Optimisation de l'intégration de solutions énergétiques dans les bâtiments

Pascal Stabat

▶ **To cite this version:**

Pascal Stabat. Optimisation de l'intégration de solutions énergétiques dans les bâtiments. Sciences de l'ingénieur [physics]. Université de La Rochelle, 2015. tel-01457266

HAL Id: tel-01457266

https://minesparis-psl.hal.science/tel-01457266

Submitted on 8 Feb 2017

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.

HABILITATION A DIRIGER DES RECHERCHES

présentée devant

L'Université de La Rochelle

Optimisation de l'intégration de solutions énergétiques dans les bâtiments

Pascal Stabat

Maître Assistant au CES-Mines ParisTech

Soutenue le 16 février 2015 devant la commission d'examen :

F. ALLARD	Professeur à l'Université de la Rochelle	Rapporteur
B. LACHAL	Professeur à l'Université de Genève	Rapporteur
P. MICHEL	Professeur à l'ENTPE	Rapporteur
M. BERNIER	Professeur à Polytechnique de Montréal	Examinateur
M. MASOERO	Professeur à Politecnico di Torino	Examinateur
C. INARD	Professeur à l'Université de la Rochelle	Examinateur

Remerciements

Sans les personnes avec qui j'ai eu le plaisir de travailler au cours de ces dernières années, mes travaux de recherches ne seraient pas ce qu'ils sont aujourd'hui.

Par ordre chronologique, je tiens à remercier chaleureusement les docteurs Marcello CACIOLO, Benoît ANDLAUER, Sylvain GIRARD, Cyril VUILLECARD, Thomas BERTHOU, Hubert BLERVAQUE et les doctorants Shuqing CUI, Lisa RIVALIN et Olivier GRESLOU.

J'adresse aussi mes remerciements aux stagiaires Bruno OLIVIERA, Ludovic MONTANDON, Younness EL FOUIH, David PINEAU et Marcel PERRET-GENTIL qui ont contribué à mon projet de recherche.

Je remercie tout particulièrement Dominique MARCHIO, responsable de l'équipe MDE du centre Efficacité Energétique des Systèmes avec qui je collabore depuis de nombreuses années dans le cadre de formations, de projets de recherche et de co-encadrements de doctorants.

Je remercie aussi Hans WACKERNAGEL, Jérôme ADNOT, Thomas ROMARY ET Bruno DUPLESSIS avec qui j'ai eu le plaisir de co-encadrer des thèses.

Sans membres du jury, je n'aurai pu soutenir mon Habilitation à Diriger des Recherches.

Par ordre alphabétique, je remercie Francis ALLARD, Michel BERNIER, Bernard LACHAL, Christian INARD, Marco MASOERO et Pierre MICHEL, de m'avoir fait l'honneur d'accepter d'évaluer mes activités de recherche. Vos remarques et conseils me seront utiles pour la poursuite.

Un grand merci à Francis ALLARD pour m'avoir soutenu dans ma démarche dès le début.

Sans soutien logistique, ma soutenance n'aurait pu se dérouler. Merci à l'équipe TICE de l'Université de La Rochelle pour avoir facilité son organisation.

Sans soutien moral, il m'aurait été difficile d'aller au bout de cette démarche.

Par ordre de proximité géographique, je remercie Bruno DUPLESSIS, mes collègues de l'équipe MDE, Marie Laure MANCEAU et mes collègues du Centre Efficacité énergétique des Systèmes.

Un grand merci à Jean Pierre DOMBLIDES, pour son accueil à La Rochelle et son soutien.

Un grand merci à Hélène, Florent, Karine, Stéphane, Magalie et Aude pour la constance de leur soutien.

Avant Propos

Docteur en énergétique de l'école des Mines de Paris et Ingénieur INSA en thermo-énergétique, mon parcours professionnel a été ancré dans la recherche à la fois dans le secteur privé et public. J'ai débuté ma carrière dans un centre de recherche en combustion, l'international Flame Research Foundation aux Pays Bas, où j'ai été confronté à des problématiques de modélisation du rayonnement des flammes et à la mise en œuvre d'essais expérimentaux en vue de caractériser un procédé de combustion sans flamme au charbon. Ayant eu la volonté d'inscrire mon parcours professionnel dans le domaine de la recherche, j'ai ensuite intégré un cycle de formation doctoral au centre d'énergétique de l'Ecole des Mines de Paris. Mes travaux de thèse ont porté sur la modélisation et l'évaluation énergétique de systèmes de climatisation à faible consommation d'énergie utilisant l'adsorption et l'évaporation d'eau. Après avoir soutenu ma thèse à l'école des Mines de Paris en 2003 et avoir passé quelques mois en post doctorat, j'ai choisi d'enrichir mon expérience professionnelle dans le monde industriel, dans le secteur des services à l'environnement. J'ai passé trois ans et demi au centre de recherche de Veolia où dans un premier temps j'ai mené des projets de recherche dans le domaine de l'incinération et des nouveaux procédés de traitement thermique des déchets (production de carburants issus de déchets, gazéification...) et où ensuite j'ai monté une équipe de support technique dans le domaine de la métrologie (pyrométrie, analyse de polluants…) et du traitement de données. En 2007, je suis retourné au centre d'énergétique et Procédés de l'Ecole des Mines de Paris pour y mener des recherches liées à l'intégration de systèmes énergétiques dans le bâtiment. Mon retour a été motivé par mon intérêt pour la problématique de recherche proposée et ma volonté de m'investir dans l'enseignement.

Au cours de mes expériences professionnelles, j'ai donc été amené à développer des activités de recherche dans différents domaines : combustion industrielle, métrologie de l'environnement et systèmes énergétiques dans le bâtiment. Mon activité de recherche actuelle et à venir étant orientée vers l'intégration de solutions énergétiques dans le bâtiment, ce document abordera exclusivement cette thématique.

Sommaire

Chapitre 1 : Introduction générale **6**

Chapitre II : Solutions pour le confort d'été **15**

I. Ventilation naturelle ***17***

1.1 Introduction 17
1.2 Analyse des mécanismes de la ventilation mon-façade 19
1.3 Développement d'une nouvelle corrélation en ventilation mono-façade 35
1.4 Évaluation du potentiel de refroidissement de la ventilation naturelle mono-façade dans les immeubles de bureaux basse consommation 59
1.5. Conclusions et perspectives 70
Références 71

II. Climatisation solaire ***75***

2.1 Introduction 75
2.2 Modélisation des roues à dessiccation 77
2.3 Etude des systèmes de refroidissement par dessiccation 92
2.4 Conclusions et perspectives 106
Nomenclature 108
Références 109

Chapitre III : Solutions énergétiques efficaces intégrées aux bâtiments **111**

I. Analyse expérimentale de la performance des systèmes exemple d'une micro-cogénération ***114***

1.1 Introduction 114
1.2 Banc d'essais 115
1.3 Régulation du micro-cogénérateur 116
1.4 Résultats d'essais 118
1.5 Utilisation des données expérimentales pour le paramétrage du modèle 123
1.6 Conclusions 127

II. Evaluation de la performance des systèmes positionnement de la micro-cogénération ***129***

2.1 Introduction 129
2.2 Méthodologie 130
2.3 Modélisation des systèmes de chauffage 134
2.4 Dimensionnement des systèmes 140
2.5 Analyse des résultats 143
2.6 Conclusions et perspectives 149

III. Impact des systèmes énergétiques du bâtiment sur les réseaux intérêt de la micro-cogénération ***151***

3.1. Introduction 151
3.2. Impact de l'intégration de micro-cogénérations sur la demande d'électricité à l'échelle locale 153
3.3. Conclusions et perspectives 159
Références 161

Chapitre IV : Conclusions et Perspectives **165**

Synthèse des activités scientifiques **169**

Chapitre 1 : Introduction générale

I. CONTEXTE

Le **bâtiment est le secteur le plus consommateur d'énergie en France avec 44% de l'énergie finale totale.** La consommation d'énergie finale (hors bois) s'établit à 68,5 Mtep en 2011 dans le bâtiment avec environ 2/3 dans le résidentiel et 1/3 dans le tertiaire. Le taux de renouvellement du parc est très faible, à l'horizon 2050, on peut estimer qu'un tiers du parc sera constitué de bâtiments construits à partir de 2010. Par ailleurs, le secteur résidentiel-tertiaire représente un quart des émissions de gaz à effet de serre en France.

Dans l'union Européenne et en France, des objectifs ambitieux ont été fixés pour réduire les consommations du parc de bâtiments. La mise à jour de la directive sur la performance énergétique des bâtiments (DIRECTIVE EPBD 2010/31/UE) impose que tous les bâtiments neufs aient une consommation nette d'énergie quasi-nulle « Net Zero Energy Buildings » d'ici 2020 (2018 pour les bâtiments publics). En outre, les niveaux d'exigences sur les performances minimales des bâtiments devront être fixés de façon optimale en fonction des coûts.

De plus, l'Union Européenne a voté la directive sur l'efficacité énergétique (DIRECTIVE EED 2012/27/UE) fixant des mesures pour accroître l'efficacité énergétique afin d'atteindre l'objectif de 20% d'économie d'énergie primaire à l'horizon 2020. Enfin, la directive sur la promotion des énergies renouvelables (DIRECTIVE ENR 2009/28/CE) fixe des objectifs de 20% d'ENR dans la consommation finale d'énergie

Au niveau national, le gouvernement français s'est engagé à diviser par 4 ses émissions de gaz à effet de serre d'ici 2050 par rapport à 1990 (loi POPE du 13 juillet 2005). La loi dite Grenelle 2 du 12 juillet 2010 vise à la mise en application d'une partie des engagements du Grenelle de l'environnement. Pour le bâtiment, les objectifs visent à réduire de 38% les consommations énergétiques du parc de bâtiments et de 50% des émissions de GES d'ici 2020. En outre, la France cible une part d'énergies renouvelables de 23% à l'horizon 2020 déclinée par filière : 27% pour l'électricité, 17% pour les transports et 33% pour le chauffage. En outre,

La réduction d'un facteur 4 des émissions dans le bâtiment d'ici 2050 ne peut être envisagée que par des actions fortes non seulement sur les bâtiments neufs mais aussi sur les bâtiments existants. Les principales mesures du Grenelle de l'environnement portent :

- sur le relèvement progressif des normes en vue de la généralisation des bâtiments à énergie neutre ou positive et en particulier que tous les bâtiments neufs soient à basse consommation dès 2012 et à énergie positive à l'horizon 2020;
- sur la mise en place d'incitations financières et fiscales en faveur de la rénovation et des économies d'énergie.

Pour atteindre les objectifs de réduction des consommations énergétiques dans le bâtiment, il est nécessaire de développer des solutions énergétiques à très haute efficacité énergétique et/ou à base d'énergies renouvelables pour le confort intérieur, d'identifier les solutions présentant les meilleurs compromis coût-performance, de développer des moyens de dimensionner les équipements de façon adéquate et de s'assurer de leur performance tout au long de leur durée de vie.

II. POSITIONNEMENT DE MES ACTIVITES DE RECHERCHE

I.1 Activités de recherche

Mes activités de recherche s'inscrivent dans ce contexte de réduction d'un facteur 4 des émissions de gaz à effet de serre dans le bâtiment. Elles s'articulent autour de l'**intégration de composants énergétiques** dans les bâtiments. Dans ce but, je développe des modèles et des méthodes en vue d'améliorer la conception des installations CVC[1] (en dimensionnement et en conduite), de faciliter l'intégration de solutions passives, et d'évaluer les performances des systèmes CVC incluant d'éventuelles solutions de stockage en fonction des usages et en prenant en compte leurs interactions avec les réseaux électriques. Différentes échelles sont abordées, de l'étude de solutions énergétiques à l'échelle d'un bâtiment à la diffusion de ces solutions dans un parc de bâtiments en vue d'analyser leurs impacts foisonnés sur les réseaux d'énergie.

Mes travaux de recherche visent à améliorer les outils de simulation énergétique du bâtiment en proposant des **modèles pour les systèmes énergétiques**. Pour cela, il faut caractériser les composants, les modéliser, intégrer les modèles dans des outils de simulation dynamique du bâtiment et enfin si besoin mettre en œuvre des algorithmes d'optimisation. Le développement d'outils de dimensionnement et d'aide à la décision vise à aider les maîtres d'œuvre à mieux concevoir et dimensionner les installations, les maîtres d'ouvrage à faire des choix d'investissements et les pouvoirs publics à faire des choix de réglementations, d'incitations fiscales…

Les acteurs du bâtiment ont de plus en plus **besoin d'outils de simulation**. En effet, le choix des solutions est de plus en plus difficile du fait de la multiplication des solutions techniques et aussi des possibilités d'hybridation avec plusieurs énergies et systèmes. Par ailleurs, l'optimisation de la stratégie de régulation de ces systèmes est de plus en plus complexe et ne peut être envisagée qu'avec un couplage avec le bâtiment. En outre, les bâtiments à basse consommation et à énergie positive amènent à revoir les pratiques en termes de sélection de solutions techniques et de règles de l'art en matière de dimensionnement. Le recours à des outils de simulation devient donc de plus en plus indispensable.

Toutefois, **les obstacles à l'utilisation des outils de simulation dynamique du bâtiment** pour les bureaux d'études sont encore nombreux :

- des données d'entrée des modèles trop nombreuses, inadaptées au projet et souvent inaccessibles ;
- des modèles opaques (limite de validité, incertitudes)

[1] CVC : Chauffage, Ventilation, Climatisation

- des outils difficiles à utiliser et en particulier peu flexibles (inadaptés à l'évolution des solutions technologiques proposées)

I.2 Problématique

Tout d'abord, il faut noter la **diversité des systèmes énergétiques** présents dans le bâtiment. Il est difficile de proposer un modèle universel adapté à tous les systèmes. Toutefois, si on souhaite comparer des solutions, il est préférable d'avoir un même niveau de représentation.

Ensuite, Les modèles doivent répondre à un **compromis entre temps de calcul, précision du modèle et facilité de paramétrage**. Les contraintes de modélisation des systèmes sont nombreuses, elles dépendent notamment du couplage avec le modèle de bâtiment.

La plupart des outils de simulation thermique du bâtiment sont utilisés avec des **pas de temps** d'une heure supérieurs la dynamique de réponse des équipements. L'approche de modélisation quasi-statique des systèmes a en conséquence été la plus couramment utilisée. (Brandemuehl et al., 1993) estime qu'elle est suffisante pour obtenir une bonne prédiction de la consommation énergétique annuelle d'un bâtiment avec des temps de calcul acceptables. A partir de ce constat, notre approche a consisté à modéliser le comportement des équipements en **régime permanent** et introduire des facteurs correctifs afin de prendre en compte des dégradations éventuelles de la performance liées au cyclage du système en fonction du taux de charge moyen sur une heure. Dans cette approche, la régulation est considérée comme idéale. Le seul « feedback » pris en compte dans la modélisation bâtiment/système est la puissance maximale du système qui peut conduire à une dérive de la température intérieure par rapport à la consigne si elle s'avère insuffisante.

Une autre contrainte est la **disponibilité des données** pour paramétrer les modèles. Les modèles doivent pouvoir être paramétrés à partir de données fournies par les fabricants des équipements (elles se limitent généralement à des données de performance certifiées). La modélisation physique détaillée a été écartée car elle demande d'identifier un grand nombre de paramètres souvent inconnus. On se trouve généralement face à un problème sous déterminé et la calibration des paramètres du modèle devient délicate. Nous avons donc opté des **modèles physiques réduits** des systèmes. Cette approche a été retenue pour deux raisons principales. La première est la nécessité de paramétrer les modèles à partir de données facilement accessibles sans avoir recours à des expérimentations couteuses. La deuxième est le temps de calcul qui doit être réduit afin de pouvoir mener des modélisations couplant bâtiment et systèmes associées à des algorithmes d'optimisation. En outre, un modèle physique réduit est plus robuste qu'un modèle de type boite noire.

III. DEMARCHE DE MODELISATION

Mes travaux s'appuient sur une **caractérisation** expérimentale des systèmes énergétiques pour développer des **modèles** destinés à l'**évaluation** de leur performances énergétiques dans le bâtiment ou/et **l'optimisation** de leur conception, de leur régulation et de leur dimensionnement. En fonction des objectifs attendus, on peut recourir à différents types de modèles de représentation d'un système.

On peut distinguer plusieurs catégories de modèles. Un découpage entre des modèles de **fonctionnement** et des modèles de **connaissances** est proposé par (Cohen, 1995). Un modèle de connaissance s'appuie sur une représentation physique pour décrire les mécanismes élémentaires qui expliquent le fonctionnement du système à modéliser. En revanche, un modèle de fonctionnement (ou de comportement) cherche seulement à reproduire les relations entre les entrées et les sorties du système. Il est aussi appelé modèle « boîte noire » par les automaticiens. Cette famille de modèle ne s'intéresse pas aux mécanismes internes du système, le modèle prend une forme mathématique avec des coefficients identifiés à partir de mesures. Les paramètres sont ici un jeu de données d'entrées/sorties du système permettant par une méthode d'identification de caler le modèle mathématique.

(Gicquel, 1992) propose une représentation schématique des différentes approches de modélisation (Figure 1). En plus des approches empirique et analytique produisant respectivement des modèles de comportement et de connaissance, il identifie des passerelles entre ces deux familles de modèles par des méthodes de réduction de modèles ou d'identification.

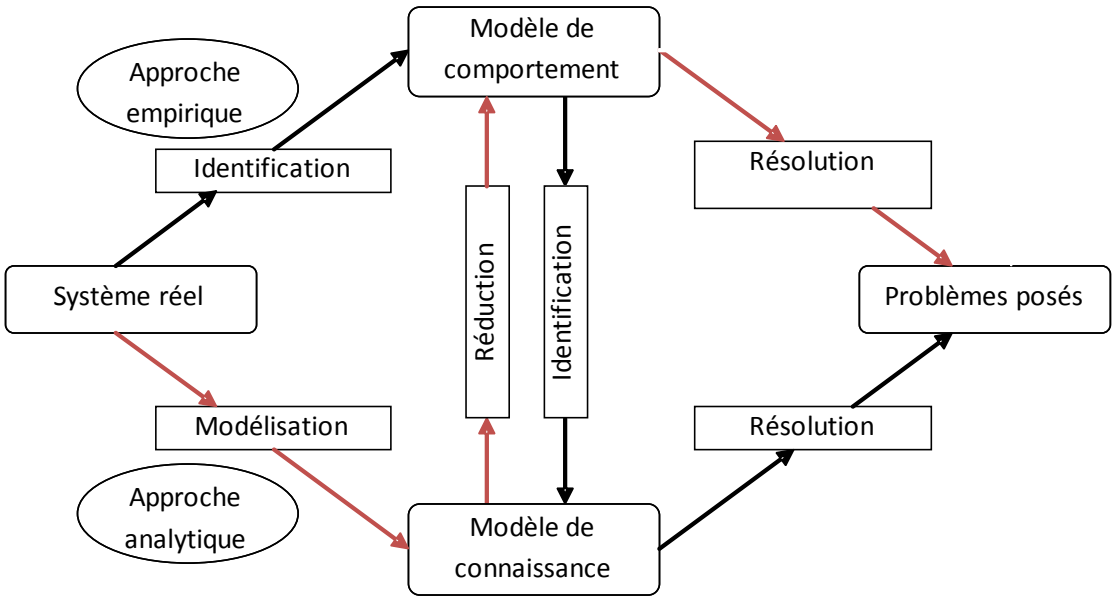


Figure 1 - Les techniques de modélisation et démarche privilégiée (en rouge)
(d'après Gicquel)

Les modèles de connaissances sont a priori les plus précis mais ils présentent des inconvénients tels que la complexité de résolution, la difficulté à les paramétrer et des temps

de calcul souvent prohibitifs. Les passerelles entre les deux approches de modélisation sont utiles pour lever ces problèmes. D'une part, on peut recourir aux modèles de comportement pour identifier un certain nombre de paramètres difficilement accessibles. D'autre part, les modèles de connaissance peuvent être peuvent réduits par des techniques mathématiques afin de faciliter leur résolution et limiter le temps de simulation (par exemple, réduction modale en thermique du bâtiment).

