frame superior at a cycling period. We have typically chosen an hourly time step. The regulation is made via a calculation of hourly needs from an ideal regulation of a fixed temperature at 20°C. The power called to the heat pump is the hourly average power. The figure 6 shows the results of the simulation of the above-presented model.

Empirical dynamic model

The empirical dynamic approach is simulated from a one time constant model. The emitted heat, P_{th} , is cal-

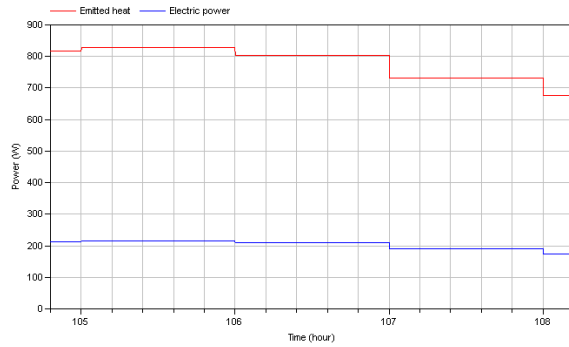


Figure 6: Power demands from an empirical semi-static model

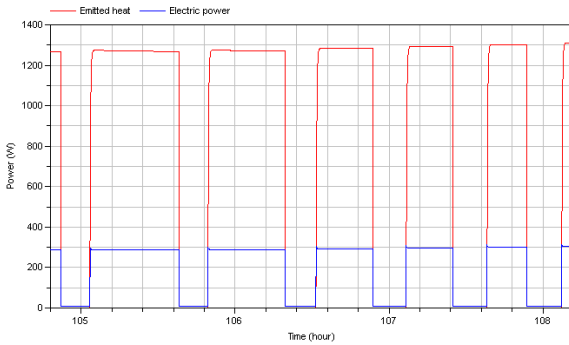


Figure 7: Power demands from an empirical dynamic model

culated from the performances in steady-state in the operating outdoor and indoor temperatures with the same method used for the semi-static model (Marchio and Filfl 2003), P_{th}^{ss} , and multiplied by a exponential expression:

$$P_{th} = P_{th}^{ss} * (1 - \exp(-\frac{t}{\tau})) \quad (3)$$

As seen on the review, the electric power is considered without time constant. Its value is calculated as a function of the operating temperatures by the same way of semi-static model during on period, and is equal to the stand by losses during off period:

$$P_{elec} = \begin{cases} P_{elec}^{ss} & \text{during on period} \\ \alpha * P_{elec}^{rated} & \text{during off period} \end{cases} \quad (4)$$

The control unit imposes the start-up and the stand off of the system so as to maintain internal air temperature within a +/- 0.5°C band around 20°C. These phases are presented on the figure 7.

MODELING RULES FOR LOW ENERGY BUILDING

This part aims to elaborate the strengths and weaknesses of each models on the optic of integration of these air-to-air heat pump models in low energy building simulation. These observations may lead prospective actions to complement and extend the modeling rules defined from this study.

Power demands

On figures 6, 7 and 5 presenting the power demands of each model on the same three hours period of simulation: from 9 AM to midday at the beginning of January. In the case of empirical semi-static, the emitted heat and the corresponding electric power are considered as constant during the period. In the case of both dynamic models, cycling phenomenon can be observed, the decrease of the building heat demands leads to shorter “on” periods, thus more cycling. Both models made it possible to respect the subhourly time frame building simulation because the performances of the heat pump are calculated each time step.

Regulation

The empirical semi-static model need a perfect control unit which determine the hourly average heating demands. The building and the heating system could be simulated individually.

For the both dynamic models, the regulation is made with a closed loop control. At any instant, a control unit verifies if the temperature setpoint is respected and indicates if the heating system has to start. The interaction between the building envelope and the HVAC system needs a simultaneous simulation.

Energy comparison

As we can see on figure 8, the different control systems between semi-static and dynamic models leads to a variation of 4% in heating demands. The figure shows also the different emitted heat energy and corresponding electric consumption during a simulation of a week of January. The computation time is also mentioned.

The average COP of the empirical dynamic model on this simulation week is 4.2. The semi-static model one is 3% up and the physic-based model is 5% down. The typical model for physical approach is very complex and need several iteration resolving loops. The computation time is consequently very high. To allow annual building simulation, the chosen model has to be simplified for instance in limiting the discretization of the heat exchangers or in deleting the superheat temperature control.

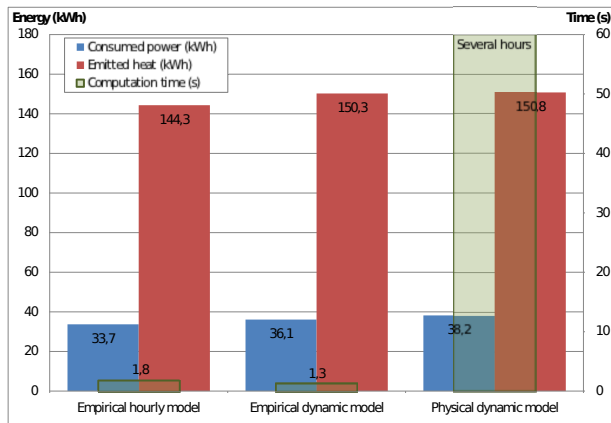


Figure 8: Weekly energy comparison of the three models

Parametrization

Both empirical models are easy to parametrize with limited number of parameters: a minimum of three manufacturer data (including rated one), τ and α . However the determination of the operating performances could be compromised if the system works outside its nominal range defined from the manufacturer data.

Conversely, the physical approach is less limited about these operating points but need an expert parametrization, each component has to be identified:

- the compressor characteristics,
- the geometry of both heat exchangers,
- the refrigerant thermodynamic properties, etc

CONCLUSION AND PERSPECTIVES

Three air-to-air heat pump models representative of different approaches found in the literature were modeled for simulation on Modelica. The results tend to show that the semi-static model is incompatible with close loop control. Conversely a dynamic model makes it possible to have a real time-varying interaction between the building envelope and its heating system. A following study with experimental data will aim to validate if such an approach is necessary to have a good representation of these interaction. The next steps of our work are:

- prospect the influences of the uncertainties. Dymola environment allows Monte Carlo studies in order to evaluate the sensibility of the three models,
- generalize rules for heating systems simulation in low energy buildings from others studies based on the methodology presented in this paper.

ACKNOWLEDGMENT

We thank François Courtot (EDF R&D) for his help on the implementation of the physical model.

REFERENCES

- Afjei, Thomas, and Ralf Dott. 2011. "Heat pump modelling for annual performance, design and new technologies." *12th Conference of International Building Performance Simulation Association*, Sydney.
- ANSI-AHRI210-240-2008. 2008. ANSI/AHRI 210/240-2008 Performance Rating of Unitary Air-Conditioning & Air-Source Heat Pump Equipment.
- Argaud, Thierry. 2001. "Amélioration énergétique des cycles de givrage/dégivrage des PAC air/eau inversables sur plancher chauffant." Ph.D. diss., Ecole des Mines de Paris.
- Barbouchi, Sami, François Courtot, Laura Pierotti, and Julien Taghite. 2012. "Modélisation avec le langage Modelica sous l'environnement de développement Dymola de pompes chaleur, H-E15-2011-02323-FR." Technical Report, EDF R&D Enerbat.
- Bory, Daniela, Maxime Dupont, and Philippe Riviere. 2006, November. "Sizing of room air-conditioners for minimum energy consumption and peak power." *EPIC 2006 AIVC*. Lyon, France. Clé USB.
- Bouia, Hassan, Aurélie Kaemmerlen, and Sila Filfli. 2010. "Verrous liés à la modélisation énergétique des bâtiments à basse consommation (BBC)." Technical Report, EDF R&D Enerbat.
- Castaing-Lasvignottes, J., and S. Gibout. 2010. "Dynamic simulation of reciprocating refrigeration compressors and experimental validation." *International Journal of Refrigeration* 33 (2): 381–389. cited By (since 1996) 1.
- Chi, J., and D. Didion. 1982. "A simulation model of the transient performance of a heat pump." *International Journal of Refrigeration* 5 (3): 176–184. cited By (since 1996) 75.
- Garde, F. 2001. "Validation de codes de simulation thermo-aéraulique du complexe bâtiment/systmes de climatisation. Application à la conception thermique des bâtiments." Ph.D. diss., Habilitation à diriger des recherches, Université de la Réunion.
- Goldschmidt, V.W., and G.H Hart. 1980. "Heat pump system performance: experimental and theoretical results." *ASHRAE Transactions* Vol. 88, Part 1:pp. 479–489.
- Henderson, Hugh I., Danny Parker, and Yu J. Huang. 2000. "Improving DOE-2's RESYS routine: User

- defined functions to provide more accurate part load energy use and humidity predictions.” *2000 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings*. –.
- Henderson, Hugh I., and Kannan Rengarajan. 1996. “A model to predict the latent capacity of air conditioners and heat pumps at part-load conditions with constant fan operation.” *ASHRAE Transactions* 102 (1):266–274.
- Kaygusuz, Kamil. 1994. “Performance of an air-to-air heat pump under frosting and defrosting conditions.” *Applied Energy* 48 (3): 225 – 241.
- Li, Bin, and Andrew G. Alleyne. 2010. “A dynamic model of a vapor compression cycle with shut-down and start-up operations.” *International Journal of Refrigeration* 33 (3): 538 – 552.
- MacArthur, J.M., and E.W. Grald. 1987. “Prediction of cyclic heat pump performance with a fully distributed model and a comparison with experimental data.” *ASHRAE Transactions* Vol. 93, Part 2:pp. 1159–1178.
- Marchio, Dominique, and Sila Filfi. 2003. “SPLIT - Modèle simplifié d’un système Split. Version 1.2.” Technical Report, CONSOCLIM, Centre énergétique et procédés, Ecole des Mines de Paris, p. 20,.
- Miller, W.A. 1982. “Laboratory evaluation of the heating capacity and efficiency of a high-efficiency, air-to-air heat pump with emphasis on frosting/defrosting operation.” Technical Report, Department of Energy, Office of buildings energy research and development. Report ORNL/CON-69, p.109.
- Morales-Ruiz, S.a, J.a Rigola, C.D.a Pérez-Segarra, and O.b Garca-Valladares. 2009. “Numerical analysis of two-phase flow in condensers and evaporators with special emphasis on single-phase/two-phase transition zones.” *Applied Thermal Engineering* 29 (5-6): 1032–1042. cited By (since 1996) 5.
- Mulroy, W.J. 1986. “The effect of short cycling and fan delay on the efficiency of a modified residential heat pump.” *ASHRAE Transactions* Vol. 85, Part 1:pp. 839–849.
- Mulroy, W.J., and D.A. Didion. 1985. “Refrigerant migration in a split-unit air conditioner.” *ASHRAE Transactions* 91 (1A):193–206.
- Murphy, W.E., and V.W. Goldsmith. 1979. “The degradation coefficient of a field tested self-contained 3-ton air conditioner.” *ASHRAE Transactions* 85 (1):pp. 839–849.
- O’Neal, D.L., and S. Katipamula. 1991. “Performance degradation during on-off cycling of single-speed air conditioners and heat pumps: model development and analysis.” *ASHRAE Transactions* Vol. 97 part 2:pp. 316–323.
- O’Neal, D.L., and S. Katipamula. 1993. “Development of nondimensional cycling model for estimating the seasonal performance of air conditioners.” *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* 115 (3): 176–181. cited By (since 1996) 4.
- Parken, W.H., R.W. Beausoleil, and G.E. Kelly. 1977. “Factor affecting the performance of a residential air-to-air heat pump.” *ASHRAE Transactions* Vol. 83, Part 1:pp. 839–849.
- Pettit, N.B.O.L., M. Willatzen, and L. Ploug-Sørensen. 1998. “A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: Simulation and control of an evaporator.” *International Journal of Refrigeration* 21 (5): 404–414. cited By (since 1996) 23.
- Pfafferott, Torge, and Gerhard Schmitz. 2004. “Modelling and transient simulation of CO₂-refrigeration systems with Modelica.” *International Journal of Refrigeration* 27 (1): 42 – 52.
- prEN148252010. 2010. prEN 14825:2010 Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling - Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance.
- Rice, C. Keith. 2011. “Overview of DOE/ORNL heat pump design model and use of web version.” Technical Report, ORNL.
- Rice, C.K., and S.K. Fischer. 1984. “A comparative analysis of single and continuously variable-capacity heat pump concepts.” *Proceedings of the DOE/ORNL Heat pump Conference, December 11-13*.
- Rosell, J., R. Morgan, and J.T. McMullan. 1983. “Performance of heat pumps in service - Comparison of a computer model with a real installation.” *International Journal of Energy Research* 7 (3): 227–240. cited By (since 1996) 0.
- Shao, S., W. Shi, and Chen H. Li, X. 2004. “Performance representation of variable-speed compressor for inverter air conditioners based on experimental data.” *International Journal of Refrigeration* 27 (8): 805–815. cited By (since 1996) 23.
- Wang, Jun, and Yezheng Wu. 1990. “Start-up and shut-down operation in a reciprocating compressor refrigeration system with capillary tubes.” *International Journal of Refrigeration* 13 (3): 187–190. cited By (since 1996) 11.
- Wetter, Michael. 2009. “Modelica-based modelling and simulation to support research and development in



building energy and control systems.” *Journal of Building Performance Simulation* 2 (2): 143–161. Modelica.

York, D.A, and E.F Tucker. 1980. “DOE-2 Reference manual, Part 1, Version 2.1.” Technical Report p. 772, Group WX-4, Program support, Los Alamos Scientific Laboratory.

NOMENCLATURE

<i>SEER</i>	Seasonal Energy Efficiency Ratio
<i>SCOP</i>	Seasonal Coefficient Of Performance
<i>COP</i>	Coefficient Of Performance
<i>PLF_{cycl}</i>	Part load factor due to cycling losses
<i>PLF_{sb}</i>	Part load factor due to stand-by losses
<i>PLR</i>	Part load ratio = $\frac{\text{Operating load}}{\text{Full load}}$
τ	Start-up time constant
α	Stand-by fraction = $\frac{\text{Off-cycle power}}{\text{Rated electric power}}$
P_{th}^{ss}	Steady-state emitted heat
P_{elec}^{ss}	Steady-state electrical power

Annexe G

Communication IBPSA-World 2013 : Impacts of control strategies on light and heavy radiant floors in low energy buildings by Modelica simulation

IMPACTS OF CONTROL STRATEGIES ON LIGHT AND HEAVY RADIANT FLOORS IN LOW ENERGY BUILDINGS BY MODELICA SIMULATION

Hubert Blervaque¹⁻², Sila Filfi¹, Mathieu Schumann¹,
Pascal Stabat² and Dominique Marchio²

¹EDF R&D - Energy in Buildings and Territories Department, Moret-sur-Loing, France

²CES Mines ParisTech, Paris, France

ABSTRACT

The decrease of heat demand in low energy buildings, very sensitive to solar and internal gains, and the development of new HVAC systems call for a reexamination of the usual modeling approaches in building simulation. A focus is brought on an air-to-water heat pump plugged to a radiant heating floor (RHF) by a hydraulic loop installed in a typical low energy dwelling. Using a RADTEST evaluated Modelica slab model, several floor thermal masses under four different control strategies are compared to determine their impact on HVAC system performances.

Keywords: Low energy building simulation, radiant heating/cooling system, thermal mass, control strategy

INTRODUCTION

The share of floor heating has grown up significantly these last decades and they have already been installed in 50% of the European residential stock and near 90% in Korea (Olesen, 2002). Floor heating systems belong to a larger group of secondary HVAC systems, the **radiant systems** which also includes TABS, radiant ceiling heating and others embedded surface heating/cooling systems. These systems are based on the heating or the cooling of a large building surface (walls, ceiling or more commonly floor) by a water loop associated with a primary HVAC system. However some systems are actively heated with electric heating cables embedded in concrete floors (electric radiant floor) or by using air as a medium instead of water (UFAD: Under-Floor Air Distribution).