Les modèles de connaissance peuvent être statiques (caractérisant le fonctionnement du système en régime permanent) ou dynamiques (caractérisant le fonctionnement du système en régime transitoire).

Quel que soit le modèle, il comporte des entrées, des paramètres et des sorties (Figure 2). On distingue généralement les paramètres des entrées. Les paramètres sont des variables endogènes qui caractérisent le système. Les entrées sont des variables exogènes (comme les données météorologiques) qui dépendent généralement du temps.

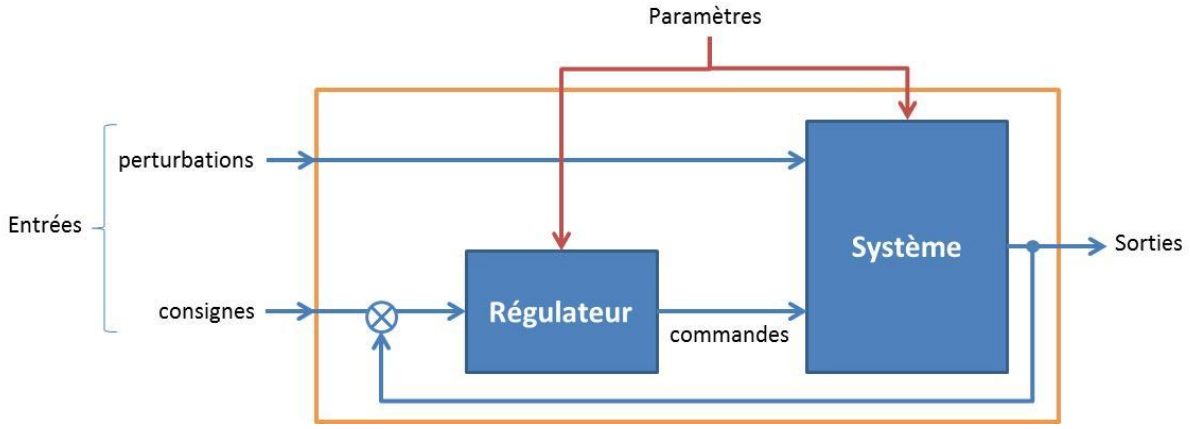


Figure 2 – Schéma descriptif d'un modèle

La démarche de **modélisation** menée repose sur cinq critères :

- la **simplicité de paramétrage**. Les données à renseigner doivent être peu nombreuses et surtout accessibles pour les utilisateurs (par exemple, bureaux d'études) ;
- la **rapidité de calcul**. Le temps de calcul doit être limité au maximum pour réaliser des simulations annuelles ;
- la **représentativité** des équipements. Les modèles doivent pouvoir représenter les différents modes de fonctionnement, notamment en charge partielle ;
- la **précision**. Les modèles doivent permettre d'évaluer des consommations d'énergie avec une incertitude faible. Une validation du modèle est indispensable ;
- la **généricité.** Le modèle doit si possible être utilisable pour un système donné quel que soit la puissance, les spécificités techniques…

Ces 5 critères sont définis en fonction des objectifs attendus des modèles. Satisfaire pleinement toutes ces exigences n'est toutefois pas aisée. Les modèles de connaissances ne répondent généralement pas totalement à ces objectifs. Quand elle est possible, une réduction de modèle pourra être réalisée afin de réduire le temps de calcul et faciliter le paramétrage. Elle consiste par exemple en une agrégation de plusieurs paramètres en quelques paramètres facilement identifiables à partir de peu données de performances. Cette démarche a été utilisée par exemple pour le développement d'un modèle de tour de

refroidissement humide fermée (Stabat et Marchio, 2004) et de batterie froide (Morisot et al, 2002). A défaut, on optera pour des modèles de comportement.

La construction du modèle dépend des objectifs fixés :

- l'amélioration de la **conception** des systèmes. Un modèle physique semble indispensable si on souhaite analyser les paramètres susceptibles d'influer sur la performance intrinsèque du système. En revanche, si on souhaite optimiser le système en cycle de vie plutôt que sur quelques conditions de fonctionnement souvent non représentatives de la performance réelle du système, il est nécessaire de disposer de modèles ayant un temps de calcul relativement rapide ;
- l'étude de la **régulation.** Si on s'intéresse au choix de modes de fonctionnement en fonction des conditions extrinsèques, une modélisation statique peut suffire. Une approche empirique peut être retenue. En revanche, si on s'intéresse à la régulation fine des équipements, une représentation de la dynamique et une approche physique semblent indispensables.
- **l'évaluation des consommations prévisionnelles** afin de comparer des systèmes. Les modèles de connaissance simplifiés sont les plus adaptés. Toutefois, en fonction des équipements à modéliser, il n'est pas toujours aisé de réduire le modèle et dans ce cas on aura le plus souvent recours à des modèles de comportement afin de répondre aux exigences de simplicité de paramétrage et de temps de calcul.
- La **prédiction de consommation** afin de développer des régulations anticipatives permettant d'améliorer le confort thermique (par exemple, les risques de surchauffes des planchers chauffants et dalles actives), de réduire les consommations (par exemple, l'optimisation de relances) ou de gérer des effacements électriques de systèmes. Pour ce type d'application, on trouve dans la littérature aussi bien des modèles de comportement (boîtes noires) que des modèles physiques simplifiés. Dans le cadre de la thèse de Thomas Berthou (Berthou et al., 2014), nous avons comparé les deux approches et montré que les modèles boites noires n'étaient pas adaptés pour prédire la réponse du bâtiment dans le cas d'un événement nouveau, absent de la phase d'apprentissage du modèle. Un modèle RC du bâtiment a été retenu et montré une bonne robustesse par comparaison avec des tests sur un bâtiment.

Avec l'augmentation de la puissance des ordinateurs, les contraintes de temps de calcul deviennent de moins un moins un critère limitant dans le choix du modèle. Le développement récent d'outils de simulation dynamique du bâtiment réduit les contraintes liées au pas de temps. Ces évolutions offrent de nouvelles possibilités en termes de modélisation des systèmes.

Dans le processus **d'élaboration du modèle**, les objectifs et les contraintes doivent être clairement définis. La construction du modèle peut être décomposée en plusieurs étapes : la définition des frontières du modèle, la représentation physique et mathématique du système, la recherche de simplifications du modèle et enfin la transcription des équations en algorithmes en conjonction avec le choix des méthodes de résolution. Ensuite, la validation du modèle développé est une étape indispensable avant son utilisation. Enfin, la documentation sur le modèle développé est souvent négligée, elle est pourtant essentielle pour le rendre utilisable à d'autres utilisateurs que l'auteur du modèle. Les modèles que j'ai développés ont fait l'objet de fiches descriptives inspirées du format HVAC Toolkit (Lebrun et al., 1999) afin de rendre le modèle compréhensible à l'utilisateur (description des entrées, des sorties et des paramètres, description du modèle, conditions et limites d'utilisation, exemple d'utilisation).

IV. PLAN DU MANUSCRIT

Ce document vise à présenter une synthèse de mes travaux de recherche sur l'optimisation de l'intégration de solutions énergétiques dans les bâtiments.

La première partie traite de **solutions passives et à basse consommation pour le confort d'été**. Dans un premier temps, la problématique de la ventilation naturelle mono-façade dans les immeubles de bureaux est abordée. Différentes techniques de mesures ont été utilisées pour caractériser les phénomènes physiques. Parmi les différentes approches de modélisation, nous avons développé un modèle de corrélation basé sur les forces générant le flux d'air. Cette corrélation a été intégrée dans un outil de simulation du bâtiment pour étudier le potentiel de rafraichissement dans des immeubles de bureaux. Ensuite, la thématique de la climatisation solaire est présentée. Mes travaux de modélisation sur la roue à dessiccation, composant clé d'un système de rafraichissement par dessiccation (DEC), illustrent l'approche de modélisation physique réduite. Enfin, les stratégies de régulation, le dimensionnement et les performances énergétiques d'un système DEC sont étudiés.

La deuxième partie présente mes activités de recherche sur les **systèmes énergétiques efficaces** dans les bâtiments. La technologie de micro-cogénération Stirling en cours d'introduction sur le marché sert de fil conducteur pour présenter ma démarche : la caractérisation expérimentale des équipements, le développement de modèle, la comparaison de solutions techniques dans le bâtiment et l'étude d'impact de l'introduction de solutions énergétiques dans un parc de bâtiments sur les réseaux.

Dans la dernière partie, les **perspectives de recherche** sont abordées.

Enfin, le lecteur trouvera un dossier scientifique récapitulant mes productions et activités scientifiques.

Références

BERTHOU T., STABAT P., SALVAZET R., MARCHIO D. (2014) Development and validation of a grey box model to predict thermal behavior of occupied office buildings. *Energy and Buildings*, 60, p.372-382

BRANDEMUEHL, M., 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*

COHEN G., Modélisation des réseaux urbains – Que peuvent apporter les méthodes mathématiques à la gestion et à la planification des réseaux urbains? Cahiers du Programme interdisciplinaire de recherche sur la ville, *CNRS éditions,* 1995

DIRECTIVE EED 2012/27/UE du Parlement européen et du Conseil du 25 octobre 2012 relative à l'efficacité énergétique, modifiant les directives 2009/125/CE et 2010/30/UE et abrogeant les directives 2004/8/CE et 2006/32/CE, *Journal Officiel de L'Union Européenne*, 2012

DIRECTIVE ENR 2009/28/CE du Parlement européen et du Conseil du 23 avril 2009 relative à la promotion de l'utilisation de l'énergie produite à partir de sources renouvelables et modifiant puis abrogeant les directives 2001/77/CE et 2003/30/CE, *Journal Officiel de L'Union Européenne*, 2009

DIRECTIVE EPBD 2010/31/UE du Parlement européen et du Conseil du 19 mai 2010 sur la performance énergétique des bâtiments (refonte), *Journal Officiel de L'Union Européenne*, 2010

GICQUEL R., Approche Systémique et Thermique Instationnaire, SFT 92: colloque de thermique Systèmes thermiques instationnaires, Sophia-Antipolis, France, 20-21 mai 1992

LEBRUN J., BOURDOUXHE J.P., GRODENT M., HVAC 1 Toolkit: A Toolkit for Primary HVAC System Energy Calculation, ASHRAE, 1999

MORISOT O., MARCHIO D., STABAT P. (2002) Simplified Model for the Operation of Chilled Water Cooling Coils Under Non-nominal Conditions. *HVAC&R Research*, 8 (2), p. 135- 158

STABAT P., MARCHIO D. (2004) Simplified model for indirect-contact evaporative cooling-tower behaviour. *Applied Energy*, 78 (4), p. 433-451

Chapitre II

Solutions pour le confort d'été

La climatisation dans le tertiaire est en forte croissance en Europe depuis de nombreuses années et notamment dans le secteur tertiaire. Outre le fait que la climatisation consomme de l'électricité, de l'ordre de 10 TWh par an, elle provoque des pics de consommation estivale. Ces pics en France sont toutefois de moindre niveau comparés à ceux enregistrés en hiver mais contribuent aussi à la désoptimisation du réseau électrique.

Le recours à la climatisation peut bien souvent être évité. Les solutions passent par une enveloppe permettant de réduire les apports externes, des équipements à basse consommation afin de limiter les apports internes, des bâtiments avec des fortes inerties thermiques, et des solutions de rafraîchissement passif telles que la ventilation naturelle diurne et nocturne.

Toutefois, si on veut assurer un niveau de confort optimal, la climatisation peut être inévitable. Le projet Ecoclim (2000-2003), financé par l'ADEME et mené dans le cadre de ma thèse visait à **étudier les systèmes de climatisation à basse consommation d'énergie telles que la surventilation, les systèmes évaporatifs, les systèmes à dessiccation et les plafonds froids couplés à des tours de refroidissement**. Des logiques anticipatives du fonctionnement de ces systèmes ont été étudiées afin de compenser leur limitation en puissance. Ce projet a montré que ces solutions dites à faible consommation d'énergie peuvent induire des consommations d'auxiliaires (par exemple de ventilateurs) qui ne sont pas toujours avantageuses comparées à des solutions de climatisation par compression mécanique de vapeur à haute performance. Des outils de dimensionnement et d'évaluation prévisionnelle de consommation d'énergie ont été développés.

Aujourd'hui, la **climatisation solaire** apparaît comme une solution appropriée dans la mesure où les pics de demande de climatisation sont concomitants avec le rayonnement solaire. Elle se développe actuellement avec plus de 100 systèmes installés en Europe, essentiellement en Allemagne, Espagne et Grèce. Cependant, les systèmes installés ne sont pas toujours optimisés (conception, installation et maintenance non optimales) et les coûts d'investissement restent élevés. Les systèmes présents sur le marché sont les machines à absorption, à adsorption et les systèmes à dessiccation solide. Leur COP (capacité frigorifique divisée par la puissance thermique) reste faible et les consommations électriques des auxiliaires ne sont pas toujours négligeables. D'autres technologies apparaissent sur le marché ou sont en cours de développement (systèmes à dessiccation liquide, systèmes à éjecteur...). Cependant, le développement de la climatisation solaire est freiné par des coûts d'investissements élevés, la méconnaissance de ces technologies et le manque d'outils d'aide au dimensionnement. Un projet avec deux PME a permis de développer une gamme de systèmes de refroidissement par dessiccation à partir d'énergie solaire. La démarche scientifique consiste à caractériser les performances des différents composants, à les modéliser en prenant en compte les différents modes de fonctionnement, à rechercher des stratégies de régulation optimales et enfin à coupler les modèles développés à des outils de simulation dynamique du bâtiment. Les enjeux portent sur :

- l'intégration optimale des composants permettant de limiter les coûts ;

- des méthodes de dimensionnement adaptées à ces systèmes afin d'éviter des surdimensionnements et en conséquence des surinvestissements;
- la régulation du système.

Enfin, dans le cadre de la thèse de Marcello Caciolo, nos travaux visaient à caractériser les débits de **ventilation naturelle mono-façade** pour différents types d'ouvertures et à évaluer d'une part l'amélioration du confort thermique dans les immeubles de bureaux non climatisés et d'autre part le potentiel de réduction de l'usage de la climatisation grâce au recours prioritaire à la ventilation naturelle.

Dans une première partie, une synthèse des travaux menés sur la ventilation naturelle mono-façade est présentée. Cette synthèse présente des essais expérimentaux, des essais numériques, le développement d'une nouvelle corrélation et des études sur le potentiel de la ventilation naturelle mono-façade dans les immeubles de bureaux. Elle s'appuie essentiellement sur les travaux de Marcello Caciolo et ceux de Shuqing Cui que j'ai co-encadrés.

Dans une deuxième partie, mes travaux sur la climatisation solaire seront illustrés par la modélisation des roues à dessiccation et l'étude de la régulation, du dimensionnement et des performances des systèmes de rafraichissement par dessiccation (DEC « Desiccant, Evaporative Cooling »). Cette synthèse s'appuie sur les travaux de thèse et du projet SIC.

PROJETS MENES

ECOCLIM 2000-2003 : « Outils professionnels de dimensionnement et de calcul des consommations des techniques de climatisation à faible consommation d'énergie », projet mené en collaboration avec le CSTB et financé par l'ADEME.

CLIMADOM 2002-2003 : « Méthode d'évaluation des bâtiments tertiaires climatisés dans les DOM », projet mené en collaboration avec un bureau d'études, le CNRS et le CSTB et financé par EDF et l'ADEME.

Projet SIC (2012-2013): « Innovation pour l'ambiance intérieure des bâtiments par la création d'une gamme de produits couvrant 100% des besoins en chauffage et climatisation par une énergie renouvelable », projet mené en partenariat avec deux PME : OSMOSE et LPE et financé par OSEO et REGION PACA.

Thèse de Marcello CACIOLO (2007-2010) portant sur la ventilation naturelle mono-façade pour le rafraîchissement des immeubles de bureaux dans le cadre du Projet Climhybu « climatisation hybride des immeubles de bureaux » financé par la Fondation bâtiment-énergie.

PROJETS EN COURS

OVISOLVE 2012-2015 : « systèmes intelligents d'ouvertures vitrées intégrant protections solaires et ventilation naturelle », projet mené en collaboration avec l'INES, l'ENTPE et l'INSA de Strasbourg et financé par l'ANR dans le cadre de l'appel à projets "Bâtiments et villes durables" 2011

Thèse de Shuqing CUI 2012-2015 portant sur la modélisation multi-physique d'ouvertures vitrées.

I. Ventilation naturelle

1.1. Introduction

Dans son introduction, la directive européenne sur la performance énergétique sur les bâtiments (EPBD) évoque le problème croissant du confort d'été en Europe : « On observe ces dernières années une augmentation du nombre d'appareils de climatisation dans les pays d'Europe. Cela crée de graves problèmes de surcharge énergétique, qui entraînent à leur tour une augmentation du coût de l'électricité et une rupture de l'équilibre de la balance énergétique. L'élaboration de stratégies contribuant à améliorer les performances thermiques des bâtiments en été devrait être une priorité. À cette fin, il convient de mettre l'accent sur des mesures qui évitent une température excessive, telles que l'occultation et une capacité thermique suffisante dans la construction du bâtiment, et de développer et d'appliquer les techniques de refroidissement passif, en premier lieu celles qui améliorent les conditions climatiques intérieures et le microclimat autour des bâtiments. » (Union européenne, 2010).

La climatisation « mécanique » s'est fortement développée notamment dans les immeubles de bureaux au cours des dernières décennies. Il y a plusieurs raisons pour expliquer cette tendance : des bâtiments fortement vitrés augmentant les gains solaires, l'augmentation des apports internes et une meilleure étanchéité à l'air qui contribue aux surchauffes en été. Le renforcement de l'isolation et de l'étanchéité des bâtiments induit des températures de non-chauffage plus faibles. En revanche, les immeubles de bureaux doivent être refroidis à des températures extérieures de près de 10°C (Figure 2.1).