This study is focused on hydronic radiant heating floors, but most of the conclusions could be applied to every embedded surface heating/cooling systems. In addition to being silent and building integrated, the **radiant heating floor (RHF)** has multiple advantages from a thermal point of view:

- The large part of radiative heat, at least 50% (Crocker and Higgins, 2012), and the thermal mass of this system reduce more than 30% of the annual energy consumption and the peak loads of the primary HVAC system, according to the-

oretical and experimental studies (Stetiu, 1999) (Feustel and Stetiu, 1995). Moreover this system provides a homogeneous heat and a comfortable thermal feeling (Boerstra et al., 2000).

- Operating under low temperatures for heating (supply temperature between 25-35°C) and under high temperature for cooling (between 16-22°C in recent buildings), the radiant systems are low exergy (Hepbasli, 2012) which can be associated with a heat pump providing high performances for these operating temperatures.

However due to their high thermal mass, radiant systems are difficult to be controlled (Sourbron et al., 2009). As heat loads provided by solar gains are mainly received by the floor, and without a predictive controller (Cho and Zaheer-Uddin, 2003), overconsumption and thermal discomfort are frequent. These difficulties of control are even more important when the heat demand of the building decreases, as in **low energy buildings**. As evidenced by Olesen (2001) with standards considerations, the heat emission performance of a RHF in comparison with an ideal emitter is highly influenced by the low heating loads of the building, its thermal mass and its control. Since 2001, the way of installing a RHF has progressed with a better sizing of the different layers (particularly insulation) and with the reduction of thermal bridges. Besides building simulation was considerably refined by introducing **dynamic modeling** that simplifying the entire control closed loop simulation.

This study proposes a precise and dynamic RHF model suitable for low energy buildings simulation, and appropriate to study the impact of four **control strategies** with different **thermal masses** on the RHF performance.

The first part presents an overview of RHF models and determines the most adequate models for low energy building simulation. Then, these models are tested with the RADTEST evaluation method (Achermann and Zweifel, 2003). After the selection of one model, the last part presents the results regarding the effect of thermal mass and control on the RHF behaviour.

RADIANT SYSTEM MODELS OVERVIEW

A radiant heating floor has several contributions in the thermal loads of a building because it represents simultaneously:

- a part of the building envelope contributing to thermal heat losses,
- the main secondary HVAC system that has to maintain the temperature of the room,
- an important component for internal loads calculation, particularly for solar loads that are often considered as directly injected on the floor surface.

Usually, hourly time-step models take into account these three contributions by determining, in two independent steps: firstly the hourly thermal loads (thermal heat losses + internal loads), and secondly the energetic consumption through the performances of the HVAC system. However the solar loads will change the performance of the heat floor and moreover the operation of the RHF will increase the heat losses by the floor. Strand and Pedersen (2002) present the different feedback necessary in EnergyPlus (Crawley et al., 2001) to make the heat demand converge to the heat provided by the RHF by reducing the step-time. In his 2001 review, Zhang (2001) observed that most of the literature models are dedicated for sizing the RHF and do not consider their thermal masses. This kind of model is not appropriate for this study and are not presented here.

Figure 1 presents the convention and the nomenclature used in the review and the description of the Modelica models subject to the RADTEST evaluation method.

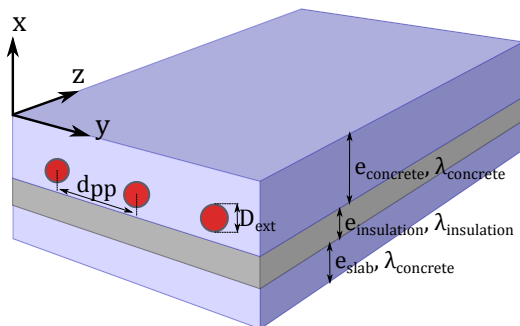


Figure 1: Convention and nomenclature of the radiant heat floor

3D and 2D approaches

The three-dimensions approach makes it possible to represent the RHF without any hypothesis about the geometry: uniformity of temperature between pipes, temperature decrease along the pipe and also impacts of the bending. This approach is extremely detailed and could be made with a Computational Fluid Dynamics (CFD) software. However this method is not adequate for building simulation because it is non generic and, mainly, takes a long time to be parameterized and to be solved.

CFD could be limited to the (x,y) plane to solve in details the heat balance around the pipe and determine the temperature field on the transverse plan of the pipes. As presented below in the 1D approach, a simple and user-friendly tool as THERM (Finlayson et al., 1998) could be used as preprocessor for radiant systems model. Laouadi (2004) proposes to combine a one-dimensional numerical model already used in energy simulation software with a two-dimensional analytic model. This method makes possible, for instance, to determine the minimum and maximum ceiling/floor temperatures required for moisture condensation. In using the symmetries between pipes, some models propose to add parallel thermal nodes on either side of the water loop thermal active node. Finally a coarse 2D approach could be operated as in Flach-Malaspina (2004) or in the energy simulation software TRNSYS from the works on RHF of Fort (1989) or in SIMBAD (Husaunndee et al., 1997).

1D approach

The one-dimensional approach is the most frequently used in building simulation. It determines the evolution of temperatures and of heat losses along the vertical axis. Most of them are based on multilayer models based on an electric analogy. The addition of some contributions corrects some hypothesis of the 1D approach:

z-axis Like any heat exchanger, whereas the temperature along the pipe decreases, the floor is heated up. Zhang (2001) suggests to use the log mean temperature difference (given in Equation 1) to take into account this temperature heterogeneity along the pipe in order to run a three-nodes model.

$$LMTD = \frac{(T_i - T_{conc}) - (T_o - T_{conc})}{\ln\left(\frac{T_i - T_{conc}}{T_o - T_{conc}}\right)} \quad (1)$$

To also represent the temperature decrease of the layer, it is possible to discretize the RHF as presented in Figure 2.

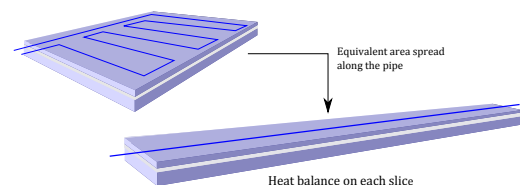


Figure 2: Discretization along z-axis

For each segment, a heat balance is achieved on the water in the pipe and two multilayers elements (resistive and capacitive), representing the upper concrete layer and the lower layers of the floor (insulation and concrete slab). These elements are respectively connected to the inside and outside thermal node.

(x,y) plane To take into account the heterogeneity on the (x,y) plane, Moore (2008) uses THERM

(presented above) to determine the equivalent thermal conductivity of the concrete from the pipe to the surface floor. Jin et al. (2010a) suggest two empirical equations depending on the value of the thermal conductivity of the pipe (plastic or metal). For instance, when $\lambda_{pipe} < 2W/m.K$ the equivalent conductivity of the concrete is given by Equation 2:

$$\lambda_{eq} = 8,54 \times \ln(2,0335 + \lambda_{pipe}) \times (1,1596 + \lambda_{concrete})(1,3219 + A_r)^{-1,4264} \quad (2)$$

$$\text{with } A_r = \frac{4d_{pp}}{\pi D_{ext}}$$

Modelica library

Modelica-based modeling and simulation is suitable to support research and development in building energy and control systems (Wetter, 2006). That is the reason why this language was chosen for this study. Two Modelica RHF models are briefly presented.

Modelica EnerBaT library RHF

The EDF R&D Energy in Buildings and Territories Department (EnerBaT) has developed a RHF model based on parametric studies found in the literature. It is a 1D multilayer model taking into account the temperature decrease along z-axis with a discretization along the pipe (see Figure 2). From the study of Sattari and Farhanieh (2006), the temperature heterogeneity on the (x,y) plane could be negligible. Therefore this aspect is not taken into account as for the effect of the water velocity on the pipe heat transfer (Jin et al., 2010b). From the model description on a RHF model in CLIM2000 (Rongere et al., 1989) experimentally validated by Delille et al. (1998), the model is not very sensitive to the representation of the transfer from the water to the concrete. It is considered as one thermal resistance: $\frac{e_{pipe} n_{seg}}{2\pi \lambda_{pipe} D_{ext} L_{pipe}}$.

Modelica Buildings library slab

Since the version 1.2 Build1 (August 2012), a generic radiant slab is incorporated in the Modelica *Buildings* library developed by LBNL (Wetter, 2009). As the previous presented model, the model is adequate to represent radiant heating/cooling floors, ceilings or walls with a water loop. It is also possible to represent UFAD (Under Floor Air Distribution) in changing the fluid flowing in the pipe. In case of RHF, the model is structurally similar to the previous: 1D multilayer model discretized along the pipe but the thermal resistance between water thermal capacities and the multilayer elements is more precise:

- a first model takes into account the liquid side heat transfer coefficient,
- then conductivity through the pipe is evaluated with $\frac{2\pi \lambda_{pipe} L_{pipe}}{n_{seg} \log(D_{ext}/D_{int})}$,

- a last model determines an equivalent resistance, given in Equation 3 to take into account the heterogeneous temperature in the (x,y) plane:

$$R_{eq} = \frac{d_{pp}}{2\pi \lambda_{concrete}} \times \left[\log\left(\frac{d_{pp}}{\pi D_{ext}}\right) + \sum_{i=1}^{100} \left(\frac{\beta - 2\pi i}{\beta + 2\pi i} \times \frac{\exp(-4\pi i \frac{d_{pp}}{D_{ext}})}{i} \right) \right] \quad (3)$$

$$\text{with } \beta = \frac{\lambda_{isolation}}{e_{isolation}} \times \frac{d_{pp}}{\lambda_{concrete}}.$$

RADTEST EVALUATION

The RADTEST (Radiant Heating and Cooling Test) evaluation is a numerical benchmark to test software ability to accurately model radiant heating and cooling system (Achermann and Zweifel, 2003). The RADTEST contains 14 runs from the ENVELOPE BESTEST (Judkoff and Neymark, 1995) case 800, to case 2810 modeling a real case with a detailed water loop model.

This benchmark test is used to evaluate the two Modelica models of RHF described above in comparison with provided results from the most common energy building simulation tools.

Solar gains, radiative and convective heat transfers

The modeling of solar gains and radiative and convective heat transfers is significant in the modeling of RHF, following the description of the chosen modeling. Both models received directly all the solar gains on the upper layer of the concrete. The surface heat port (temperature and heat flow connector) is also connected to the room model by two models determining respectively the convective and radiative heat transfers.

RADTEST results

The RADTEST is based on case 800 BESTEST evaluation, that uses a Modelica room model developed at EDF-EnerBaT. Cases 1800 to case 1890 were tested and validated with the Modelica EnerBaT library (room air + RHF models) and the radiative and convective models presented above using Dymola (Dym). The results are presented in Figure 3. The case 800 has different orders of magnitude, this is why the graphs are multiplied or divided by a coefficient indicated between brackets beside the number of the case 800. Due to limitations, certain tools do not permit the simulation of some cases, this is why some zeros are found in the RADTEST chart.

Both Modelica models have a detailed water loop and are able to be tested to 2800 cases (number 2800 and 2810). Figure 3 shows both models are validated for heating and cooling and use in this study.

The discretization method along z-axis needs an infinite number of segments to represent exactly the temperature decrease along the tube. A parametric study is

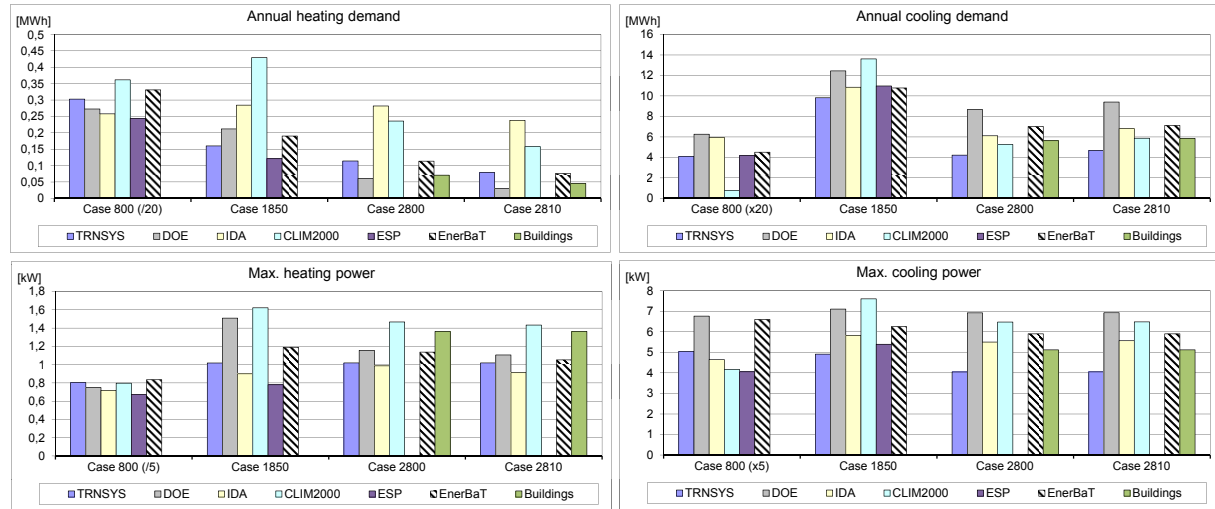


Figure 3: RADTEST evaluation

carried out to determine the value of n_{seg} which leads to the best compromise between reliability and computing time. Figure 4 shows the annual heating and cooling consumption, simulated for a number of segments ranging from 2 to 30. The dotted lines represent the $\pm 2\%$ interval around $n_{seg} = 30$ case. For $n_{seg} > 10$, the value of the consumption quickly becomes asymptotical, but the graph on the right shows how strongly the computing time increases with the number of segments. For this study, the number of segments is therefore chosen to be 10.

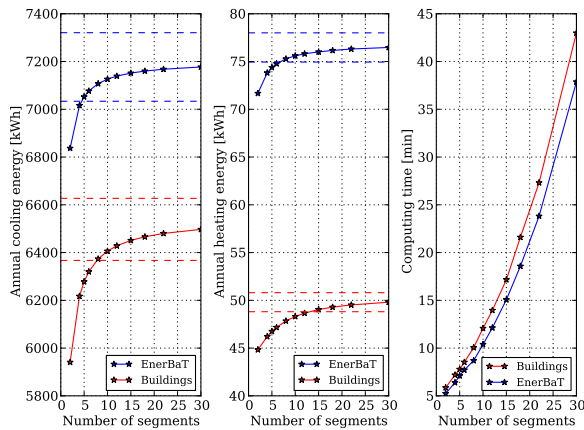


Figure 4: Determination of the optimal number of segments along z-axis

THERMAL MASS / CONTROL EFFECTS

Following the RADTEST evaluation, the Modelica *Buildings* slab model is chosen for the rest of this study as it is considered to be more complete and needs as much computing time as the EnerBaT model. The study uses a complete assembly of a typical low energy dwelling with detailed HVAC system composed of an air-to-water heat pump plugged to a radiant floor heating (RFH) by a hydraulic loop to provide only the heating. A particular attention is given to the implementation of different control strategies.

Building-system description

The building is a 90 m^2 monozone house based on the BESTEST case 800 room air model. Ventilation losses and internal gain scenario (body radiation, specific loads and lighting) are added. The floor is separated from the building in order to simplify its modeling and its connection with the HVAC system. Climatic data comes from Meteonorm (Met) for the town of Trappes near Paris, France. As presented in Figure 5, the HVAC system is composed of three parts:

- **Primary HVAC system:** A high efficiency air-to-water heat pump (2500 W and COP = 4.2) is connected to a 50 L buffer water tank. The heat pump model is based on the empirical dynamic model presented in (Blervaque et al., 2012). The tank is modeled by two variable volume zones with piston effect between cold and hot water zones. The tank is located in the conditioned room and the heat losses are affected to the monozone building. The heat pump has an on/off operation depending on tank outlet temperature with respect to setpoint that varies with the outdoor temperature. This outdoor temperature control (OTC) is defined in Table 1.