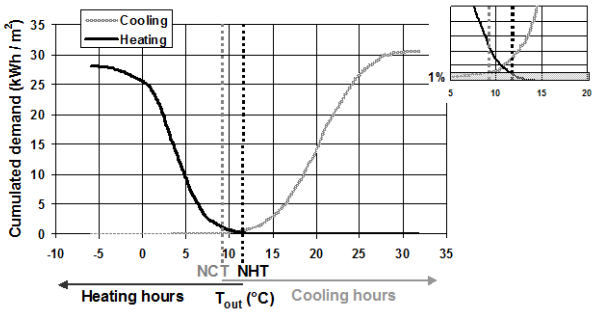


Figure 2.1 : Demande cumulée de chauffage et de refroidissement d'un immeuble de bureaux situé à Paris[1] (Caciolo et al., 2008)

Il semble donc raisonnable d'utiliser la ressource gratuite que constitue l'air extérieur pour supprimer ou au moins retarder l'usage de la climatisation mécanique. L'usage de la ventilation mécanique pour le refroidissement est intrinsèquement plus souple et contrôlable que la ventilation naturelle. Cependant, la ventilation mécanique peut conduire à d'énormes consommations liées aux ventilateurs (Bolher et al, 2003). L'efficacité de refroidissement par la ventilation mécanique sera d'autant plus faible que la différence de température extérieure/intérieure est petite et que l'efficacité des ventilateurs est faible. Par ailleurs, le syndrome des bâtiments malsains est plus élevé dans les bâtiments ventilés mécaniquement que dans ceux utilisant la ventilation naturelle (Liddament, 1996).

[1] Résultats de simulation d'un bâtiment de bureaux (U_{murs} = 0.35 W/m²/K- $U_{fenêtres}$ = 2.7 W/m²/K – surface vitrée 50% - apports internes : 15 W/m² - éclairage : 12 W/m² - consignes de température hiver/ été : 20°C /25°C)

Plusieurs solutions de ventilation naturelle peuvent être considérées, comme indiqué ci-dessous :

- La ***ventilation mono-façade*** : Les ouvertures des pièces sont toutes situées sur une seule façade. Cette configuration s'adapte facilement à la plupart des bâtiments de bureaux à condition que la profondeur des pièces soit inférieure à environ deux fois la hauteur de la pièce. Le débit de renouvellement d'air est limité, il est dépendant du vent et du tirage thermique à l'ouverture.

- La ***ventilation traversante*** : Grâce à des ouvertures sur deux côtés d'un local, l'air extérieur va traverser le local d'un côté à l'autre. Le débit d'air est généré par les différences de pression entre les deux côtés du bâtiment, essentiellement dues au vent.

- La ***ventilation par tirage thermique renforcé :*** Un dispositif permet de renforcer la ventilation traversante par les différences de densité entre l'air chaud et froid. L'air extérieur est aspiré à travers le bâtiment, puis est extrait par un « conduit » vertical comme un atrium, une cage d'escalier, une façade double peau, une cheminée…

Bien que plus efficaces, la ventilation transversante et par tirage thermique sont difficiles à mettre en œuvre dans les immeubles de bureaux en raison de plusieurs contraintes : les contraintes d'incendie, le contrôle de vitesse de l'air, la privatisation des bureaux, les bruits entre bureaux...

La ventilation mono-façade est moins performante avec des taux de renouvellement d'air plus faibles. Cependant, elle est plus adaptée aux bureaux cloisonnés avec l'ouverture des fenêtres sur un côté et les portes intérieures fermées de l'autre côté. Comparée à la ventilation traversante, la ventilation mono-façade est plus facile à concevoir et peut être gérée pièce par pièce.

La ventilation naturelle mono-façade peut être une solution pour éviter l'utilisation de la climatisation mécanique dans les bâtiments bien conçus dans les climats tempérés. Toutefois, lorsque les charges internes ne peuvent être suffisamment réduites ou dans des climats plus chauds, un système mixte combinant ventilation naturelle et système de refroidissement actif peut être envisagé. Cette solution peut offrir un très bon compromis entre faible consommation d'énergie et confort thermique. Les avantages des systèmes en mode mixte sont: l'adaptation possible à un large éventail de bâtiments, la satisfaction des occupants qui apprécient généralement de pouvoir ouvrir les fenêtres, des économies d'énergie, des coûts faibles.

Les travaux menés dans ce domaine ont été axés sur la ventilation mono-façade, afin de mieux comprendre les mécanismes physiques, de développer des modèles simplifiés appliqués à la simulation thermique du bâtiment et d'évaluer le potentiel de cette technique.

1.2. Analyse des mécanismes de la ventilation mon-façade

1.2.1. MECANISMES PHYSIQUES

Le flux d'air à travers une fenêtre est assez complexe, impliquant plusieurs mécanismes tels que la vitesse du vent, direction du vent, la turbulence du vent, la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur de la pièce ... La taille et le type d'ouverture peuvent aussi affecter le taux de renouvellement d'air. En conséquence, le débit d'air par les fenêtres est difficile à prédire. Plusieurs études (Warren 1977, Larsen et Heiselberg 2008 ...) ont été menées pour analyser l'impact des forces motrices, à savoir les effets du tirage thermique et du vent, sur le débit d'air à travers les ouvertures à partir d'essais en soufflerie et d'expériences in-situ. Ces travaux de recherche ont permis de mieux comprendre les phénomènes physiques et ont permis d'établir des expressions empiriques pour le calcul du taux de renouvellement d'air à travers les ouvertures.

Les principales forces motrices de la ventilation naturelle mono-façade sont les suivantes :

- Le tirage thermique

Lorsque la température extérieure est inférieure à la température intérieure, une différence de pression est créée par la différence de densité entre l'air chaud et froid. L'air intérieur chaud sort dans la partie supérieure de l'ouverture et l'air extérieur plus froid entre par le bas de l'ouverture (Figure 2.2). Il existe une hauteur pour laquelle les pressions intérieures et extérieures s'équilibrent.

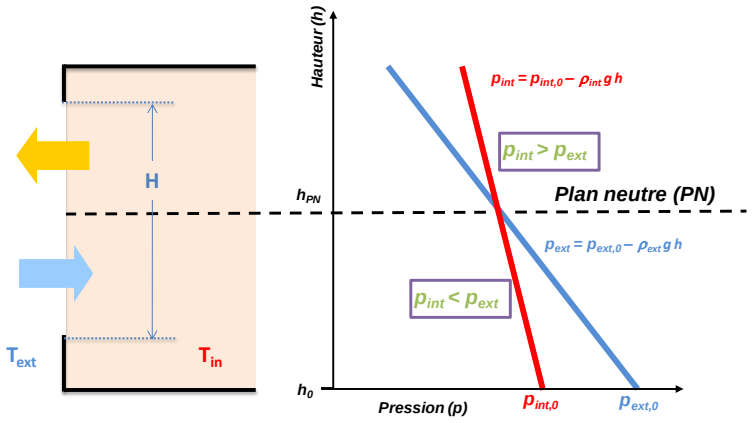


Figure 2.2 : Tirage thermique (Caciolo,2010)

Dans le cas d'une seule ouverture, le taux de renouvellement de l'air à travers l'ouverture dû au tirage thermique peut s'écrire :

$$q_{th} = \frac{1}{3} \cdot A \cdot C_D \cdot \sqrt{\frac{\Delta T \cdot H \cdot g}{\bar{T}}} \qquad (1)$$

où q_{th} est le débit d'air dû à effet thermique, C_d est le coefficient de décharge, généralement pris à 0,6, A est la surface l'ouverture, ΔT est la différence de température entre l'extérieur et l'intérieur, H est la hauteur de l'ouverture, g est l'accélération de la pesanteur, $\bar{T}$ est la température moyenne entre l'extérieur et l'intérieur.

- l'effet du vent

Le renouvellement d'air au travers d'une ouverture mono-façade est influencé par le vent. Les effets du vent à l'ouverture sont plus complexes que ceux du tirage thermique. On peut identifier deux effets, l'un dû à la vitesse moyenne du vent générant une différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur, et l'autre dû à la turbulence. La vitesse moyenne du vent a un impact faible dans le cas d'une ouverture mono façade. En revanche, la turbulence joue un rôle important dans le renouvellement d'air. On peut distinguer deux effets, la diffusion turbulente et les fluctuations de pression (Figure 2.3). La diffusion turbulente à l'interface entre l'écoulement extérieur et le local permet à l'air extérieur d'être mélangé avec l'air intérieur. Quant aux fluctuations de pression liées à la turbulence du vent, elles créent des échanges par pulsation, permettant des entrées et des sorties d'air dans le local. Toutefois, cette description des phénomènes est simplifiée, les deux effets ne pouvant être séparés.

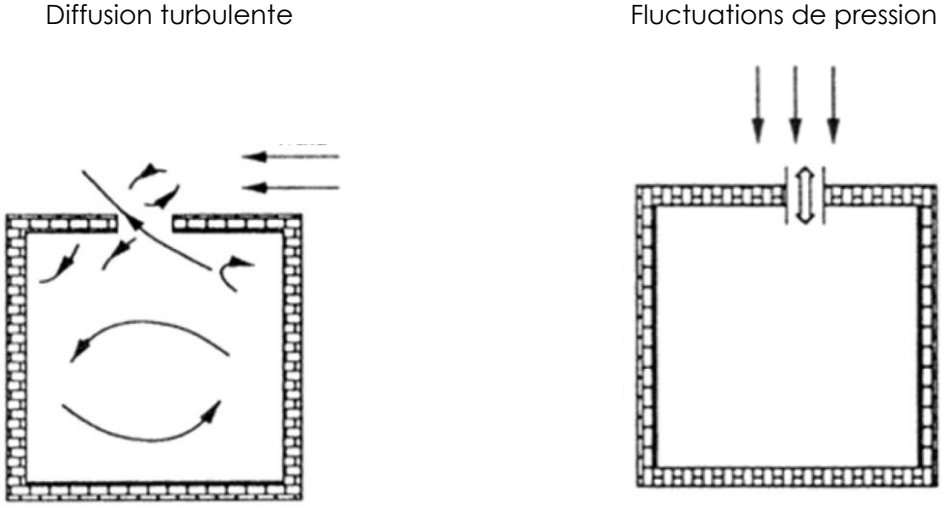


Figure 2.3 : Les effets de la turbulence du vent en ventilation mono-façade (Haghigat et al, 1991).

Les caractéristiques du vent (direction, vitesse moyenne, turbulence) vont donc jouer un rôle important dans le débit de renouvellement d'air. La vitesse du vent est généralement mesurée à 10m au-dessus du sol, mais elle varie en fonction de la hauteur par rapport au sol. Le profil de vitesse varie essentiellement en fonction de la rugosité du sol. Cependant, la plupart des études expérimentales ont cherché à relier le débit de renouvellement d'air à la vitesse moyenne du vent (Warren 1977), (Larsen et Heiselberg, 2008)… Larsen et Heiselberg (2008) et Chu et al. (2011) ont analysé l'influence de la direction du vent sur le taux de renouvellement d'air via des expériences en soufflerie.

De même la géométrie de l'ouverture et de la façade, étant des facteurs d'influence de la turbulence du vent, va jouer un rôle sur le débit de renouvellement d'air dans les locaux. La hauteur et la longueur de la façade vont modifier l'écoulement au voisinage des ouvertures. La taille et la hauteur par rapport au sol de l'ouverture (et de façon plus générale, la position des ouvertures sur la façade) sont aussi des caractéristiques qui vont permettre à l'air extérieur de plus ou moins entrer dans la pièce. Dans le cas de plusieurs ouvertures dans une pièce sur la même façade, l'effet « pulsatoire » du vent sera différent du cas avec une seule ouverture. La différence de pression spatiale entre les ouvertures ne peut plus être négligée

alors que dans le cas d'une seule ouverture, seule les différences de pression temporelles entrent en jeu. La ventilation naturelle mono-façade soulève de nombreuses questions. Comment le type de fenêtre (oscillo-battant, coulissant, à l'italienne …) impacte le tirage thermique et l'effet du vent ? Les effets thermique et du vent s'additionnent-t-ils ?...

La compréhension des mécanismes physiques de la ventilation naturelle est un sujet intéressant pour mieux évaluer son potentiel mais aussi pour concevoir des ouvertures favorisant le renouvellement d'air. Gratia et al. (2000) proposent un design constitué de deux ouvertures situées à différentes hauteurs pour favoriser le tirage thermique. Givoni (1962, 1968) a réalisé des expériences avec ajout de murs perpendiculaires à la façade entre les fenêtres exposées au vent créant des pressions positives et négatives sur chaque mur, pour améliorer le débit de ventilation mono-façade (figure 2.4). Mak et al (2007) ont étudié la performance de la ventilation avec ce concept à l'aide de la modélisation CFD dans différentes conditions.

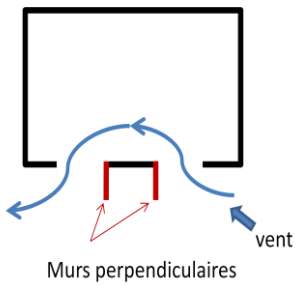


Figure 2.4 : Effet de l'ajout de murs perpendiculaires sur la façade

Pour un angle de vent de 45°, les résultats numériques montrent une augmentation du renouvellement d'air d'environ 125% par rapport à une conception sans murs perpendiculaires. Si ce concept s'avère être une solution efficace pour la ventilation naturelle, il n'est pas sans autres effets sur la thermique du bâtiment (il joue un rôle de protection solaire et de pont thermique). L'étude de ces solutions nécessite d'analyser les effets induits sur le bâtiment.

La ventilation mono-façade pose en effet beaucoup de questions. Nous avons menés des travaux de recherche basés sur l'expérimentation in-situ et la CFD afin de mieux comprendre les mécanismes physiques, analyser les facteurs d'influence du renouvellement d'air au travers de différentes ouvertures et développer des modèles simplifiés adaptés à l'estimation du potentiel de la ventilation naturelle mono-façade.

1.2.2. ETUDE EXPERIMENTALE DE LA VENTILATION NATURELLE MONO-FAÇADE

Du fait des vitesses faibles en jeu et de la turbulence de l'écoulement, l'étude expérimentale de la ventilation naturelle est une difficulté majeure. Deux techniques sont généralement utilisées, la méthode de décroissance de la concentration d'un gaz traceur et la mesure de la distribution de vitesse à l'ouverture par anémométrie à fil chaud. La méthode de décroissance de gaz traceur fournit le taux de renouvellement d'air du local moyenné sur quelques minutes avec une incertitude assez importante. La mesure par anémométrie à fil chaud rend compte de phénomènes locaux à l'ouverture mais il est difficile d'avoir une cartographie fine à l'ouverture. De plus, pour des raisons de coût, des capteurs omni-directionnels sont généralement utilisés mais ceux-ci ne permettent pas d'identifier le sens de l'écoulement. L'analyse des phénomènes à l'ouverture est donc complexe.

Il existe peu de mesures expérimentales de la ventilation naturelle mono-façade. Warren (1977) a mené des essais en soufflerie et sur deux bâtiments réels en utilisant la technique de décroissance d'un gaz traceur, en l'occurrence du N_2O. De Gids & Phaff (1982) ont réalisé une campagne de mesure au premier étage de 2 bâtiments. La campagne a consisté en des mesures de débit de ventilation à l'aide d'un gaz traceur. Dascalaki et al. (1996) ont effectué une campagne d'essais dans une cellule PASSYS en utilisant la méthode de décroissance de gaz traceur et de 5 sondes à 3 fils chauds à l'ouverture. Larsen (2006) a effectué des essais en soufflerie sur un local de taille réelle. La technique de la décroissance d'un gaz traceur a été utilisée là-aussi. Un profil de vitesse à l'ouverture a été mesuré à partir d'anémomètres à ultrasons 3D.

Nous avons réalisé une campagne expérimentale afin de comprendre les caractéristiques principales de l'écoulement en ventilation mono-façade, de confronter les corrélations établies par les auteurs cités dans le paragraphe précédent à nos mesures et d'analyser leur robustesse. La campagne de mesure a été effectuée dans une maison expérimentale en climat réel. Les expériences ont été menées dans une pièce située au premier étage de dimensions: largeur = 3 m, L = 3,5 m, hauteur = 2,5 m, avec une paroi extérieure exposée au sud (figure 2.5).

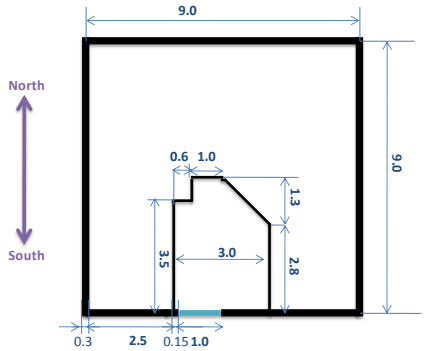


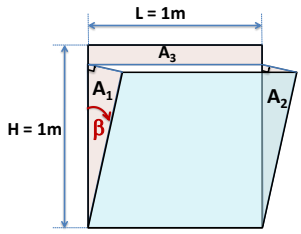
Figure 2.5 : Plan du premier étage de la maison expérimentale

Trois types d'ouvertures ont été testées : une ouverture pleine (figure 2.6a), représentative par exemple d'une fenêtre coulissante, une ouverture oscillo-battante avec l'axe en haut (figure 2.6b) et une ouverture oscillo-battante avec l'axe en bas (figure 2.6c). Les ouvertures oscillo-battantes ont été testées avec deux angles d'ouverture (12 ° et 28 °).

(a) (b) (c)

Figure 2.6 : Configurations d'ouverture testées expérimentalement

Pour la configuration pleine ouverture, la surface effective de passage est de 1 m². Pour les ouvertures oscillo-battantes, la surface effective de passage est calculée selon Caldoni et Ferrazzini (1997) (figure 2.7).



$$A_1 = A_2 = \frac{1}{2} \cdot H \sin\beta \cdot H \cos\beta$$

$$A_3 = L \cdot H(1 - \cos\beta)$$

$$\boldsymbol{A_{ouv} = A_1 + A_2 + A_3 = H(H \sin\beta \cos\beta + L - L \cos\beta)}$$

Figure 2.7 : Définition de la surface de passage pour une ouverture oscillo-battante

Afin d'étudier les effets du vent et du tirage thermique, deux techniques utilisées dans la littérature ont été retenues (Tableau 2.1) :

- Anémométrie à fil chaud : la vitesse, le taux de turbulence et la température ont été mesurés à différents endroits dans le plan de l'ouverture ;
- Technique de décroissance de gaz traceur en vue de mesurer le taux de renouvellement de l'air dans la pièce ;

Enfin, nous avons utilisé la vélocimétrie par Image de Particules (PIV 2D) afin d'observer qualitativement et quantitativement le champ de vitesse près de l'ouverture. Cette technique a été appliquée uniquement à la pleine ouverture.