Outdoor ($^{\circ}C$)	-20	-7	10	25
Water loop ($^{\circ}C$)	35	30	25	25

Table 1: Outdoor temperature control (OTC)

The heat pump is switched off during summer from mid-April to mid-October.

- **Indoor air temperature control:** A scenario indicates the indoor air temperature setpoint: 20 $^{\circ}C$ if present, 16 $^{\circ}C$ otherwise. The control is achieved with a proportional band from 0 to 1 for $\pm 0.3^{\circ}C$ the temperature setpoint. This value operates a control on the water loop by varying a three way valve to change the mass flow rate or the temperature at the slab inlet. For the flow rate control, the temperature is given by the OTC and the flow rate varies between 0 and 0.12 kg/s. For the temperature control, the flow rate in

the slab is fixed at 0.12 kg/s and the temperature is the average between the primary water loop and the slab outlet temperature, weighted by the proportional band. A discomfort model is integrated to quantify the non-respect of the temperature setpoint in terms of °C.h.

- **Secondary HVAC system:** The secondary HVAC system is the Modelica *Buildings* slab model. The composition of the slab is presented in Table 2 from inside to outside layers as presented in Figure 1.

Layers	e [m]	λ [W/m.K]	C_p [J/m ³ .K]	ρ [kg/m ³]
Upper	e_{conc}	1.75	920	2300
Insulating	0.15	0.03	1200	35
Lower	0.25	1.75	920	2300

Table 2: Layers of the slab

The value of e_{conc} is modified according to the thermal mass.

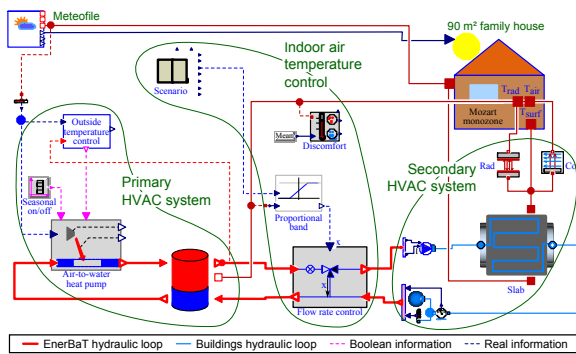


Figure 5: Modelica assembly of the case study

Results

A cross parametric study is carried out by varying slab thermal mass and control strategy: the concrete thickness varies between 0.05 and 0.09 m and the 5 control strategies are described below.

OTC Strategy without indoor air control, the water loop temperature respects the rule fixed at the primary HVAC system (Table 1).

Flow rate The water loop temperature is fixed at 35°C and the indoor air temperature is controlled by varying the water flow rate in the slab.

Temperature The water loop temperature is fixed at 35°C and the indoor air temperature is controlled in varying the water temperature at the slab inlet.

OTC & Flow rate The water loop temperature respects the OTC and the indoor air temperature is controlled by varying the flow rate in the slab.

OTC & Temperature The water loop temperature respects the OTC and the indoor air temperature is controlled by varying the water temperature at the slab inlet.

The OTC is defined to respect the indoor temperature setpoint for the coldest day of the year. For weak isolated houses, the heat demand varies almost linearly

with the decrease of temperature. Here, OTC case study presents very bad results: high energy consumption and discomfort. This is due to the fact that low energy buildings are strongly depending on solar and internal gains. Load variation can not be considered as linear. OTC strategy is not adequate and consequently it is not presented in the following of the study.

In a **Reference case**, the RHF and the control strategy are bypassed. The thermal power provided by the heat pump is directly injected to the indoor air (only convective heat flow). The thickness of the upper concrete layer is 7 cm and the heat pump operation is given by on/off control (+/-0.5°C around the indoor air setpoint). The HP inlet water temperature is fixed at 25°C. The annual heat energy provided for this reference case is 884 kWh, for an electric consumption of 249 kWh. The annual results presented on Figure 6 and Figure 7 are normalized depending on this reference case. The continuous lines are for left-side axis and the dotted lines for right-side axis.

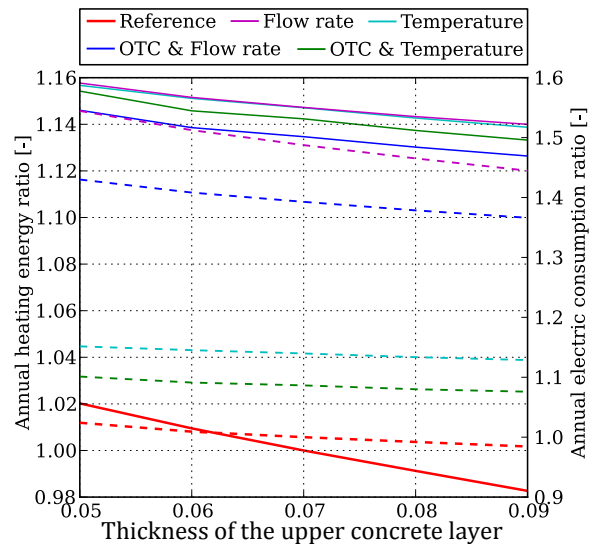


Figure 6: Comparison of the annual heating energy

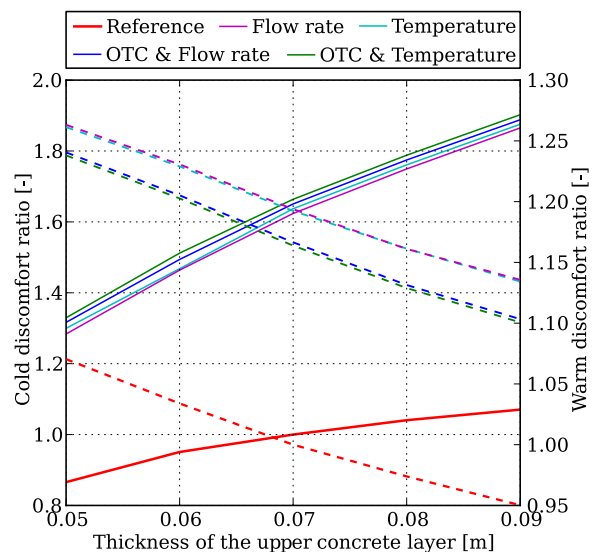


Figure 7: Comparison of the annual discomfort

On Figure 6, the red continuous line shows that in the reference case the annual heating demand slightly decreases with thermal mass increase. Indeed, the rise of the thickness of the upper layer increases the overall insulation of the floor and, mainly, increases the capacity of the upper layer to store heat of solar gains.

Normalized annual heating demand varies between 1.13 and 1.16 so the use of a slab increases on average the annual heating demands of 14% compared to the reference case (unreal case, no heat transmitter).

As shown by the dotted lines, the control strategies with the lowest heating loads are not the ones having the lowest annual electric consumption. Indeed, the two OTC strategies (*OTC & Flow rate* and *OTC & Temperature*) and the *Temperature* control strategy reduce the water temperature at the heat pump inlet, which reduces the entropy difference with the outdoor and considerably improves the COP of the heat pump. The *Temperature* control also decreases flow rate at the tank outlet, which divided by 2 the annual number of cycles of the heat pump compared with *Flow rate* strategy. Therefore the performances are better.

To conclude on Figure 6, the choice of the control strategy has more impact than the thermal mass of the HVAC system on annual electric consumption. As a result, we showed that the control modeling can no longer be considered as negligible in the simulation of low energy buildings.

On the Figure 7, the continuous lines show that the use of a RHF multiplies by 1.6 the cold discomfort (when the indoor air temperature is less than 19°C during presence periods). It is a consequence of the

delay to heat the floor. This discomfort increases with the thickness of the upper layer. In order to reduce this discomfort, the control has to be modified by shifting the presence scenario to anticipate the delay. In this case, the choice of the control strategy has a limited effect.

The dotted lines show that the warm discomfort decreases with increasing the floor thermal mass because solar gains are spread over time. The OTC control coupled with an indoor air control (*OTC & Flow rate* or *OTC & Temperature*) reduces this discomfort because the water loop temperature is adjusted for the low heat demands in mid-seasons.

The Figure 8 shows the temporal results of a one week simulation during February. The top graph presents the room air temperature between a light (green line) and a heavy (red line) RHF under the same control strategy: *OTC & Flow rate*. The black line is the temperature setpoint: 16°C unoccupancy set-back and 20°C during occupancy.

During cold period the thermal mass of the floor almost maintains the temperature at the setpoint (20°C). Furthermore the heavy RHF ($e = 0.09 \text{ m}$) reduces the temperature increase due to solar gains, that explains why the annual warm discomfort is reduced when thermal mass is high. This principle could be reinforced with geo-cooling or free-cooling to decrease the floor temperature during night in order to limit the warm discomfort in summer.

The second graph presents, on the same period, the emitted heat provided by the heat pump to the water loop. The on/off heat pump keeps cycling during

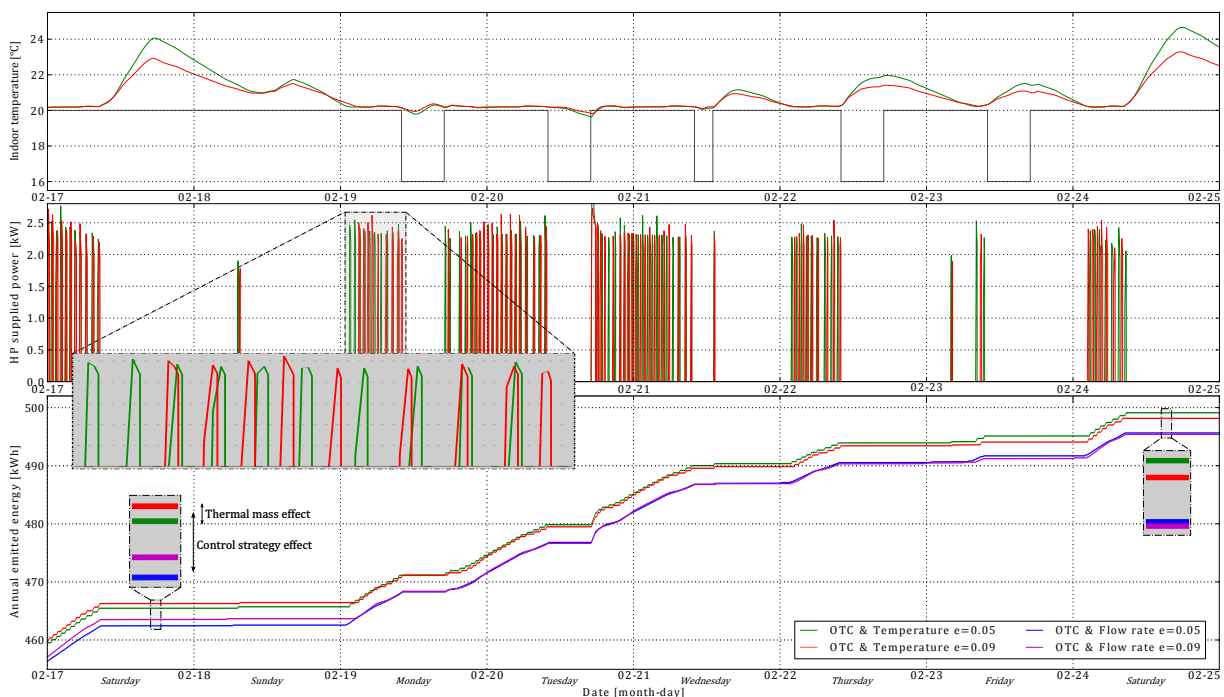


Figure 8: Dynamic simulation results during February

operating periods. Sometimes, the heat pump is in operation while the temperature has already reached the setpoint, it is due to the buffer tank heat losses and the change of the water loop temperature target from the OTC. The thermal mass reduces the power to be provided after sunny days: for instance, at February, 19th (see zoom grey box), there is 9 operating period for $e = 0.09 \text{ m}$ case and 10 cycles for $e = 0.05 \text{ m}$.

This point is confirmed with the last graph presenting the cumulative emitted energy along the year. Another control strategy for two thermal masses is added on the graph (blue and magenta). More remarkable, at the beginning of the period, systems with light thermal mass (green and blue) seem to be more efficient but finally at the end of the period, the ones with heavy thermal mass (red and magenta) have lower heat demand. Still, this difference between two thermal masses is very low in comparison with the control strategy.

CONCLUSION

The study establishes a certain number of impacts on a radiant heating floor system due to thermal mass and control strategy.

- **Thermal mass:** Light RHF reduces the heating delay of the heat emitter compared to a heavy one. On the other side, the growth of the thermal mass spreads the solar gains over time, which reduces annual heat demand and limits warm discomfort in mid-seasons.

- **Control strategy:** Contrary to the water *Temperature* control, the water *Flow rate* control decreases the heat demand but deteriorates the COP. Adding an outdoor temperature control of the indoor temperature control slightly decreases the heat demand and highly improves the COP. Furthermore, it limits the warm discomfort in mid-seasons.

So the main conclusion concerning thermal mass and control strategy is that the best method is to use a heavy radiant floor with both *OTC* and *Temperature* controls in case of low energy buildings.

The study also established important considerations regarding the modeling of the low energy buildings:

- **Internal and solar gains:** Control strategy without indoor air control shows that the solar gains and in a lower extent the internal gain have a significant effect on the heat demand.

- **RADTEST evaluation benchmark:** It makes it possible to evaluate the model but with a large gap between the reference simulation software results. It is hard to estimate the fidelity of RHF models because dynamic experimental data are difficult to be found.

- **Control modeling:** The main result of this paper is the major effect of the control modeling on the HVAC system consumption and on the thermal discomfort.

- **Dynamic simulation:** Required for the modeling of control strategy, the dynamic simulation and physically-based load models reduce simulation prob-

lems with embedded HVAC components. Radiant surface systems or phase change material are simultaneously a part of the building envelope contributing to the heat demand and to the temperature control.

The decrease of heat demand in low energy buildings and the development of new HVAC equipment require a reexamination of the usual modeling approaches in building simulation, in particular by dynamic simulation and control modeling.

This study has identified how to model a HVAC system including a radiant heating floor and what are their advantages (low temperature, radiative warm, etc.) and the drawbacks (slow response, warm discomfort in mid-seasons). Further investigations on radiant heating floor should be undertaken to limit the discomfort problems in low energy buildings by using predictive control solutions for example.

NOTATIONS

λ_x	Thermal capacity of the layer x
ρ_x	Density of the layer x
Cp_x	Heat capacity of the layer x
D_{ext}	Pipe exterior diameter
d_{pp}	Distance between pipes
e_x	Thickness of the layer x
L_{pipe}	Length of the pipe
n_{seg}	Number of segments in discretization
T_i	Water inlet temperature
T_o	Water outlet temperature
T_{conc}	Temperature of the upper concrete layer
COP	Coefficient of performance
HP	Heat pump
HVAC	Heating, Ventilation, and Air Conditioning
OTC	Outdoor temperature control, see Table 1
RHF	Radiant heating floor
TABS	Thermally Activated Building Systems

REFERENCES

- Dymola, [online], available: <http://www.3ds.com>.
- Metonorm, [online], available: <http://meteonorm.com/>.
- Achermann, M. and Zweifel, G. 2003. Radtest-radiant heating and cooling test cases, a report of task 22, subtask c. *International Energy Agency*.
- Blervaque, H., Stabat, P., Filfli, S., Muresan, C., and Marchio, D. 2012. Comparative analysis of air-to-air heat pump models for buildings energy simulation. In *Simbuild 2012 IBPSA-USA Conference*.
- Boerstra, A., Opt Veld, P., and Eijndems, H. 2000. The health, safety and comfort advantages of low temperature heating systems: a literature review. In *Proceedings, Healthy Building*.
- Cho, S. and Zaheer-Uddin, M. 2003. Predictive control of intermittently operated radiant floor heat-