Tableau 2.1 : Synthèse des techniques expérimentales utilisées

Technique	Nombre d'expériences	durée des expériences	Type d'ouverture	Mesures
PIV	1	3 min	Pleine	champ de vitesse 2D
Anémométrie à fil chaud	130	5 min	Pleine, oscillo-battant	vitesse moyenne de l'air taux de turbulence Température
Décroissance de Gaz traceur	29	20 min	Pleine, oscillo-battant	taux de renouvellement d'air

Au cours de chaque expérience, la température intérieure moyenne a été mesurée par six sondes PT-100 placées à différents endroits de la pièce (précision: ± 0,1 ° C). Les conditions extérieures, à savoir la vitesse et la direction du vent, la température extérieure et le rayonnement solaire global ont été mesurés par une station météorologique locale, située au-dessus du toit à une hauteur de 10 m.

a) Vélocimétrie par Images de Particules (PIV)

La PIV est utilisée afin de mesurer le champ de vitesse dans un plan vertical orthogonal à l'ouverture. Le système PIV éclaire le plan de mesure grâce à un laser à double cavité Nd-YAG III qui produit une nappe de lumière cohérente de 532 nm de longueur d'onde. Une caméra CCD, FlowSense 2M (Dantec Dynamics) est positionnée perpendiculairement au plan de mesure (figure 2.8). Une machine à fumée, Magnum 800, située à l'extérieur de l'ouverture, génère un brouillard de fines particules de densité proche de l'air. La caméra CCD enregistre des couples d'images dans un court laps de temps, qui sont traitées par le logiciel "Dynamic Studio" de Dantec Dynamics afin de calculer le déplacement des particules ensemencées et par conséquent le champ de vitesse.

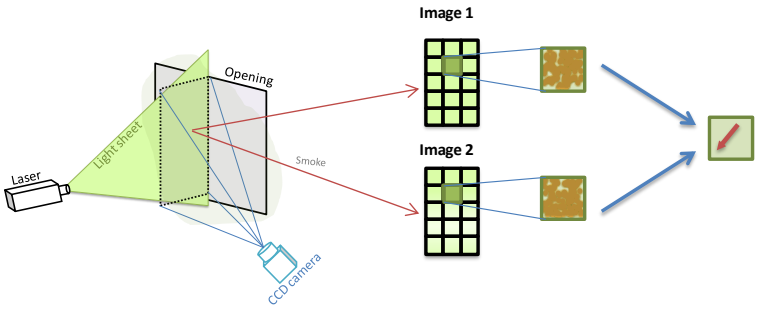


Figure 2.8 : Représentation schématique du système PIV utilisé

b) *Anémométrie à fil chaud*

La vitesse de l'air et la turbulence sont mesurées par cinq anémomètres à boule chaude de marque Schiltknecht ThermoAir6, qui mesurent la vitesse de l'air indépendamment de la direction de l'écoulement avec une fréquence de 10 hertz. La vitesse est moyennée sur une période de 5 minutes. Le taux de turbulence est calculé sur des périodes de 5 minutes. En outre, la température est également mesurée avec une fréquence de 1 Hz par des sondes de température intégrées dans les anémomètres.

Les anémomètres sont situés sur le plan de l'ouverture, comme schématisé sur la figure 2.9.

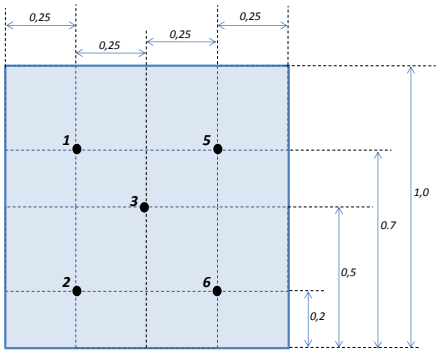


Figure 2.9 : Position des anémomètres thermiques à l'ouverture. Vue de l'intérieur.

c) *Technique de décroissance d'un gaz traceur*

Le taux de renouvellement d'air est calculé au moyen de la technique de décroissance d'un gaz traceur. Le gaz traceur utilisé est le SF_6. La concentration de SF_6 est mesurée par un analyseur de gaz Brüel et Kjaer de type 1302, fonctionnant par spectroscopie infrarouge photo-acoustique. L'analyseur est relié à deux points d'échantillonnage dans la pièce via un multiplexeur. Comme la période d'échantillonnage est d'environ 1,5 minute, la concentration pour les deux points d'échantillonnage est mesurée sur 1 heure toutes les 3 minutes.

Avant chaque expérience, le SF_6 est injecté dans la pièce, fenêtre fermée. Afin de parvenir à une concentration homogène, un ventilateur est utilisé. L'injection de gaz est stoppée lorsque les concentrations de SF_6 mesurées pour les deux points d'échantillonnage deviennent uniformes. Ensuite, la fenêtre est ouverte et la diminution de la concentration du gaz traceur au cours du temps est mesurée (figure 2.10).

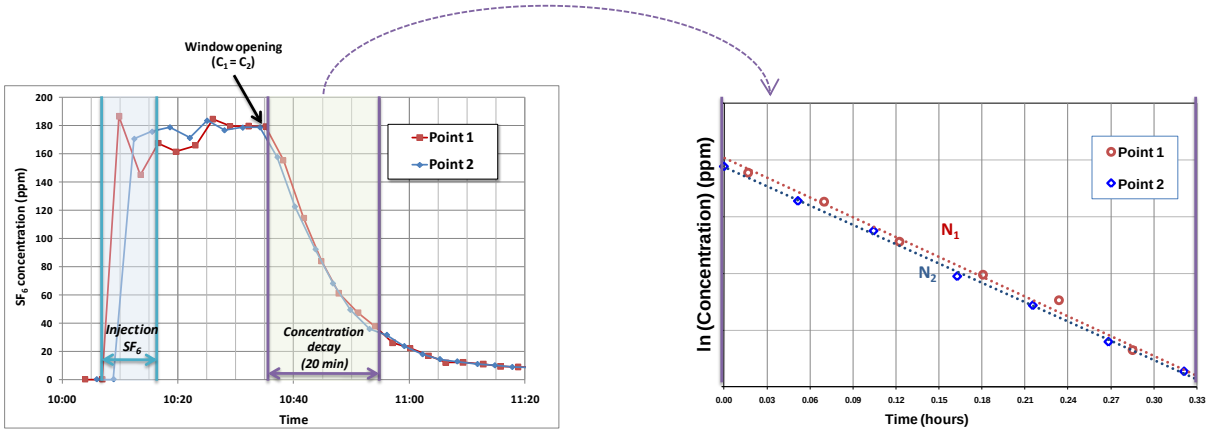


Figure 2.10 : Détermination du taux de renouvellement d'air par mesure d'un gaz traceur

La décroissance de la concentration est représentée par la formule ci-dessous (Sherman, 2011) :

$$C(t) = C(t_0) \cdot e^{-N(t-t_0)} \quad (2)$$

Où C(t) et C(t_0) sont respectivement les concentrations à l'instant t et à l'instant initial, et N est le taux de renouvellement d'air.

La valeur de N est calculée pour chaque point d'échantillonnage par régression linéaire du logarithme de la concentration sur une période de 20 minutes (Figure 2.10). Le taux de renouvellement d'air de la pièce est pris comme la moyenne des valeurs calculées pour chacun des deux points d'échantillonnage. L'incertitude sur le renouvellement d'air est estimée à ± 25% (Caciolo 2010).

Le tableau suivant résume l'ensemble des conditions expérimentales pour lesquelles des mesures de débit de renouvellement d'air ont été effectuées.

Table 2.2 : Conditions expérimentales et débits de renouvellement d'air mesurés

Type d'ouverture	Surface d'ouverture	Vitesse moyenne du vent (m/s)	Direction du vent[1] (°)	Différence de température intérieur/extérieur (°C)	Débit d'air (vol/h)
Pleine ouverture (P)	1m²	3.9	-152	5.3	**12.1**
		3.4	-145	3.2	**11.0**
		2.5	-176	2.8	**7.8**
		3.3	19	8.4	**11.8**
		3.7	23	8.5	**10.8**
		4.2	21	4.0	**9.1**
		3.9	51	5.6	**9.1**
Oscillo-battant, pivot haut, avec un angle d'ouverture de 12° (TH_12°)	0,23m²	4.4	-127	3.6	**3.2**
		4.2	-130	6.0	**3.2**
		5.3	-131	3.9	**4.2**
Oscillo-battant, pivot haut, avec un angle d'ouverture de 28° (TH_28°)	0,53m²	4.2	-141	3.4	**3.2**
		5.0	-139	4.0	**5.5**
		4.1	-139	5.7	**4.3**
		5.4	-134	5.1	**6.0**
Oscillo-battant, pivot bas, avec un angle d'ouverture de 12° (BH_12°)	0,23m²	4.8	-151	5.4	**3.9**
		4.2	-132	5.2	**3.0**
		5.0	118	4.4	**3.8**
		4.6	-18	4.8	**2.9**
		4.1	73	7.8	**2.4**
		4.5	52	8.7	**3.1**
Oscillo-battant, pivot bas, avec un angle d'ouverture de 28° (BH_28°)	0,53m²	4.4	-133	6.3	**5.8**
		4.4	-126	3.9	**5.8**
		3.7	15	5.0	**4.5**
		4.7	20	4.7	**4.7**
		4.1	21	5.2	**5.0**
		4.3	24	4.4	**5.0**
		4.3	56	8.7	**5.3**
		4.4	50	8.8	**5.5**
		4.1	55	6.5	**4.2**
		4.2	46	7.5	**5.8**
		3.4	72	5.4	**4.6**
		3.8	66	6.1	**5.4**

[1] 0° correspond à un vent du Nord (conditions sous le vent), -90° de l'ouest, +90° de l'est et +/-180° de sud, la fenêtre faisant face au sud.

1.2.3. ANALYSE DES RESULTATS EXPERIMENTAUX

Dans cette section, les résultats expérimentaux sont analysés afin de comprendre comment les effets du vent et du tirage thermique se combinent.

a) Effet du vent sur l'écoulement

Lorsque le tirage thermique seul est en jeu, le flux est bidirectionnel avec un plan neutre placé à mi-hauteur de l'ouverture (Brown et Solvason, 1962). Heiselberg et al. (2001) ont visualisé l'écoulement à proximité de l'ouverture par injection de fumée, dans des conditions sans vent et avec une grande différence de température entre l'intérieur et extérieur (20 ° C). Un flux d'air entre par la partie basse de l'ouverture et forme un jet stable qui se dirige vers le sol.

Nous avons réalisé des essais d'injection de fumigène en conditions réelles en présence de vent. La figure 2.11 montre l'écoulement à deux instants proches dans le cas de l'ouverture pleine, avec une différence de température de 7 ° C, une vitesse du vent de 2,5 m/s et une direction du vent sud-est (ouverture au vent).

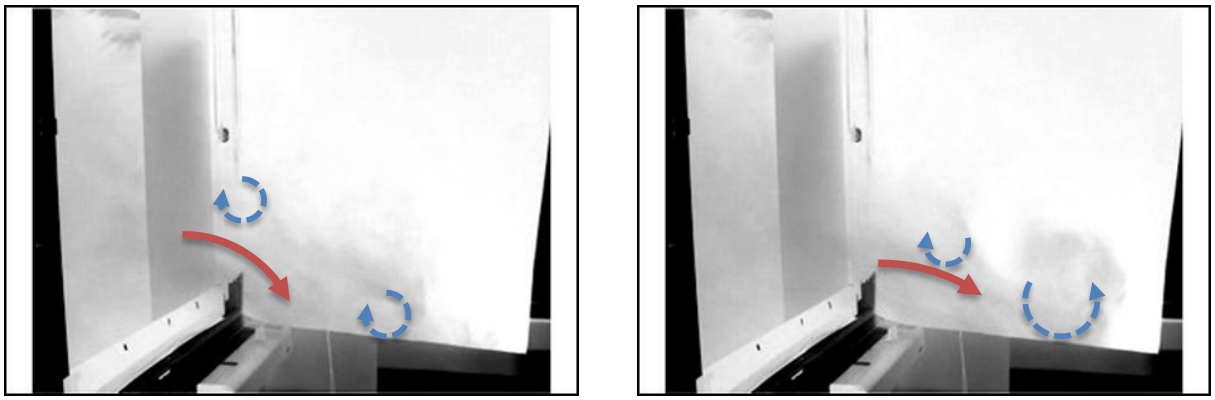


Figure 2.11 : Visualisation qualitative de l'écoulement au niveau de l'ouverture à l'aide d'un gaz fumigène. Configuration pleine ouverture avec un vent de 2,5 m/s, direction sud-ouest, incidence sur l'ouverture 20-25°, et un ΔT= 7°C

L'écoulement est similaire à celui observé par (Heiselberg et al. 2001) sans vent à l'exception que le jet est plus dispersé et très fluctuant. Le vent fait apparaître des tourbillons non stationnaires, de forme et de dimension variables, qui ont tendance à modifier l'aspect du jet et à mélanger l'air entrant et l'air sortant.

La Figure 2.12 montre le champ de vitesse par Vélocimétrie par Images de Particules (PIV) à différents instants dans la moitié inférieure de l'ouverture, côté intérieur. On observe la forte instationnarité de l'écoulement, avec de larges variations des vitesses instantanées par rapport aux vitesses moyennes.

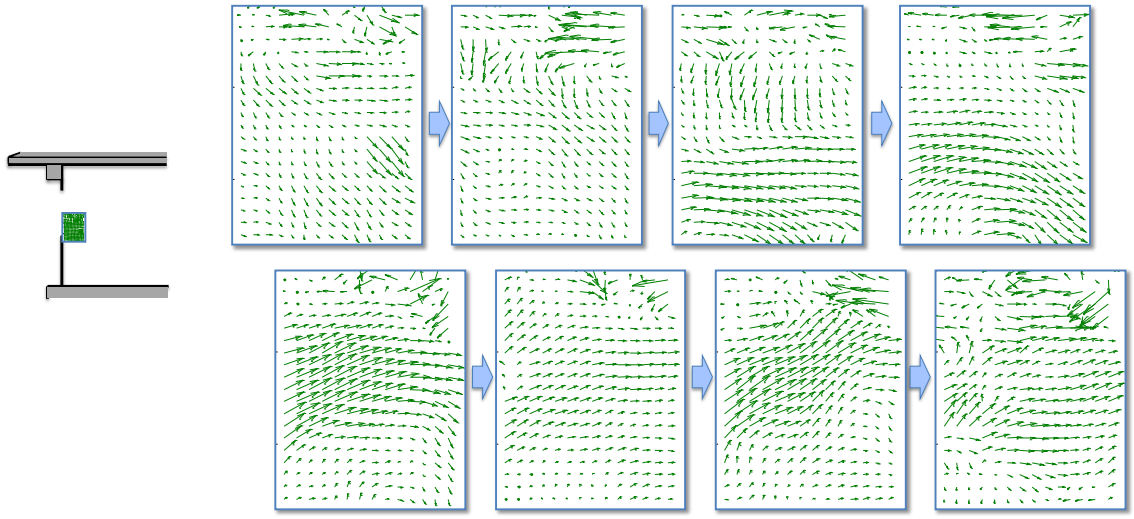


Figure 2.12 : Visualisation du champ de vitesse instantané par PIV dans la partie basse du plan moyen de l'ouverture à 8 instants différents. Temps écoulé entre chaque image : 0,5s.

Toutefois, même si l'écoulement à travers l'ouverture est très fluctuant, le champ de vitesse moyenné sur une période de 3 minutes montre un comportement similaire au cas de la ventilation due à l'effet thermique seul (Figure 2.13).

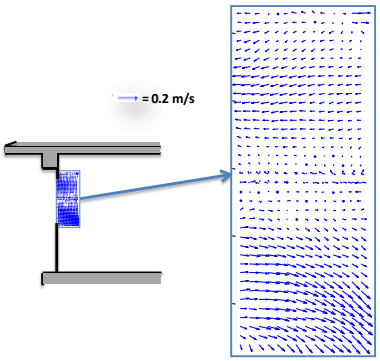


Figure 2.13 : PIV mesure du champ de débit moyen en face de l'ouverture.

La turbulence du vent créé donc des fluctuations de vitesses à l'ouverture qui provoquent un mélange entre l'air entrant et l'air sortant (diffusion turbulente). Toutefois, au moins pour les faibles vitesses du vent (<2,5 m/s), l'écoulement moyen (moyenné dans le temps) reste similaire à l'écoulement dû à l'effet thermique seul, avec une inversion de flux à mi-hauteur de l'ouverture (l'air entrant par le bas et sortant par le haut de l'ouverture). On notera que les valeurs moyennes de la vitesse à l'ouverture sont relativement faibles, de l'ordre de 0,1-0,2 m/s.

d) Effet du vent sur les vitesses, la turbulence et les températures à l'ouverture

La mesure par PIV et l'injection de fumée ont montré que, pour une vitesse du vent faible, l'écoulement près de l'ouverture est turbulent, dominé par l'effet du tirage thermique et caractérisé par des vitesses moyennes relativement faibles. Afin d'étendre ces résultats à des vitesses du vent supérieures, plusieurs expériences ont été réalisées utilisant cinq anémomètres à fil chaud placés au niveau de l'ouverture (Figure 2.9) pour mesurer les vitesses de l'air, les taux de turbulence et les températures à l'ouverture.

La Figure 2.14 représente la vitesse et le taux de turbulence moyennés sur les cinq points de mesure de la figure 2.9, en fonction de la vitesse du vent.

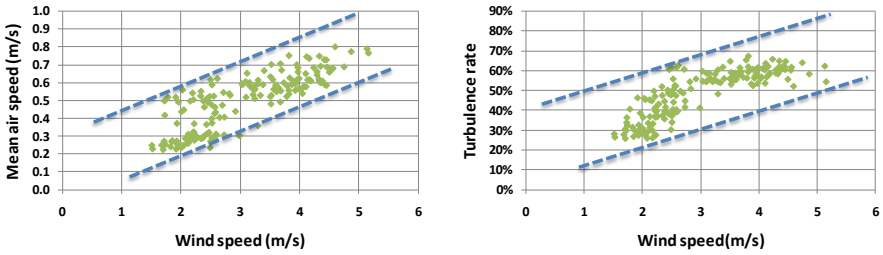


Figure 2.14 : Vitesse et turbulence mesurés en bas de l'ouverture à partir d'un anémomètre à fil chaud en fonction de la vitesse du vent.

Avec l'augmentation de la vitesse du vent, on observe que la vitesse moyenne à l'ouverture augmente proportionnellement. Cependant, il est important de préciser que nous ne pouvons pas lier directement cette augmentation à un accroissement du débit de renouvellement d'air car les sondes sont omnidirectionnelles.

De même, le taux de turbulence croît avec l'augmentation de la vitesse du vent. Ainsi, on peut s'attendre à ce que la diffusion turbulente et l'instabilité de l'écoulement, observés précédemment, augmentent avec la vitesse du vent, amplifiant le mélange entre l'air entrant et l'air sortant.

Il est aussi possible d'observer l'évolution de la différence de température effective à l'ouverture en fonction de la vitesse du vent. En effet, dans le cas d'un renouvellement d'air avec du tirage thermique uniquement, la différence de température entre le haut et le bas de l'ouverture est égale à la différence de température entre l'extérieur et l'intérieur. En revanche, quand le vent s'ajoute, la diffusion turbulente engendre un mélange entre l'air entrant et l'air sortant de la pièce. En conséquence, on s'attend à ce que la différence de température effective à l'ouverture, et donc l'effet du tirage thermique diminue.

La Figure 2.15 montre la relation entre le gradient de la température effective adimensionnalisé (ΔT*) définie par l'équation (3) et la vitesse du vent.

$$\Delta T^{*} = \frac{\Delta T_{\text{eff}}}{\Delta T_{\text{in-ext}}} = \frac{\left(\frac{T_1+T_5}{2}\right)-\left(\frac{T_2+T_6}{2}\right)}{T_{int}-T_{ext}} \qquad (3)$$

Dans cette équation, les températures sont définies sur la Figure 2.9.

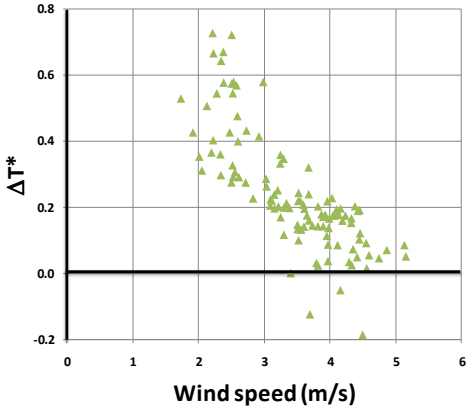


Figure 2.15 : Différence de température effective adimensionnée à l'ouverture en fonction de la vitesse du vent.

Le gradient de température adimensionnalisé est inversement proportionnel à la vitesse du vent, ce qui confirme le mélange à l'ouverture. La grande dispersion des résultats dans les Figures 2.14 et 2.15 est due à l'influence de la direction du vent et d'autres paramètres extérieurs. Cependant, les autres facteurs d'influence sur le gradient de température n'ont pu être mis en exergue avec les données mesurées.

e) Couche de mélange

En présence de vent, la couche de mélange contribue à modifier le taux de renouvellement d'air (Warren 1977, Yamanaka et al. 2006). Une couche de mélange apparaît lorsque la vitesse locale à proximité de l'ouverture est parallèle à la paroi, c'est à dire quand l'ouverture est au vent (Figure 2.16). Dans ce cas, lorsqu'il atteint le bord de l'ouverture, l'air extérieur se mélange avec l'air intérieur. Ce mécanisme permet un échange entre l'air intérieur et extérieur.

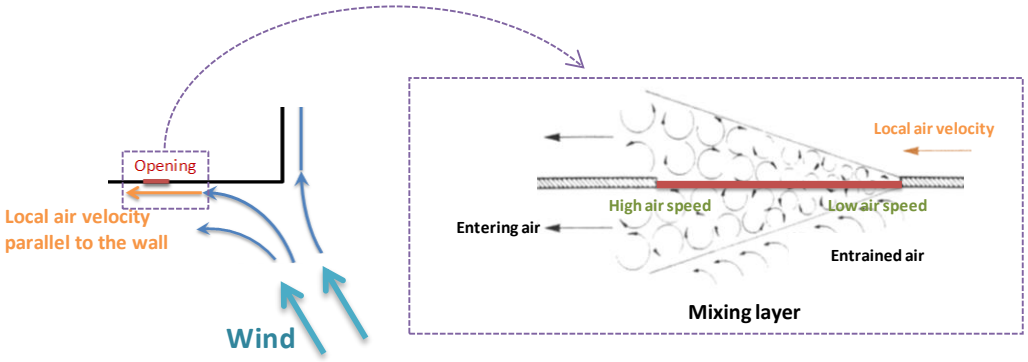


Figure 2.16 : Représentation schématique de la couche de mélange

La mesure de la vitesse de l'air sur les deux côtés de l'ouverture permet de confirmer l'existence d'une couche de mélange. En effet, la vitesse en amont de la couche de mélange est supérieure à celle en aval (Figure 2.16). La Figure 2.17 montre la relation entre les vitesses sur le côté Est (sonde 6, voir sur la figure 2.9) et le côté Ouest (sonde 2). Deux orientations principales du vent ont été observées lors des essais : vent de Sud-Est (marques bleues) et vent de Nord (marques rouges).

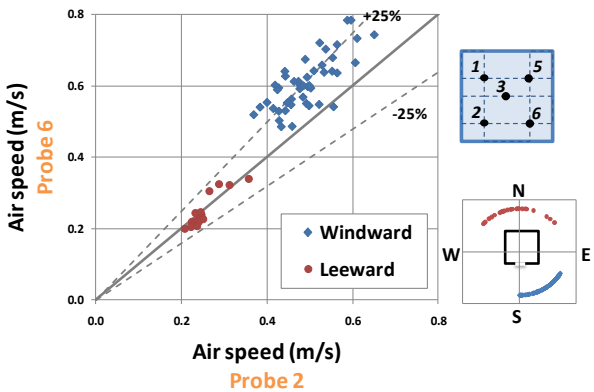


Figure 2.17 : Vitesse de l'air mesurée par la sonde 6, en fonction la vitesse de l'air mesurée par la sonde 2 à l'ouverture.

Dans le cas d'un vent de Sud-Est, les vitesses de l'air mesurées sur le côté Est de l'ouverture (sonde 6, en amont de l'écoulement) sont plus élevées que celles mesurées sur le côté Ouest (sonde 2, en aval), confirmant la présence d'une couche de mélange.

Au contraire, dans le cas d'un vent du Nord (ouverture sous le vent), les vitesses d'air mesurées sur les deux côtés de l'ouverture sont du même ordre de grandeur. En outre, les vitesses de l'air dans le cas de l'ouverture sous le vent sont beaucoup plus faibles que dans le cas de l'ouverture au vent. En effet, une zone de recirculation se forme derrière le bâtiment caractérisée par de faibles vitesses d'air (Figure 2.18). Ainsi, l'effet de la couche de mélange est négligeable dans ce cas.

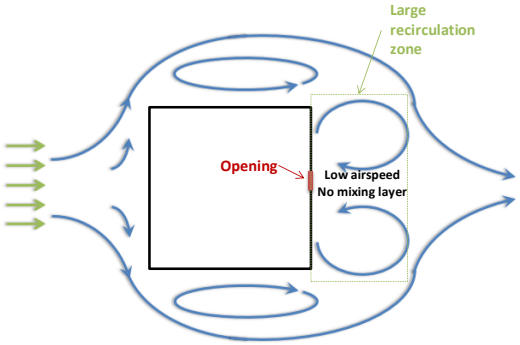


Figure 2.18 : Représentation schématique de l'écoulement d'air autour de l'immeuble en cas d'ouverture sous le vent.

f) Effet du vent sur le taux de renouvellement d'air

En l'absence de vent, c'est à dire lorsque seul le tirage thermique peut être considéré, le débit d'air peut être dérivé analytiquement (Warren et Parkins 1985) :

$$q_{th} = \frac{1}{3} \cdot A_{eff} \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{\Delta T \cdot H \cdot g}{T_{av}}} \qquad (4)$$

Afin de comprendre comment le débit de renouvellement d'air est affecté par les effets du vent identifiés dans la section précédente (diffusion turbulente et couche de mélange), les résultats des mesures du taux de renouvellement d'air sont analysés.

Les essais sont répartis en deux groupes (Figure 2.19), des essais au vent, avec un vent de Sud-Ouest, et des essais sous le vent, avec un vent de Nord-Est.

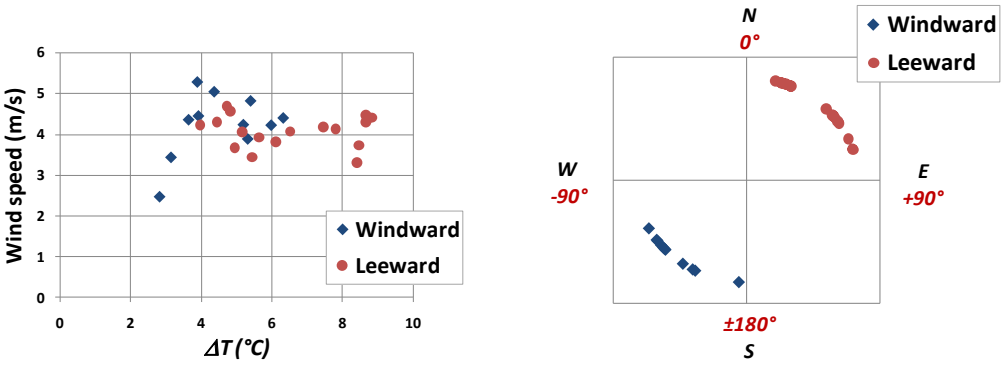


Figure 2.19 : Conditions expérimentales pour les mesures du taux de renouvellement d'air.

Les deux groupes d'essais présentent une large gamme de variation des écarts de température (ΔT entre 2 °C et 9 °C) et de la vitesse du vent (entre 2 et 5,5 m/s).

Pour quantifier l'effet du vent, la méthode d'analyse proposée par Warren (1977) est utilisée. Elle repose sur une représentation graphique utilisant deux nombres adimensionnels :

- Le nombre d'Archimède, défini comme :

$$Ar = \frac{g\ \Delta T\ H}{\bar{T}\ v_{vent}{}^{2}} \tag{5}$$

  Où g est l'accélération de la pesanteur, ΔT la différence de température entre intérieur et extérieur, H la hauteur de l'ouverture, $\bar{T}$ la température moyenne entre intérieur et extérieur, v_{vent} la vitesse du vent de référence.

- Le débit adimensionnel, défini comme :

$$F = \frac{q}{A_{ouv}\ v_{vent}} \tag{6}$$

Le débit de renouvellement d'air lié au tirage thermique seul peut être réécrit en considérant un coefficient de décharge de 0,6 sous la forme :

$$F_{th} = 0.2\ Ar^{0.5} \tag{7}$$

Cette équation peut être représentée par une ligne droite dans un graphique représentant F par rapport à $Ar^{0,5}$. Les différents points expérimentaux sont tracés sur ce graphique. Trois régions peuvent être identifiées (Figure 2.20) :

- Une région à proximité de la ligne droite qui correspond à l'équation (7), - la région bleue de la figure *($F = F_{th}$)*.

- Une région caractérisée par des débits d'air adimensionnés bien plus élevés que ceux correspondant à l'équation (7) - Région au-dessus *de la ligne droite ($F > F_{th}$)*.

- Une région caractérisée par des débits d'air adimensionnés inférieurs à ceux correspondant à l'équation (7) - Région en-dessous *de la ligne droite ($F < F_{th}$)*.

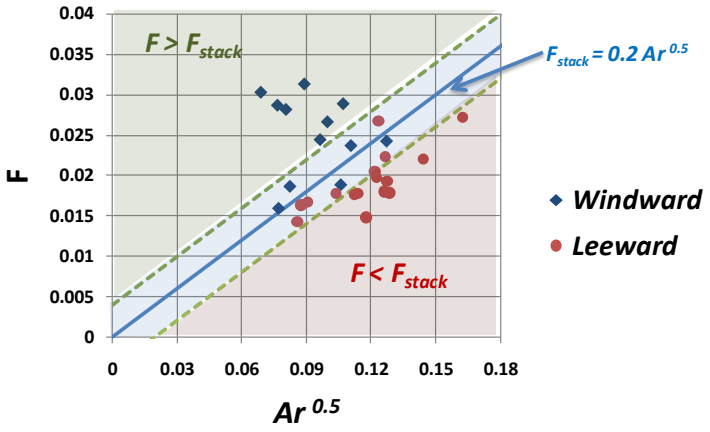


Figure 2.20 : Représentation des mesures du taux de renouvellement d'air dans un diagramme de Warren.

Une tendance nette peut être observée sur la Figure 2.20 :

- Pour les essais au vent, les taux de renouvellement d'air générés par la combinaison des effets du vent et du tirage thermique sont égaux ou supérieurs à ceux dus à l'effet du tirage thermique seul ;

- Pour les essais sous le vent, les taux de renouvellement d'air générés par la combinaison de l'effet du vent et du tirage thermique sont égaux ou inférieurs à ceux dus à l'effet du tirage thermique seul.

Cette tendance est due au double effet du vent : d'une part, la diffusion turbulente favorise le mélange entre l'air entrant et sortant, allant à l'encontre de l'effet du tirage thermique ; et d'autre part, le vent améliore le renouvellement d'air. Le premier effet a été montré dans la partie ci-dessus et il est confirmé par ces essais montrant là-aussi que la différence de température effective adimensionnée à l'ouverture diminue avec l'augmentation de la vitesse du vent (Figure 2.21).

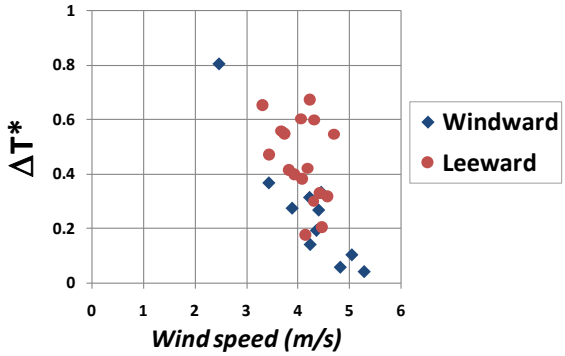


Figure 2.21 : Différence de température effective adimensionnée à l'ouverture en fonction de la vitesse du vent (pour les essais de renouvellement d'air).

Le second effet peut être mis en évidence par la représentation des résultats expérimentaux sur un diagramme de Warren modifié (Figure 2.22), dans lequel le nombre d'Archimède est substitué par un nombre d'Archimède effectif, calculé en utilisant la différence de température effective à l'ouverture.

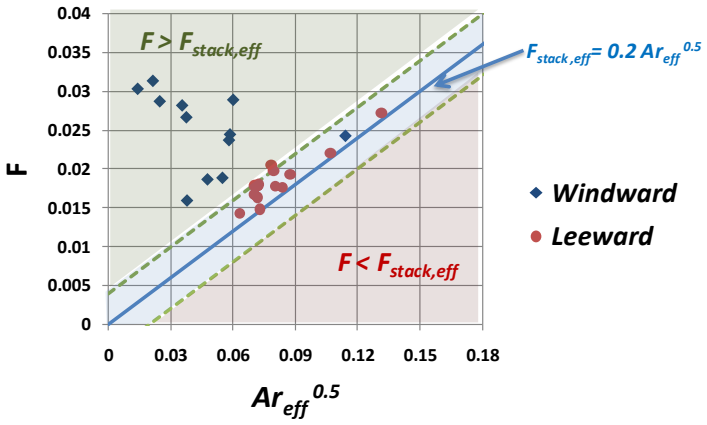


Figure 2.22 : Diagramme de Warren modifié.

Pour les essais sous le vent, le débit d'air correspond à celui dû à l'effet du tirage thermique effectif. Ainsi, le principal effet du vent dans ce cas est la diffusion turbulente. Au contraire, pour les essais au vent, le débit d'air est beaucoup plus élevé que celui dû à l'effet du tirage thermique effectif. Ainsi, il y a un autre effet du vent qui tend à augmenter le débit d'air. Cet effet peut être identifié comme le débit d'air supplémentaire généré par la couche de mélange, lequel est négligeable pour des essais sous le vent.

1.2.4. CONCLUSIONS

Les essais menés dans le cadre de la thèse de Marcello Caciolo nous ont permis d'analyser les mécanismes physiques liés à la ventilation mono-façade et en particulier les actions du vent. Il a été observé que le vent a tendance à diminuer le gradient de température entre le bas et le haut de l'ouverture et, par conséquent, l'effet thermique. Cet effet résulte du fait que le vent favorise le mélange entre l'air sortant et l'air entrant réduisant les différences de température. Du fait de ces interactions, les effets du tirage thermique et du vent ne peuvent généralement pas être additionnés. Par ailleurs, on constate que dans le cas d'une façade au vent, une couche de mélange se forme entre l'air extérieur et l'air intérieur favorisant le renouvellement d'air dans le local. En revanche dans le cas d'une façade sous le vent, la couche de mélange est négligeable.

1.3. Développement d'une nouvelle corrélation en ventilation mono-façade

1.3.1. MODELISATION DE LA VENTILATION NATURELLE MONO-FAÇADE

La caractérisation des écoulements d'air dans les bâtiments grâce à des ouvertures mono-façades est essentielle pour les concepteurs de bâtiments. Cependant, contrairement à la ventilation mécanique, la ventilation naturelle s'appuie sur les forces motrices naturelles (flottabilité et vent) qui sont très variables. En conséquence, l'évaluation du confort thermique et du potentiel d'économie d'énergie de la ventilation naturelle est beaucoup plus difficile comparé à la ventilation mécanique.

Plusieurs approches existent pour prédire la performance de la ventilation naturelle, telles que les modèles empiriques, nodaux (mono-zone et multi-zones), zonaux et CFD. Pour chaque approche, nous avons identifié leurs avantages et leurs limites pratiques afin de choisir celle répondant au mieux à des critères de simplicité d'usage, de rapidité de calcul et de capacité à rendre compte des débits de renouvellement d'air dans les différentes configurations de fenêtres et dans les différentes conditions climatiques avec un niveau exactitude satisfaisant.

a) Les modèles empiriques

Quelques corrélations empiriques ont été proposées dans la littérature afin de calculer le débit de renouvellement d'air. Pour la ventilation mono façade, Warren et Parkins (1985) présentent une expression analytique du débit de ventilation lié au tirage thermique et une expression empirique du débit de ventilation lié au vent, basé sur des expériences à grande échelle menées dans deux bâtiments et en soufflerie. Pour calculer le débit de renouvellement d'air combinant les effets thermique et du vent, Warren (1977) propose de calculer les débits liés au tirage thermique et au vent séparément, puis de prendre la valeur la plus grande des deux. Une autre corrélation qui prend en compte à la fois le vent et les effets de tirage thermique est proposée par De Gids et Phaff (1982) sur la base de 33 mesures sur des bâtiments à grande échelle. En utilisant une approche similaire, Larsen et Heiselberg (2008) tirent une corrélation plus complexe qui prend également en compte la direction du vent. L'expression est établie sur la base de plusieurs essais en soufflerie, avec une incertitude dans les prédictions de 23%. La corrélation a également été validée sur 48 mesures sur un bâtiment réel (Larsen 2006). Cependant, les coefficients empiriques diffèrent entre (Larsen 2006) et (Larsen et Heiselberg, 2008).

La Figure 2.23 montre les taux de renouvellement d'air de ventilation (ACH) prédits par les 3 corrélations pour une fenêtre de 1,5m² de surface et 0,9 m de hauteur dans une chambre avec une façade de 3 x 3 m et une profondeur de 5 m. La fenêtre est entièrement ouverte, et le débit d'air est calculé à partir des trois corrélations proposées selon la vitesse du vent et de la température extérieure, la température intérieure étant fixée à 25°C. Les coefficients empiriques (Larsen, 2006) ont été utilisés ici.