- ing systems. *Energy Conversion and Management*, 44(8):1333 – 1342.
- Crawley, D., Lawrie, L., Winkelmann, F., Buhl, W., Huang, Y., Pedersen, C., Strand, R., Liesen, R., Fisher, D., Witte, M., et al. 2001. Energyplus: creating a new-generation building energy simulation program. *Energy and Buildings*, 33(4):319–331.
- Crocker, C. and Higgins, J. 2012. Radiant heating & cooling systems: a theoretical discussion, literature review. Master's thesis, Sustainable Building Science Program, University of British Columbia.
- Delille, S., Girault, P., and G., G. 1998. Validation expérimentale d'un plancher chauffant à eau (séquences expérimentales dans les cellules ETNA en mode chaud et froid). Technical report, Note EDF/HE-14/98/027.
- Feustel, H. E. and Stetiu, C. 1995. Hydronic radiant cooling preliminary assessment. *Energy and Buildings*, 22(3):193 – 205.
- Finlayson, E., Mitchell, R., Arasteh, D., Huizenga, C., and Curcija, D. 1998. Therm 2.0: Program description. a pc program for analyzing the two-dimensional heat transfer through building products. *Lawrence Berkeley National Laboratory, LBL-37371 Rev, 2*.
- Flach-Malaspina, N. 2004. *Conception globale d'une pompe chaleur air/eau inversable puissance variable pour le secteur résidentiel*. PhD thesis, Mines ParisTech.
- Fort, K. 1989. *Dynamisches Verhalten von Fussbodenheizungen*. PhD thesis, Diss. Techn. Wiss. ETH Zürich, Nr. 8893, 1989. Ref.: P. Suter; Korref.: M. Steiner.
- Hepbasli, A. 2012. Low exergy (lowex) heating and cooling systems for sustainable buildings and societies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(1):73 – 104.
- Husaunndee, A., Lahrech, R., Vaezi-Nejad, H., and Visier, J. 1997. Simbad: A simulation toolbox for the design and test of hvac control systems. In *Proceedings of the 5th international IBPSA conference*, volume 2, pages 269–276.
- Jin, X., Zhang, X., and Luo, Y. 2010a. A calculation method for the floor surface temperature in radiant floor system. *Energy and Buildings*, 42(10):1753 – 1758.
- Jin, X., Zhang, X., Luo, Y., and Cao, R. 2010b. Numerical simulation of radiant floor cooling system: The effects of thermal resistance of pipe and water velocity on the performance. *Building and Environment*, 45(11):2545 – 2552.
- Judkoff, R. and Neymark, J. 1995. International energy agency building energy simulation test (bestest) and diagnostic method. Technical report, National Renewable Energy Lab., Golden, CO (US).
- Laouadi, A. 2004. Development of a radiant heating and cooling model for building energy simulation software. *Building and Environment*, 39(4):421 – 431.
- Moore, T. 2008. Simulation of radiant cooling performance with evaporative cooling sources. Summary report, Center for the Built Environment (CBE), University of California, Berkeley. Use of THERM for IES VE.
- Olesen, B. 2001. Control of floor heating and cooling systems. In *Clima 2000 / Napoli 2001 World Congress Napoli, Italy*.
- Olesen, B. 2002. Radiant floor heating in theory and practice. *ASHRAE Journal*, 44(7):19–26.
- Rongere, F., Bonneau, D., Covallet, D., and Gautier, B. 1989. Clim 2000 : un logiciel modulaire pour l'élaboration de modèles thermiques pour l'habitat. *Revue Générale de thermique*, 28(335-336):644–649.
- Sattari, S. and Farhanieh, B. 2006. A parametric study on radiant floor heating system performance. *Renewable Energy*, 31(10):1617 – 1626. Radiation est le phnomne de transfert prpondrant Design : peu de tube et surface la pplus radiative possible.
- Sourbron, M., Herdt, R. D., Reet, T. V., Passel, W. V., Baelmans, M., and Helsen, L. 2009. Efficiently produced heat and cold is squandered by inappropriate control strategies: A case study. *Energy and Buildings*, 41(10):1091 – 1098.
- Stetiu, C. 1999. Energy and peak power savings potential of radiant cooling systems in us commercial buildings. *Energy and Buildings*, 30(2):127 – 138.
- Strand, R. and Pedersen, C. 2002. Modeling radiant systems in an integrated heat balance based energy simulation program. *ASHRAE transactions*, 108(2):979–987.
- Wetter, M. 2006. Multizone building model for thermal building simulation in modelica. In *Submitted to: Modelica conference 2006*.
- Wetter, M. 2009. Modelica-based modelling and simulation to support research and development in building energy and control systems. *Journal of Building Performance Simulation*, 2(2):143–161. Modelica.
- Zhang, Z. L. 2001. *Temperature control strategies for radiant floor heating systems*. PhD thesis, Concordia University.

Liste des tableaux

1.1	Résultats de simulation entre l'approche « classique » et une modélisation en boucle fermée du bâtiment et de son système énergétique	19
1.2	Typologie des systèmes énergétiques adaptés aux maisons individuelles BBC : recensement des combinaisons génération/émission de chaleur, production d'ECS et ventilation	24
1.3	Typologie des systèmes énergétiques adaptés aux bâtiments de bureaux BBC : couple générateur/émetteur et inertie	27
1.4	Typologie des systèmes énergétiques adaptés aux bâtiments de bureaux BBC : combinaisons entre génération et émission de chaleur, production d'ECS et ventilation	28
2.1	Synthèse des points d'injection des apports solaires et du chauffage	49
2.2	Énergie de chauffage consommée pour les différents cas étudiés	51
2.3	Coefficients de base pour la chaudière modulante	56
2.4	Différentes approches de modélisation mise en œuvre	68
3.1	Détermination de la température minimale de base	99
3.2	Synthèse des conditions de simulations des méthodes de dimensionnement	102
3.3	Résultats des simulations annuelles avec convecteur électrique dimensionné de quatre façons différentes	105
3.4	Impacts de la régulation de l'émetteur et du générateur	114
3.5	Paramétrage du modèle générique à partir des bouquets énergétiques	118
3.6	Comparaison des résultats de simulation entre le modèle générique et les modèles des bouquets	118
3.7	Intervalles d'études des paramètres observés par la méthode de Morris	119
A.1	Scénarios de test (variations sinusoïdales des débits entrants	139
A.2	Évolution de l'inertie thermique en fonction de la puissance et du type de radiateur	143
D.1	Caractéristiques des parois	155
D.2	Tableau du scénario d'occupation	156
E.1	Synthèse du niveau de génération de vapeur dans une maison individuelle	161