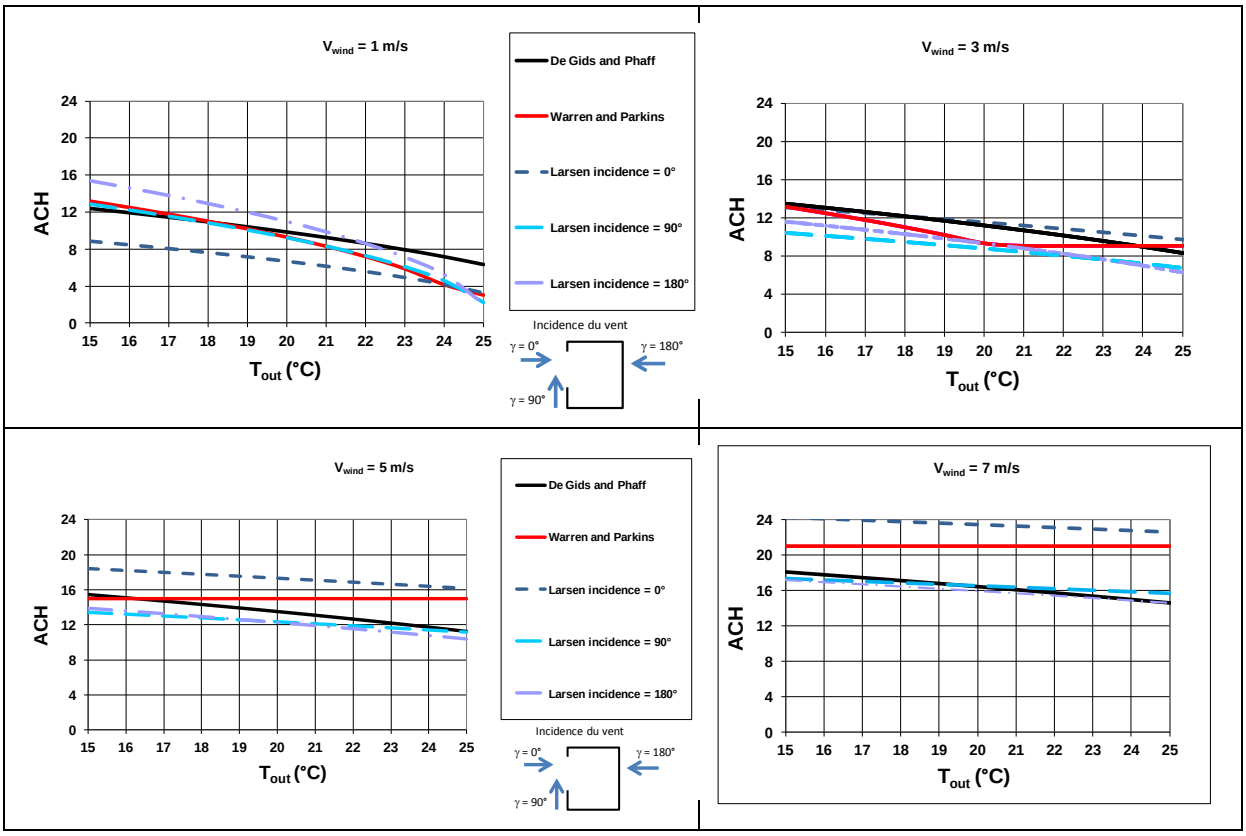


Figure 2.23 : Comparaison entre trois corrélations disponibles pour calculer le débit de renouvellement d'air en ventilation à mono-façade.

Même si la tendance générale est respectée, on peut noter que les débits d'air calculés par les trois méthodes diffèrent beaucoup dans la plupart des conditions. Des différences allant jusqu'à 50% sont observées pour de grandes vitesses du vent. En général, les corrélations de Warren & Parkins (1985) et De Gids & Phaff (1982) donnent des valeurs comprises entre celles fournies par la corrélation de Larsen (2006) à une incidence de 0° et à une incidence de 180°.

Ces corrélations sont principalement utilisées pour les prédictions de performance de la ventilation naturelle. En particulier, la corrélation de De Gids et Phaff (1982) est utilisée dans la règlementation thermique française (CSTB 2012) et la norme européenne (CEN 2007a) pour prédire l'impact de l'ouverture des fenêtres dans les bâtiments.

En règle générale, les corrélations empiriques sont simples et donc faciles à mettre en œuvre dans les codes de calcul thermique du bâtiment. Leur domaine de validité est théoriquement limité aux conditions expérimentales dans lesquelles ils ont été fixés. Des incertitudes raisonnables de l'ordre de 25-30% sont attendues avec ces corrélations.

b) Modèles nodaux

Les modèles nodaux représentent le bâtiment comme un ensemble de zones homogènes caractérisées par une température et une pression uniforme. Chaque zone est reliée aux autres zones et à l'extérieur au moyen de liens aérauliques, qui représentent un débit d'air entrant ou sortant de la zone. Pour les grandes ouvertures, une équation dérivée de Bernoulli en écoulement stationnaire, non visqueux et incompressible est généralement utilisée:

$$q = C_d \cdot A \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{out} - p_{in})}{\rho}} \quad (8)$$

Le système d'équations est fermé en écrivant l'équation de continuité pour chaque zone, imposant que les débits entrant et sortant sont égaux. Ainsi, la pression dans chaque zone peut être calculée.

Un modèle avec un seul nœud repose sur une seule équation, avec une seule inconnue qui est la pression de l'espace intérieur. Par conséquent, la méthode est relativement facile à mettre en œuvre avec une convergence généralement assez rapide (Liddament, 1996). En revanche, la résolution du système d'équations non linéaires est plus délicate pour un modèle multi-zones, en particulier lorsqu'il est couplé avec des modèles thermiques. La convergence de la méthode de Newton-Raphson, habituellement utilisée pour résoudre le système, peut être très lente et parfois non assurée (Feustel et Raynor-Hooson, 1990).

Les modèles de réseaux multi-zones les plus connus sont COMIS (Feustel et al. 2001) et CONTAM (Walton et Dols 2005). Le principal avantage de ces outils est leur capacité à modéliser des bâtiments avec des cloisons internes et des circulations d'air complexes comme dans les immeubles de bureaux. En revanche, la ventilation mono-façade n'est généralement pas bien représentée dans les modèles nodaux, car elle dépend fortement des fluctuations turbulentes de la pression du vent, négligées dans les modèles nodaux. Pour prendre en compte cet effet, Dascalaski et al. (1995) ont proposé un facteur de correction empirique basée sur 52 expériences à grande échelle. Le facteur de correction modifie la valeur du coefficient de débit.

Nous avons comparé les résultats des corrélations empiriques avec un modèle nodal avec ou sans la correction proposée par (Dascalaki et al., 1995). Les modèles de ventilation naturelle ont été couplés au Type 56 de TRNSYS, programme de simulation énergétique des bâtiments. La Figure 2.24 montre le nombre d'heures de dépassement de la température opérative de 28°C sur une année type calculé pour un bureau orienté sud à Nice (France). Les dimensions du bureau sont de 2.5m de long x 5m de profondeur x 2,8 m de haut avec une fenêtre ouvrante coulissante de dimensions: L=1,8 m x H=1,7 m. Les mêmes stratégies d'ouverture des fenêtres ont été utilisées pour tous les cas. Des résultats similaires sont obtenus entre les corrélations empiriques et le modèle nodal utilisant le facteur de correction (noté CF) proposé par Dascalaki et al. (1995).

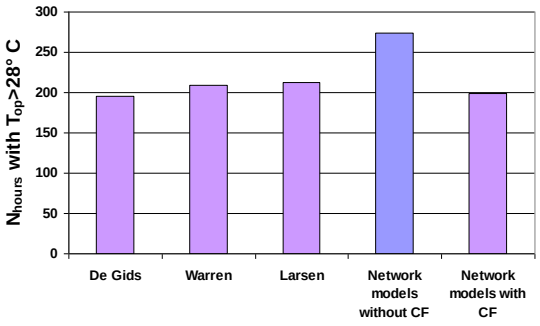


Figure 2.24 : Comparaison de modèles nodaux et empiriques en termes de nombre d'heures de dépassement de la température opérative de 28°C pour un local de bureau avec de la ventilation à mono-façade (Caciolo et al., 2009)

La principale limitation des modèles nodaux est leur difficulté d'utilisation, en raison de la grande quantité de données qui doit être traitée. En effet, les paramètres liés à toutes les

cloisons intérieures du bâtiment doivent être fournis. Par ailleurs, les deux outils les plus connus (COMIS, CONTAM) n'ont pas d'interfaces très conviviales pour la saisie des données et la présentation graphique des résultats ne sont pas attrayantes (Chen, 2009). De plus, ils ne fournissent pas d'informations supplémentaires par rapport aux corrélations empiriques.

Malgré ces limites, les logiciels thermo-aérauliques reposent généralement sur cette approche car elle paraît être à ce jour la meilleure façon d'obtenir des résultats significatifs pour la prédiction de la performance de la ventilation dans un bâtiment entier (Chen, 2009).

c) Modèle zonal

Les modèles zonaux ont été développés pour remédier à l'incapacité des modèles nodaux à prédire la distribution de température dans les espaces intérieurs. Les pièces sont divisées en quelques sous-zones homogènes dans lesquelles les équations de bilan de masse et d'énergie sont appliquées. En revanche, l'équation de quantité de mouvement n'est pas directement résolue dans les modèles zonaux afin de réduire considérablement les temps de calcul. Afin de fermer le système d'équations, des corrélations empiriques sont utilisées pour déterminer le flux d'air dans les volumes de contrôle des zones en fonction de la différence de pression. Cette approche est bien adaptée à des sous-zones où la quantité de mouvement est faible (généralement appelées zones «courantes»), mais ce n'est pas le cas pour les zones où les quantités de mouvements sont importantes, c'est à dire les zones de jet et de panaches thermiques (Musy et al., 2002). Par conséquent, des lois issues de considérations analytiques ou expérimentales sont utilisées pour déterminer les débits d'air à travers les sous-zones de jet et de panaches thermiques, comme proposé par Inard et al. (1996) ou Haghighat et al. (2001). Ainsi, la distinction entre les différents types de zones rend nécessaire la connaissance au préalable des caractéristiques principales de l'écoulement. L'utilisation d'un modèle zonal nécessite une grande expertise et est chronophage. Par ailleurs, dans le cas de la ventilation-mono-façade, la définition des conditions aux limites au niveau de l'ouverture est plutôt complexe, spécialement en présence de vent. (Fracastoro et al, 2002) ont appliqué un modèle zonal simplifié à la ventilation naturelle mono-façade. Les résultats sont en bon accord avec des essais expérimentaux, mais seul l'effet thermique est considéré dans cette étude.

Il n'existe pas d'outil commercial basé sur l'approche de modélisation zonale (Megri et Haghighat, 2007), ce qui limite la possibilité d'utiliser ce type de modèle à des fins de conception. Soulignant que les modèles zonaux sont difficiles à utiliser et réduisent peu les temps de simulation par rapport à la modélisation CFD, Chen (2009) pense que l'intérêt pour les modèles zonaux devrait disparaitre au profit de modèles CFD.

d) Modèles CFD

La mécanique des fluides numérique (CFD, Computational Fluid Dynamics) consiste à résoudre numériquement les équations aux dérivées partielles pour la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Afin de résoudre ces équations, le domaine est subdivisé en un grand nombre de cellules. Les équations sont discrétisées et appliquées à chacune des cellules du domaine. Pour réaliser une simulation CFD, l'utilisateur doit suivre une procédure complexe :

- ***Géométrie du problème*** : en général, une simulation CFD de la ventilation naturelle nécessite de modéliser à la fois le local à caractériser et son environnement extérieur. Cependant, dans certaines situations, les deux domaines peuvent être divisés pour effectuer des calculs séparés (Cook et al., 2003).

- ***Discrétisation du volume étudié*** : le choix du schéma de maillage joue un rôle clé dans le succès d'une simulation CFD. L'utilisation à la fois d'un maillage structuré (Straw, 2000) et d'un maillage non structuré (Yang et al. 2006) est possible. En règle générale, le maillage doit être suffisamment fin pour saisir les principales caractéristiques de l'écoulement dans les zones clés (près des ouvertures et des frontières solides), mais assez grossier dans les autres zones afin de limiter le nombre total de volumes de contrôle.
- ***modèle de turbulence :*** Plusieurs modèles de fermeture pour la turbulence sont proposées dans les logiciels de CFD. Dan le cas de la ventilation naturelle, le flux d'air autour et à l'intérieur des bâtiments est turbulent. La turbulence est généralement prise en compte en utilisant une approche statistique avec résolution du champ moyen (RANS Reynolds Averaged Navier Stokes), tels que les modèles k- ε ou k-ω. Le modèle k- ε standard ne parvient pas à prédire correctement l'écoulement externe autour des bâtiments (Franke et al., 2004), ainsi l'utilisation d'un modèle de type k-ε RNG (Re-Normalisation Group) ou k-ε réalisable est recommandé. (Jiang et Chen, 2001) recommandent l'utilisation de la modélisation des grandes échelles (Large Eddy Simulation, LES) pour la ventilation naturelle. Les équations de Navier-Stokes sont filtrées afin de séparer les tourbillons de grande échelle des tourbillons de petite échelle. Les grandes échelles sont directement résolues alors que les petites échelles sont modélisées de façon similaire à la RANS. Nous avons comparé les modèles de turbulence LES et RANS (k-ε réalisable et RSM- Reynolds Stress Model) dans l'environnement FLUENT par rapport à des données expérimentales in situ (Caciolo et al. 2012). Les modèles RANS-RSM et RANS k-ε réalisable donnent des résultats très proches même si le modèle RSM semble un peu meilleur pour la prédiction des profils de vitesse et de température. Dans des conditions d'ouverture au vent, la modélisation LES montre des résultats légèrement meilleurs que les modèles RANS, montrant des profils de vitesse, température et de turbulence à l'ouverture d'une fenêtre mono-façade un peu plus proches des résultats expérimentaux. Au contraire, les modèles RANS sont légèrement meilleurs dans des conditions d'ouverture sous le vent. En termes de taux de renouvellement d'air dans la pièce, les résultats de la LES sont légèrement meilleurs que les modèles RANS quel que soit le cas expérimental. Cependant, le temps de calcul est fortement augmenté avec la simulation LES (environ 30 fois plus que les modèles RANS). Le modèle RANS-RSM apparait comme le meilleur compromis entre précision des résultats et temps de calcul. D'autre-part, des approches hybrides RANS/LES ont été développées mais leur utilisation fait encore l'objet de recherches (Wright et Hargreaves, 2006). En outre, Hasama et al (2008) ont étudié l'applicabilité de la DES (Detached Eddy Simulation) pour la ventilation au travers d'une ouverture, constatant peu de différences avec la simulation LES.
- ***Conditions aux limites :*** Le choix des conditions aux limites est très important car il peut influer sur la solution à l'intérieur du domaine de calcul. Cependant, les conditions aux limites ne sont souvent pas pleinement connues. Une solution consiste à sélectionner les limites du domaine de calcul assez loin de la zone d'intérêt afin de limiter l'impact sur les résultats de conditions aux limites approximatives. Pour une analyse de l'écoulement autour d'un bâtiment, les profils de vitesse et de la turbulence du vent doivent être spécifiés. En outre, les limites basses (sol), latérales et haute du domaine doivent être fixés correctement afin de ne pas altérer le profil (Franke et al., 2004). Enfin, les conditions aux limites thermiques dans le domaine « intérieur » doivent également être soigneusement définies afin de reproduire les sources thermiques dans la pièce et les températures aux parois.

Une fois que la convergence de la simulation est atteinte, un post-traitement des données est nécessaire pour l'analyse et la visualisation de la solution résultante. La validité des résultats

de CFD dépend fortement de la représentativité des conditions aux limites imposées, de la densité du maillage, de la méthode de résolution et des hypothèses retenues. Ainsi, les outils CFD nécessitent une connaissance experte de la mécanique des fluides numériques et des ordinateurs avec de grandes capacités de calcul. Par ailleurs, la validation expérimentale des résultats CFD est fortement recommandée.

La modélisation CFD est de plus en plus populaire dans de nombreux domaines, y compris la ventilation naturelle, en raison de l'augmentation de la capacité informatique et du développement de nombreuses interfaces graphiques conviviales. La CFD apparaît comme l'outil le plus informatif, mais il est difficile à utiliser et les temps de paramétrage et de simulation restent longs. La CFD semble être un outil utile pour l'analyse des flux d'air et l'optimisation de la conception de nouveaux systèmes de ventilation. La CFD reste beaucoup plus utilisée en recherche que par les concepteurs de bâtiments, même si le couplage de modèles CFD à des programmes de simulation énergétique des bâtiments (BSIM, ESP-r, EnergyPlus, TRNSYS) est maintenant disponible. Comme l'a observé Crawley et al. (2005), l'utilisation de la CFD en simulation énergétique du bâtiment exige une expertise considérable.

e) Conclusions

Le tableau 2.3. résume les principales caractéristiques des modèles examinés. Les modèles empiriques montrent le meilleur compromis entre simplicité et précision pour l'analyse de la ventilation naturelle mono-façade. Toutefois, afin d'étudier des conceptions complexes (par exemple, les atriums), des outils de CFD sont nécessaires pour prédire la performance de la ventilation naturelle, les débits d'air et les vitesses d'air.

	Entrées	Sorties	Modèles disponibles	Avantages/Inconvénients
Modèles empiriques	• Températures extérieure et intérieure • Vitesse et direction du vent (Cp) • Hauteur, Cd et surface des ouvertures	Les débits d'air	Warren (1985); De Gids & Phaff (1982); Larsen (2006)…	- Facile à utiliser et à mettre en œuvre dans les outils de simulation thermique du bâtiment - Suffisant pour la conception de la ventilation - Peu d'informations sur les performances de la ventilation (taux de renouvellement d'air) - Manque d'universalité
Modèles nodaux	• Températures extérieure et intérieure • Vitesse et direction du vent (Cp) • Hauteur, Cd, surface des ouvertures dans chaque zone • Hauteur, Cd, les surfaces et les connections entre les zones connectées	Les débits d'air et la pression interne de chaque zone	COMIS (Feustel, 2001)	- Peu d'informations sur les performances de la ventilation - Assez difficile à utiliser
Modèles zonaux	• Températures intérieure et extérieure • Description géométrique détaillée • Définition des zones, zones de jet et zones de panache • Conditions aux limites • Répartition des sources de chaleur	*Pour chaque sous-zone:* • Vitesse de l'air • Pression • Température	POMA (Haghigat et al., 2001) (*outil de recherche*)	- Difficile à utiliser - Temps de calcul long - Outil de recherche exclusivement
Modèles CFD	• Températures intérieure et extérieure • Description géométrique fine du domaine • Conditions aux limites (Pression ou le débit) • Répartition des sources de chaleur	*Domaine intérieur:* • vitesse de l'air • température *Domaine extérieur* : • coefficients Cp *Interface intérieur et à extérieur:* • débits d'air • mouvement de l'air	Fluent, CFX, Airpak, MicroFlo ...	- Résultats très informatifs - Nécessite une expertise importante - Difficile à utiliser - Temps de calcul long

Tableau 2.3 : classification des modèles de ventilation naturelle mono-façade

1.3.2. ANALYSE DES CORRELATIONS EXISTANTES

A partir de nos résultats expérimentaux in situ, nous avons comparé les principales corrélations existantes (Warren, 1977; De Gids et Phaff, 1982 ; Larsen et Heiselberg, 2008). Compte tenu de la précision des mesures (± 25%), la prévision de taux de renouvellement d'air dans le cas de l'ouverture au vent est bonne pour les 3 corrélations (Figure 2.25). Le meilleur accord est toutefois obtenu avec la corrélation Warren. Au contraire, dans le cas de l'ouverture sous le vent, la différence entre le taux de renouvellement d''air mesuré et calculé est grande quel que soit la corrélation.

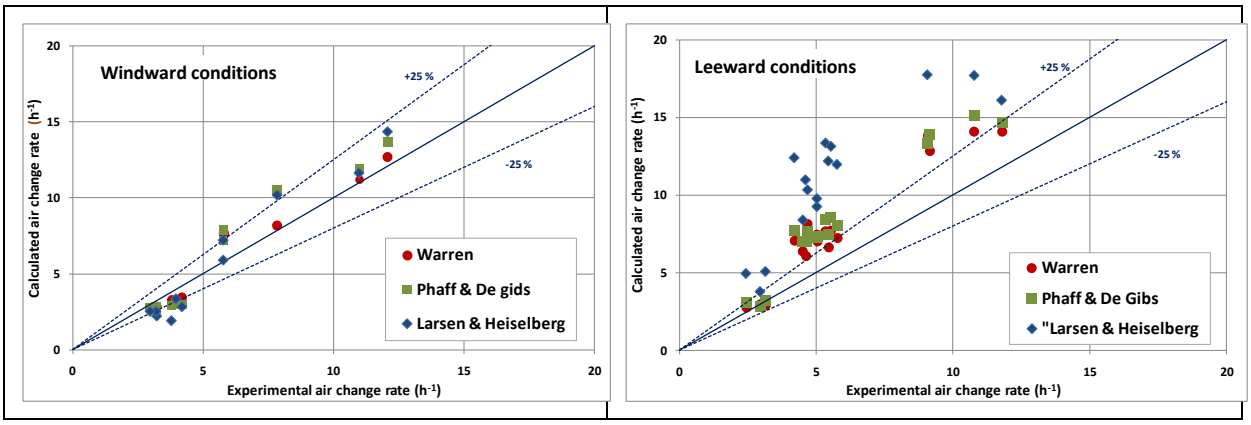


Figure 2.25 : Comparaison des débits de renouvellement d'air entre 3 corrélations empiriques et des données expérimentales dans des conditions au vent (figure de gauche) et sous de vent (figure de droite)

La mauvaise prédiction du taux de renouvellement d'air des corrélations dans le cas de l'ouverture sous le vent peut être expliquée par le fait que les corrélations de De Gids et Phaff (1982) et de Larsen et Heiselberg (2008) ajoutent l'effet du vent à l'effet du tirage thermique alors que nos résultats ont montré qu'ils ne s'additionnaient pas et qu'au contraire l'effet du vent avait plutôt tendance à réduire l'effet du tirage thermique (Figure 2.22). La corrélation de Warren (1997) prenant le débit maximal entre celui généré par le vent et celui généré par le tirage thermique donne de meilleurs résultats, mais a tout de même tendance à surestimer le débit de renouvellement d'air, la réduction du tirage thermique n'étant pas prise en compte.

Les résultats de la comparaison entre les corrélations empiriques et nos expériences in-situ (Caciolo et al. 2011) ont montré que :

- Dans le cas de l'ouverture au vent, les expressions empiriques donnent d'assez bons résultats pour toutes les corrélations. Les meilleurs résultats sont toutefois obtenus avec la corrélation de Warren (1977) avec presque toutes les valeurs dans la plage d'incertitude des mesures (+/-25%).
- Dans le cas de l'ouverture sous le vent, toutes les corrélations surestiment le taux de renouvellement d'air.

C'est pourquoi une nouvelle corrélation a été développée afin de mieux prendre en compte le taux de renouvellement d'air en cas d'ouvertures dans des conditions sous le vent.

1.3.3. PROPOSITION D'UNE NOUVELLE CORRELATION

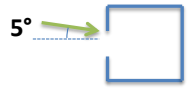
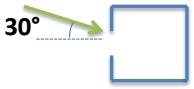
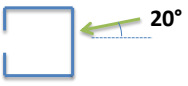
a) Méthodologie

La nouvelle corrélation pour la ventilation naturelle mono-façade a été développée à partir de la modélisation CFD. Grâce à la CFD, une étude paramétrique est entreprise pour évaluer l'effet des forces motrices. La CFD est un moyen de simuler différentes conditions, sans les contraintes de mesures in situ qui sont tributaires des conditions climatiques, ce qui rend l'analyse de phénomènes physiques plus facile. Les résultats CFD sont utilisés pour définir la nouvelle corrélation qui est ensuite validée par comparaison avec les données expérimentales in-situ (Caciolo et al., 2011).

b) Validation de la CFD

La CFD est une technique de plus en plus populaire pour prédire le taux de ventilation dans les bâtiments (Chen, 2009). Les approches de modélisation de la turbulence les plus utilisées pour l'étude de la ventilation naturelle mono-façade dans les bâtiments sont : la LES (Large Eddy Simulation) et la RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) (Allocca et al., 2003). Nous avons validé nos choix de modélisation CFD par comparaison avec nos résultats expérimentaux (Caciolo et al. 2012). Trois expériences caractérisées par des conditions de vent (vitesse, direction) différentes ont été sélectionnées pour la comparaison avec la CFD (Tableau 2.4).

Tableau 2.4 : Principales caractéristiques des conditions des 3 essais expérimentaux utilisés pour la validation de la CFD

Expérience	Vitesse moyenne du vent	Direction moyenne du vent (vue de haut)	Différence moyenne de température intérieur-extérieur	N (h^{-1})	N_{th}* (h^{-1})	N_{vent}* (h^{-1})
A	2.5 m/s		2.8 °C	7.8	8.1	8.2
B	3.9 m/s		5.3 °C	12.1	11.2	12.7
C	3.3 m/s		8.4 °C	11.8	14.1	10.8

** N_{th} et N_{vent} sont les débits de renouvellement d'air liés au tirage thermique et au vent respectivement. Ils sont calculés suivant les équations analytiques de Warren (équation 4) et $(0.025 \times A_{eff} \times v_{vent})$*

Nous avons ensuite comparé les résultats de CFD avec différents modèles de turbulence (LES, RANS-RSM) à nos résultats expérimentaux. La Figure 2.26 compare les profils expérimentaux du module de vitesse, de taux de turbulence et de températures aux profils obtenus en CFD. Les mesures de vitesse ont été effectuées avec des sondes à fil chaud omnidirectionnelles ne donnant aucune information sur la direction de l'écoulement. La vitesse moyenne issue des mesures a été calculée à partir de la moyenne temporelle des mesures effectuées :

$$\langle u_{exp} \rangle = \frac{1}{\mathrm{T_{exp} \cdot f_{exp}}} \sum_{i=1}^{\mathrm{T_{exp} \cdot f_{exp}}} \left| \boldsymbol{u_{exp,inst,i}} \right| \quad (9)$$

avec fexp la fréquence des mesures (10Hz) et Texp la durée de mesures fixée à 20 minutes.

Pour obtenir une valeur comparable en LES, on a moyenné le vecteur vitesse instantané estimé sur chaque pas de temps :

$$\langle u_{LES} \rangle = \frac{1}{\mathrm{T_{LES} \cdot f_{LES}}} \sum_{j=1}^{\mathrm{T_{LES} \cdot f_{LES}}} \left| \boldsymbol{u_{LES,inst,j}} \right| \quad (10)$$

En revanche, pour les simulations RANS, on ne dispose que de la valeur moyenne de chaque composante du vecteur vitesse et des informations sur la turbulence, à partir desquelles on ne peut pas directement remonter par voie algébrique au module du vecteur vitesse, car en général :

$$\overline{(u^2 + v^2 + w^2)^{\frac{1}{2}}} \neq (\bar{u}^2 + \bar{v}^2 + \bar{w}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

Dans l'approche statistique de la modélisation de la turbulence par la méthode RANS-RSM, la vitesse de chaque composante est décrite par sa valeur moyenne et une fonction de probabilité supposée normale et caractérisée par un écart type. En fait, on dispose de 3 vitesses moyennes ($\bar{u}$,$\bar{v}$,$\bar{w}$) et des 6 tenseurs de Reynolds ($\overline{u'u'}$, $\overline{v'v'}$, $\overline{w'w'}$, $\overline{u'v'}$, $\overline{v'w'}$ et $\overline{u'w'}$). A partir de ces données, on génère par un tirage aléatoire une série de vecteurs. A partir de ces vecteurs, on peut calculer le module et en faire la moyenne comme suit :

$$\langle u_{RANS} \rangle = \frac{1}{1000} \sum_{k=1}^{1000} \left| \boldsymbol{u_{RANS,inst,k}} \right| \quad (12)$$

On fait ici l'hypothèse que la moyenne d'ensemble du module de vitesse est assimilable à la moyenne temporelle, en d'autres termes que le processus peut être considéré comme un processus stationnaire.

Quant au taux de turbulence, il est calculé comme l'écart type du module de vitesse divisé par sa moyenne :

$$\mathrm{I_{t,\%}} = \frac{100}{\langle u \rangle} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{\mathrm{N}} \left[\left| \boldsymbol{u_{inst,i}} \right| - \langle u \rangle \right]^2}{\mathrm{N}}} \quad (13)$$

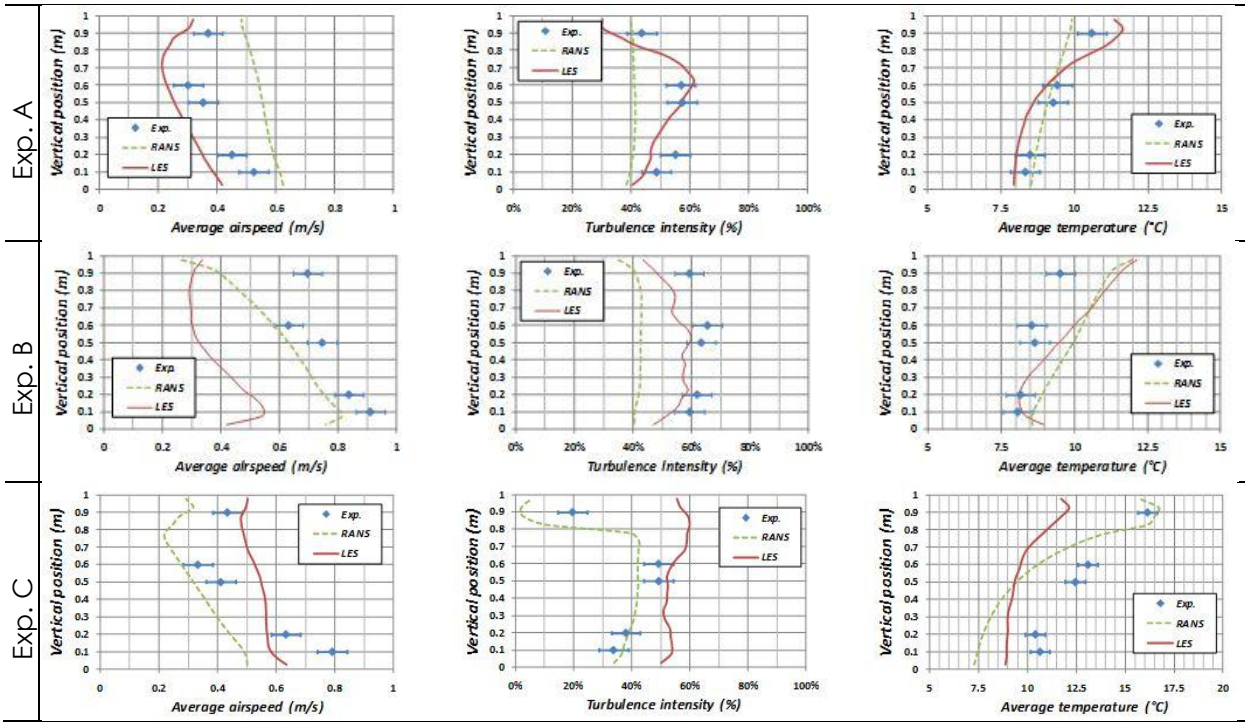


Figure 2.26 : Profils verticaux à l'ouverture de vitesse d'air, du taux de turbulence et de température pour les 3 expériences

Nous avons ensuite comparé les taux de renouvellement d'air établis grâce à la méthode de décroissance d'un gaz traceur à ceux obtenus par CFD (Tableau 2.5). Toutefois, le taux de renouvellement n'est pas un résultat direct de la CFD. Jiang & Chen (2001), Allocca et al. (2003) et Yang et al. (2006) proposent de calculer le taux de renouvellement d'air par intégration des vitesses normales sur la surface de l'ouverture en prenant en compte seulement les vitesses positives pour le calcul du débit entrant et les vitesses négatives pour le calcul du débit sortant :

$$q_{vent} = q_{in} = q_{out} = \frac{1}{2}\sum_{c}^{N_{cells,opening}} |\bar{\mathbf{v}}_{\mathbf{c}} \cdot \boldsymbol{n}_{\mathbf{c}}| \cdot A_c \qquad (14)$$

Avec $\bar{\mathbf{v}}_{\mathbf{c}}$ le vecteur de la vitesse moyenne dans la cellule c, $\boldsymbol{n}_{\mathbf{c}}$ le vecteur unitaire normal à l'ouverture et A_c l'élément surface de l'ouverture correspondant à la cellule c.

Le taux de renouvellement d'air $N_{conv,avg}$ se déduit, en introduisant le volume de la pièce V, comme :

$$N_{conv,avg} = \frac{q_{vent}}{V} \qquad (15)$$

Cette méthode s'applique aux méthodes de résolution RANS et LES. Pour la LES, on peut utiliser une méthode alternative (Jiang & Chen, 2001), (Wright and Hargreaves, 2006) consistant à calculer les débits de renouvellement d'air instantanés à partir des vitesses normales instantanées à l'ouverture et ensuite calculer le débit de renouvellement d'air, $N_{conv,inst}$, comme la moyenne des débits instantanés. L'inconvénient de ces méthodes est quelles ne prennent pas en compte les phénomènes de mélange entre l'air entrant et l'air sortant à l'ouverture dus à la diffusion turbulente et à des recirculations dans le plan de l'ouverture.

Nous avons proposé une autre méthode pour évaluer le débit de renouvellement d'air à partir de la CFD, consistant à reproduire la technique de décroissance d'un gaz traceur. L'équation de transport d'un gaz traceur est introduite :

$$\rho \frac{\partial C}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial C}{\partial x_k} = -\left(\rho D + \frac{\mu_t}{Sc_t}\right) \frac{\partial^2 C}{\partial x_k^2} \qquad (16)$$

Avec C la concentration en gaz traceur, D le coefficient diffusion moléculaire, μ_t la viscosité turbulente et Sc_t le nombre de Schmidt turbulent fixé à 1, C et **u** sont des moyennes de Reynolds en RANS et sont filtrés en LES. L'équation de transport est résolue sur une période de 20 min en RANS et 5 min en LES (pour des raisons de temps de calcul) en imposant une concentration initiale C_0 uniforme dans le local. On observe une décroissance de la concentration comme dans les essais expérimentaux (Figure 2.27). Le taux de renouvellement d'air est calculé de la même manière qu'avec les essais expérimentaux en utilisant la formule suivante :

$$C_{moy,pièce}(t) = C_{moy,pièce}(t_0) \cdot e^{-N(t-t_0)} \qquad (17)$$

avec $C_{moy,\,pièce}(t)$ et $C_{moy,pièce}\ (t_0)$ les concentrations moyennes dans la pièce aux instants t et t_0 ; N le taux de renouvellement d'air.

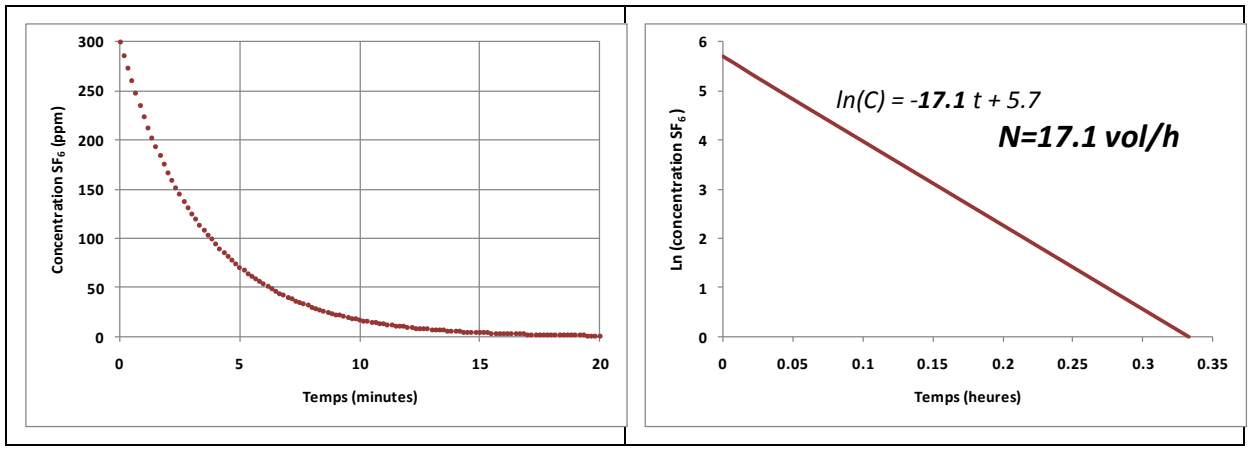


Figure 2.27 : Exemple de courbe de décroissance issue d'une simulation CFD RANS–RSM (Caciolo, 2010)

Tableau 2.5 : Comparaison des résultats de taux de renouvellement d'air entre les essais expérimentaux et les modélisations CFD

	EXP	RANS				LES					
	N_{exp}	**$N_{conv,avg,RANS}$**		**$N_{gas-tracer,RANS}$**		**$N_{conv,avg,LES}$**		**$N_{conv,inst,LES}$**		**$N_{gas-tracer,LES}$**	
	h^{-1}	h^{-1}	Diff%	h^{-1}	Diff%	h^{-1}	Diff%	h^{-1}	Diff%	h^{-1}	Diff%
Exp. A	7.8	4.0	**-49%**	9.6	**+24%**	6.6	**-15%**	10.1	**+29%**	9.2	**+18%**
Exp. B	12.1	14.0	**+16%**	14.7	**+22%**	11.1	**-9%**	15.7	**+29%**	11.5	**-5%**
Exp. C	11.8	10.5	**-11%**	14.4	**+22%**	4.4	**-62%**	15.6	**+33%**	10.8	**-9%**

Les modèles de turbulence donnent des résultats assez proches (Tableau 2.5). Etant donné le temps de calcul élevé de la LES, nous avons retenu la méthode RANS avec le modèle RSM (Reynolds stress Model) plus adapté aux études paramétriques.

Les autres paramètres de la CFD sont discutés dans (Caciolo et al., 2012).

g) Etude paramétrique

Dans notre étude paramétrique, nous avons repris les mêmes considérations géométriques que dans les expérimentations, c'est-à-dire, une pièce de 27.5 m³ au deuxième étage d'une maison individuelle. Selon les recommandations de Franke et al. (2007), le domaine numérique a été défini comme présenté dans la Figure 2.28.