Table des figures

1.1	Evolution de la consommation énergétique aux Etats-Unis (Source EIA)	4
1.2	Répartition par usage des consommations des résidences principales (d'après résultats de sondages réalisés par le CEREN [2013])	5
1.3	Accroissement du nombre de publications relatives aux BBC (d'après Google Scholar)	6
1.4	Répartition par usage des consommations des résidences principales [d'après données de Persson, 2014]	8
1.5	Apports internes positifs et négatifs d'une habitation [d'après Ebel, 2009]	9
1.6	Monotone réduite du besoin de chauffage suivant le nombre d'heures de fonctionnement [d'après Greslou <i>et al.</i> , 2013]	10
1.7	Historique des environnements de simulation énergétique des bâtiments [d'après Clarke, 2001]	14
1.8	Modélisation séquentielle pour résolution explicite à pas de temps fixe (classiquement horaire) [d'après ASHRAE, 2009]	14
1.9	Modélisation par système d'équations pour résolution implicite à pas de temps variable	15
1.10	Écart de l'estimation de la consommation entre l'approche « classique » et une modélisation en boucle fermée du bâtiment et de son système énergétique	18
1.11	Augmentation des effets de pointe de la puissance maximale appelée dans les BBC	20
1.12	Évolution de l'erreur d'un modèle en fonction de sa complexité [d'après Trčka, 2008]	21
2.1	Composition du modèle de la maison individuelle sous Dymola	33
2.2	Modèle de maille d'une paroi - Représentation équivalente entre Interface graphique Modelica / Analogie Électrique / Code Modelica basé sur un système d'équations	34
2.3	Représentation quasi-statique de données expérimentales	36
2.4	PLF_{cycle} , PLF_{sb} et PLF en fonction du taux de charge $\overline{PLR}$	38
2.5	Représentation dynamique de données expérimentales	38
2.6	Détermination de la constante de temps par la méthode des moindres carrés	40
2.7	Résultats annuels comparatifs entre les 3 approches de modélisation	41
2.8	Comparaison des résultats dynamiques des 3 approches de modélisation (haut : température intérieure pour les 3 approches, puis a), b) et c) : chaleur fournie et puissance appelée pour chacune des approches	43
2.9	Conventions et nomenclature du plancher chauffant	45
2.10	Discretisation du plancher "développé linéairement" selon l'axe z	46
2.11	Résultats de l'évaluation RADTEST	48
2.12	Détermination du nombre d'éléments de discretisation suivant l'axe z pour les modèles <i>BuildSysPro</i> et <i>Buildings</i> (cas 2810 du RADTEST)	49
2.13	Diagrammes de Sankey dans un bâtiment BBC	50
2.14	Diagrammes de Sankey illustrant les différents modèles de plancher chauffant dans un bâtiment existant (puissance moyenne sur les journées du 27 et 28 novembre)	50
2.15	Diagramme des flux d'énergie d'une chaudière à condensation [d'après Kemna <i>et al.</i> , 2007]	53
2.16	Cycle de fonctionnement d'une chaudière [Kemna <i>et al.</i> , 2007]	54
2.17	Évolution du rendement en régime transitoire donné par [Cockroft <i>et al.</i> , 2007]	55
2.18	Évolution du rendement en régime permanent donné par [Haller <i>et al.</i> , 2011b]	56
2.19	Présentation du calcul de rendement dans le code de calcul de la RT2012	57
2.20	Méthode de détermination du rendement en régime permanent	59

TABLE DES FIGURES

2.21	Comparaison du modèle avec les données expérimentales de Makaïre et Ngendakumana [2010], série 1	61
2.22	Comparaison du modèle avec les données expérimentales de Makaïre et Ngendakumana [2010], série 2	62
2.23	Comparaison du modèle avec les données expérimentales de Haller <i>et al.</i> [2011b]	62
2.24	Évolution de la consommation électrique d'une chaudière à condensation entre approches horaire ou dynamique	64
2.25	Évolution de la puissance totale appelée (gaz+électricité) d'une chaudière à condensation entre des approches horaire ou dynamique	65
2.26	Utilisation des données mesurées en fonction de phase de la méthodologie employée	69
3.1	Assemblage du bouquet 2	94
3.2	Apports internes pour un jour de semaine	95
3.3	Loi d'eau déterminant la température de départ d'eau suivant la température extérieure	97
3.4	Valeur de dimensionnement (avec ou sans réduit de consigne) pour les différentes méthodes et prises en compte des phénomènes	103
3.5	Occurrence du besoin	105
3.6	Comparaison des puissances électriques maximales appelées selon les méthodes de dimensionnement	106
3.7	Résultats des simulations annuelles pour les différentes méthodes de dimensionnement	107
3.8	Principaux facteurs de la dynamique d'un système énergétique	110
3.9	Constante de temps des bouquets et de leurs équipements respectifs	111
3.10	Approche générique de la dynamique d'un système énergétique par l'intermédiaire d'un modèle RC	112
3.11	Régulation sur une bande proportionnelle avec effet hystérésis sur le taux de charge minimum de fonctionnement	113
3.12	Chronique de régulation et température pour les quatre types de régulation	116
3.13	Sensibilité de la chaleur annuelle fournie selon la méthode de Morris	120
3.14	Sensibilité de la puissance moyenne et de la température moyenne selon la méthode de Morris	121
3.15	Sensibilité des inconforts de chaud et de froid selon la méthode de Morris	121
3.16	Sensibilité du nombre de démarrages du générateur et de l'émetteur selon la méthode de Morris	121
A.1	Description du ballon de découplage modélisé	138
A.2	Interface graphique du modèle de ballon de découplage - Focus sur les ports thermiques dans Modelica	139
A.3	Évaluation théorique du modèle de ballon à section flottante	140
A.4	Fenêtre de paramétrage généré automatiquement à partir de la déclaration des variables	140
B.1	Assemblage d'une PAC air/air avec les composants TIL	146
B.2	Paramètres du module SIM	147
B.3	Paramètres du compresseur	147
B.4	Paramètres généraux d'un échangeur	148
B.5	Paramètres géométriques des tubes de l'échangeur	148
B.6	Paramètres avancés d'un échangeur	149
B.7	Paramètres de la régulation de la surchauffe	149
C.1	Assemblage du système énergétique associée à la chaudière	151
D.1	Influence de différents facteurs sur l'inconfort d'été	157
D.2	Influence de différents facteurs sur l'inconfort d'été	158
E.1	Dispositif technologique d'une ventilation hygroréglable	159
E.2	Génération quotidienne de vapeur d'après projet PREBAT MININFIL	160
E.3	Génération quotidienne de vapeur d'après les travaux de Plathner [2001]	161
E.4	Loi des entrées d'air et bouches d'extraction hygroréglables	162

E.5	Différentes approches zonales de la modélisation de la ventilation hygroréglable	162
E.6	Assemblage pour la représentation trizonale de la ventilation	164

Règles de modélisation des systèmes énergétiques dans les Bâtiments Basse Consommation

Résumé : La réduction des besoins dans les bâtiments à basse consommation d'énergie (BBC) nécessite un réexamen de l'approche de modélisation des systèmes énergétiques dans les outils de simulation. L'approche proposée repose sur une modélisation plus fine des phénomènes physiques incluant la régulation en boucle fermée du système énergétique couplé au bâtiment.

A partir de l'identification des phénomènes propres au comportement énergétique des BBC, des recommandations, ou *règles de modélisation*, sont établies pour le développement des modèles de leurs systèmes énergétiques. Ces recommandations sont mises en application dans deux études. Tout d'abord, une simulation dynamique d'un bâtiment et de son système conduit à un dimensionnement plus adapté comparé aux méthodes classiques dans le cas de BBC avec des répercussions sur les appels de puissance et la consommation d'énergie. Ensuite, une analyse de sensibilité par la méthode de Morris sur une représentation générique du système énergétique a permis d'identifier les paramètres nécessitant d'être connus avec précision.

La différence entre l'approche développée et la simulation horaire avec régulation idéale n'est que de quelques pourcents en besoins énergétiques pour un bâtiment existant mais elle passe à plus de 20% dans un bâtiment BBC. Un écart du même ordre de grandeur peut être identifié pour la détermination de la performance énergétique globale du système par une prise en compte plus détaillée des phénomènes de cyclage, de charge partielle ou de consommation des auxiliaires.

Mots clés : Modélisation dynamique, Système CVC, Régulation, Charge partielle, Consommation d'énergie, Appel de puissance

Modeling rules of energy system in low energy buildings

Abstract: The decrease of heat demands in low energy buildings requires to re-examine modeling approaches in building energy simulation tools. The developed approach is based on a more accurate modeling of physical phenomena including the closed loop control between the HVAC system and the building.

From the identification of the phenomena that specifically impact the energy behavior of low energy buildings, some recommendations, or *modeling rules*, are established for the development of their HVAC systems. Those recommendations are applied in two case studies. Firstly, a dynamic simulation of a building and its system offers a better evaluation of the installed power for a low energy building, affecting power demands and energy consumption. Then, a sensitivity analysis based on Morris method applied on a generic representation of the HVAC system identifies the parameters to be accurately set.

The difference between the developed approach and an hourly simulation with an ideal control is low for the evaluation of the heat load in an existing building. It differs by more than 20% in a low energy building. A difference of the same order of magnitude can be identified in the determination of the overall energy performance of the system by a more detailed consideration of the phenomena of cycling, the part load or the consumption of auxiliaries.

Keywords: Dynamic simulation, HVAC system, Control, Part load, Energy consumption, Power demand