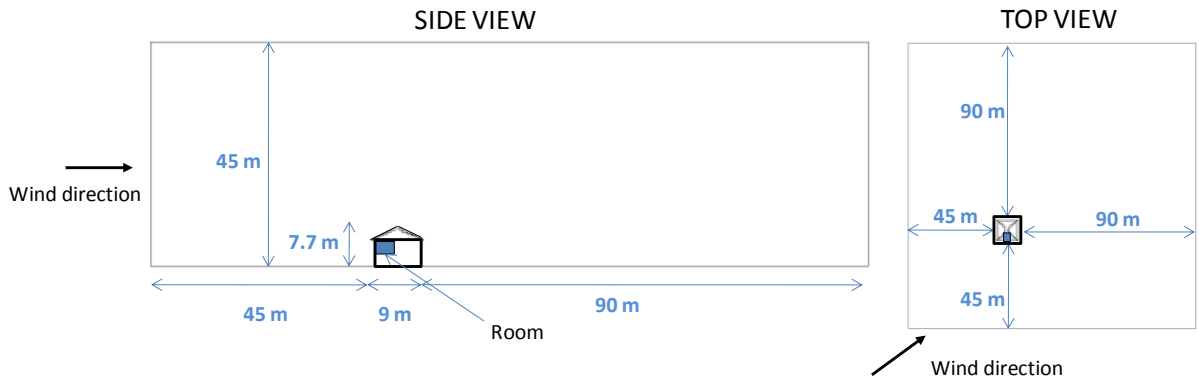


Figure 2.28 : Domaine numérique (Caciolo, 2010)

Les dimensions du domaine résultent d'un compromis entre le nombre de mailles et l'indépendance de l'écoulement proche du bâtiment aux conditions aux limites. Pour les conditions d'entrée et de sortie du domaine, on impose des conditions de périodicité, c'est-à-dire, qu'à chaque itération, les conditions de sortie sont utilisées comme conditions d'entrée à l'itération suivante. Les profils de vitesse obtenus sont stables et cohérents avec la loi de paroi rugueuse. Le domaine est divisé en deux maillages structurés, un pour le local et l'autre pour l'environnement extérieur. Le maillage est raffiné au voisinage du sol, des parois et de l'ouverture de la fenêtre, conduisant à un total de 1,2 million de cellules. Les détails du domaine numérique et des conditions aux limites sont disponibles dans (Caciolo et al., 2012).

L'étude paramétrique vise à analyser le taux de ventilation dans un domaine étendu de conditions extérieures et intérieures par rapport aux données expérimentales. Les paramètres étudiés varient de la manière suivante :

- Température intérieur-extérieur : 3 situations sont étudiées :
  - conditions de matin en été (n° 1) : faible différence de température entre les parois intérieures et l'air extérieur (T_{parois} = 26 °C, T_{ext} = 22 °C), avec des gains internes de 250 W.
  - conditions de ventilation de nuit en été (n° 2) : Grande différence de température entre les parois intérieures et à l'air extérieur (T_{parois} = 28 °C, T_{ext} = 16 °C), sans gains internes.
  - conditions de mi-saison en fin de journée (n° 3) : Grande différence de température les parois intérieures et à l'air extérieur (T_{parois} = 28 °C, T_{ext} = 16 °C), avec des gains internes de 250 W.
- Vitesse du vent: entre 1,5 et 6,5 m/s, avec un pas de 1 m/s. Par ailleurs, une simulation sans vent a été réalisée pour chaque condition de température ;

- Direction du vent: Un *vent de Sud-ouest* avec un angle d'incidence de 30° par rapport à l'angle perpendiculaire à l'ouverture (direction au vent) et un *vent de Nord-Est* avec un 150° angle d'incidence (direction sous le vent).

Trente-neuf configurations ont été simulées, en supposant une ouverture de fenêtre de 1 m².

h) Analyse des résultats de CFD

Les Figures 2.29 et 2.30 montrent les taux de renouvellement d'air obtenus pour les différentes conditions définies ci-dessus dans le cas d'une ouverture pleine respectivement dans des directions au vent et sous le vent.

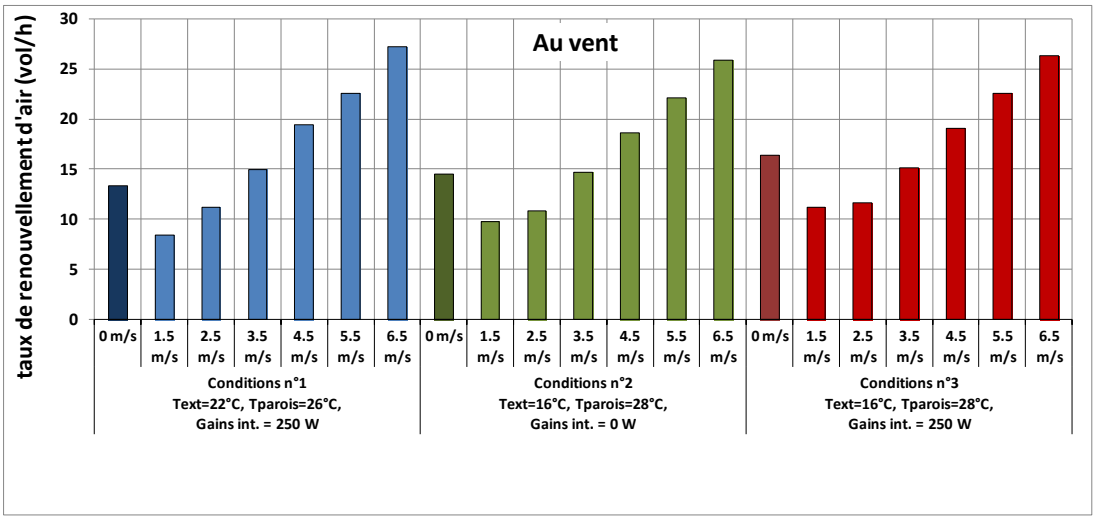


Figure 1.29 : Taux de renouvellement d'air estimé par CFD pour différentes vitesses de vent et les 3 cas d'étude dans des conditions au vent (Caciolo, 2010)

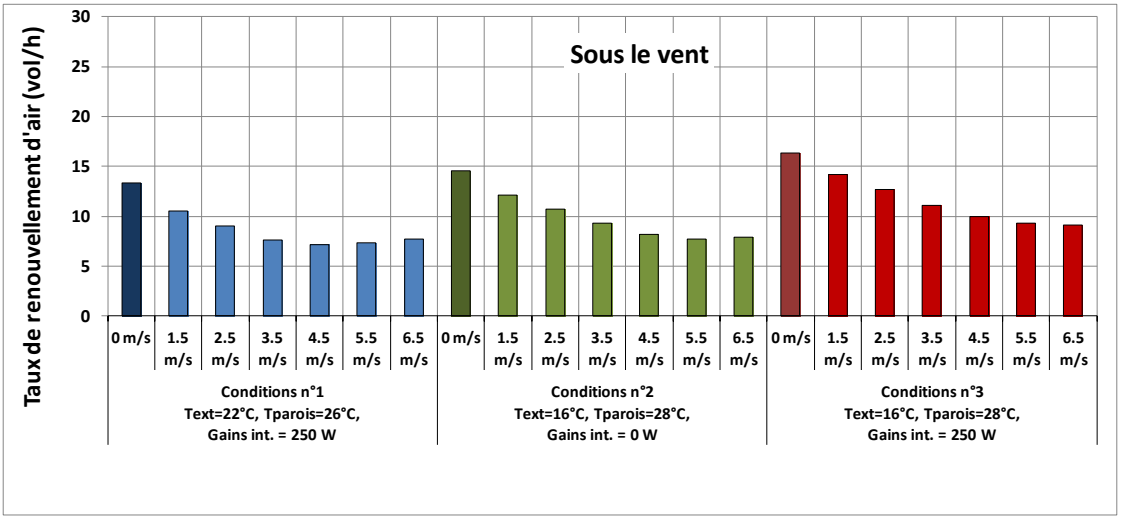


Figure 2.30 : Taux de renouvellement d'air estimé par CFD pour différentes vitesses de vent et les 3 cas d'étude dans des conditions sous le vent (Caciolo, 2010)

Sur les Figures 2.29 et 2.30, on constate que le vent a généralement un effet négatif sur le taux de renouvellement d'air dans des conditions sous le vent et a un effet positif dans des conditions au vent, sauf pour des vitesses de vent faibles. Ce phénomène a déjà été observé dans les résultats expérimentaux.

L'effet du vent sur le taux de renouvellement d'air est analysé en utilisant le diagramme de Warren (Figure 2.31). Sur ce graphique, on peut distinguer trois zones:

- Une zone proche de la diagonale ($F = F_{th}$) correspondant à l'équation (7) : le taux de renouvellement d'air est principalement dû au tirage thermique ;
- Une zone en dessous de la diagonale ($F<F_{th}$) : le taux de renouvellement d'air est inférieur au taux de renouvellement d'air dû au tirage thermique uniquement ; le vent contrecarre le tirage thermique, ce qui réduit le taux de renouvellement d'air ;
- Une zone au-dessus de la diagonale ($F> F_{th}$) : le taux de renouvellement d'air est supérieur à celui dû au tirage thermique uniquement ; le vent renforce l'effet du tirage thermique, augmentant ainsi le taux de renouvellement d'air.

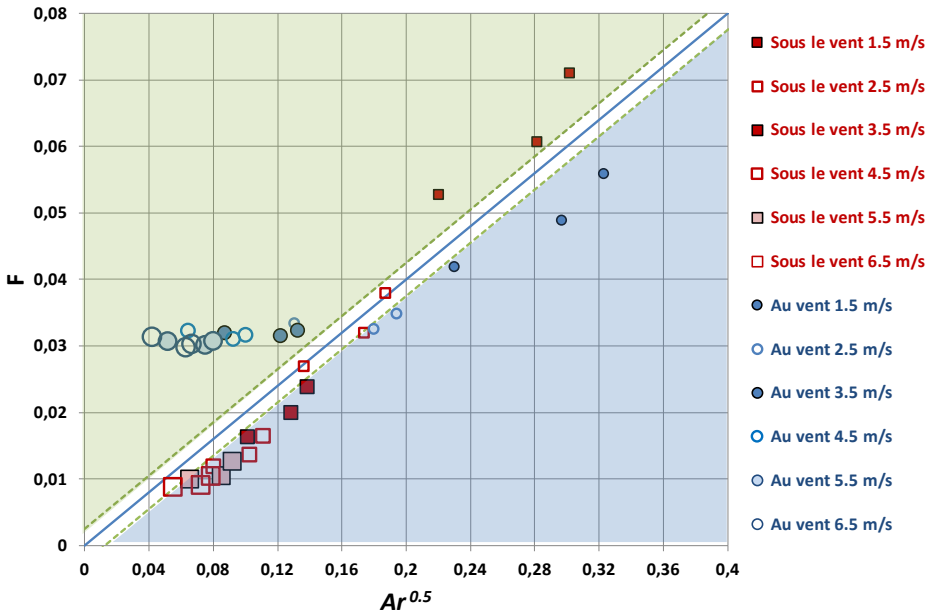


Figure 2.31 : Représentation des résultats de CFD sur le diagramme de Warren

La Figure 2.31 montre que, dans le cas d'une ouverture exposée au vent, pour des vitesses de vent supérieures à 2,5 m/s, le vent a tendance à augmenter le débit d'air par rapport au débit d'air sans vent (effet du tirage thermique uniquement). Toutefois, lorsque la vitesse du vent est de 1,5 m/s, l'effet est inversé avec un taux de renouvellement d'air légèrement inférieur au débit d'air sans vent. Dans des conditions sous le vent, le vent a un faible effet sur le débit d'air quelle que soit sa vitesse. Cependant, on peut observer d'une part que le débit d'air est légèrement augmenté quand le vent est faible (1,5 m/s) par rapport au cas sans vent et d'autre part que le débit d'air est légèrement réduit à partir d'une vitesse du vent de 3,5 m/s par rapport au cas sans vent. Une explication de ce phénomène est proposée à partir d'une analyse des champs de vitesse et de température en CFD (Caciolo, 2010).

- <u>Ouverture sous le vent</u>

La Figure 2.32 montre les champs de vitesse et de température en conditions diurnes en été, dans le cas « sous le vent » et pour différentes vitesses de vent.

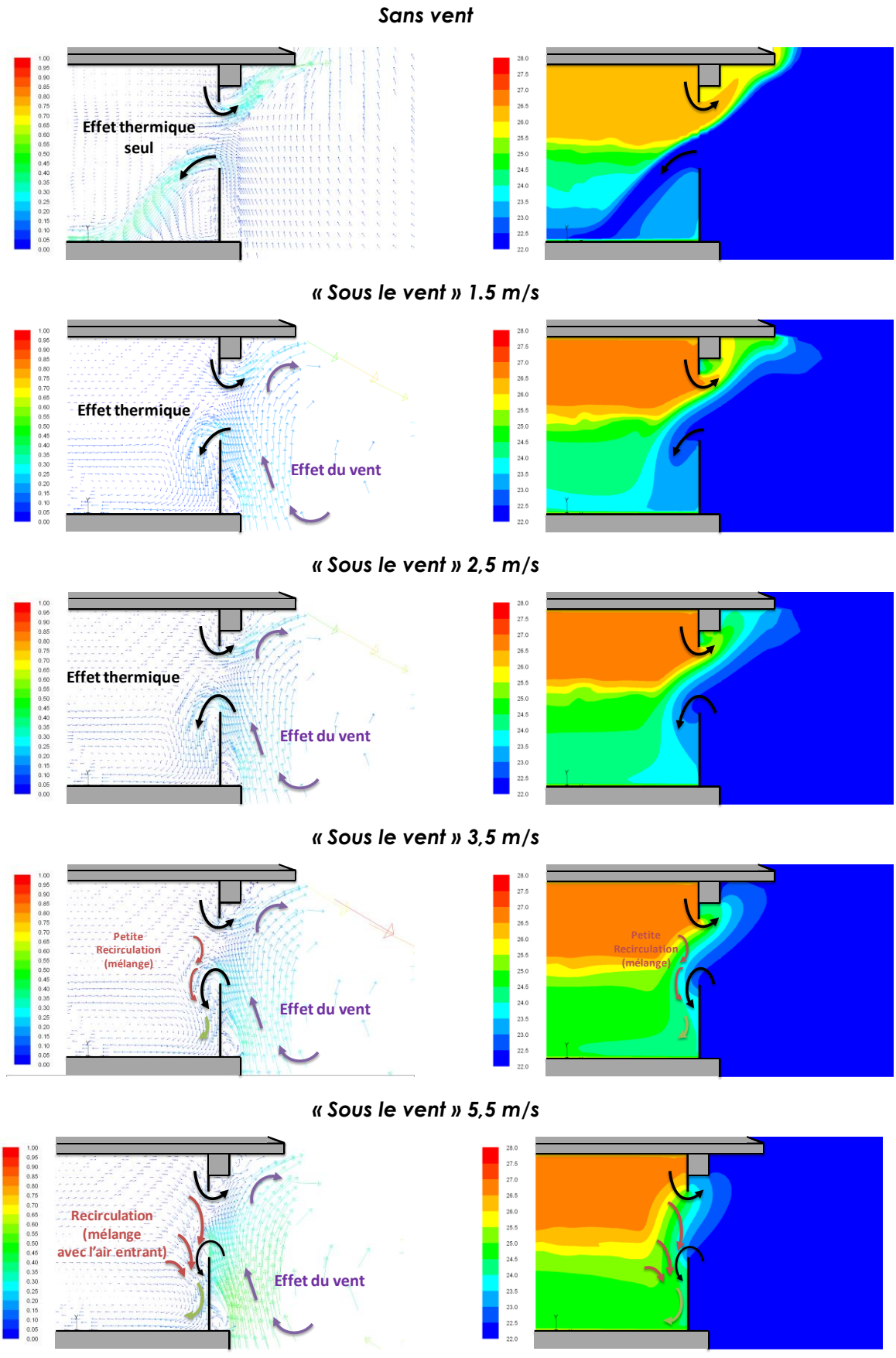


Figure 2.32 : Champ de vitesse et de température pour différentes vitesses de vent dans le cas de *l'ouverture sous le vent*, conditions « diurnes été ». Vue latérale du plan central de l'ouverture (Caciolo, 2010)

Dans le cas sans vent, les résultats de CFD donnent des débits de renouvellement d'air légèrement supérieurs à ceux calculés théoriquement. Cela est dû à la stratification thermique dans la pièce qui accentue la différence de température effective entre le haut et le bas de l'ouverture.

Quand l'ouverture est sous le vent, le flux d'air à la fenêtre est perturbé par le flux ascendant extérieur causé par le tourbillon dans le sillage de l'immeuble. Cette perturbation augmente le mélange entre l'air intérieur et l'air extérieur à l'ouverture (comme illustré sur la Figure 2.32) réduisant la différence de température effective à l'ouverture (équation 3) et par conséquent l'effet du tirage thermique. À partir des résultats de CFD, on peut observer que la différence de température diminue presque linéairement avec l'augmentation de la vitesse du vent (Figure 2.33). Cette réduction de la différence de température à l'ouverture a déjà été observée expérimentalement. Sur la Figure 2.33, ΔT^* est défini comme le rapport entre la différence de température effective à l'ouverture et la différence de température intérieure-extérieure. L'écart de température effectif est défini comme étant la différence entre la température prise au sommet de l'ouverture (à 0,25 mètre du haut de l'ouverture, au centre) et en bas de l'ouverture (à 0,25 mètre du bas de l'ouverture, au centre). Ces positions ont été choisies en testant différentes distances comprises entre 0,1 et 0,3 m des bords supérieurs et inférieurs par pas de 0,05 m, afin d'obtenir le meilleur ajustement.

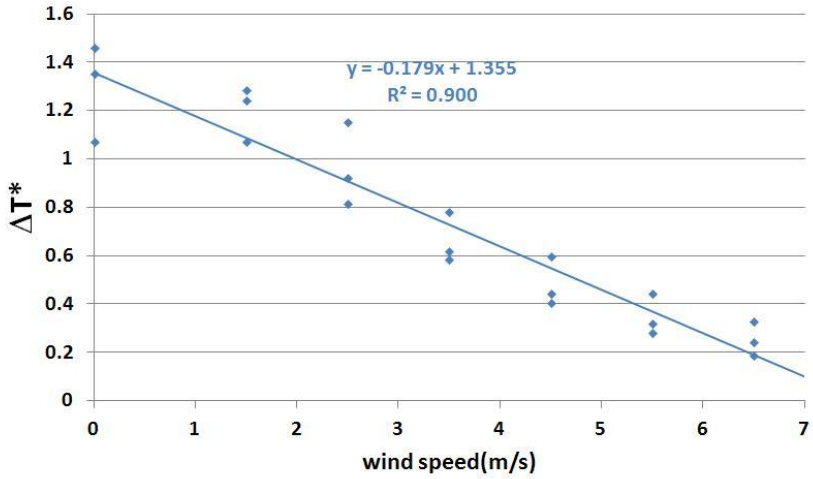


Figure 2.33 : Diminution de la différence de température effective ΔT^* à l'ouverture en fonction de la vitesse du vent – Résultats CFD en conditions sous le vent

La diminution du taux de renouvellement d'air avec la vitesse du vent est principalement causée par une réduction de la différence de température à l'ouverture. En modifiant le diagramme de Warren par l'introduction de la différence de température effective au lieu de la différence de température intérieure-extérieure pour le calcul du nombre d'Archimède (Figure 2.34), on obtient une droite qui correspond à l'équation (7).

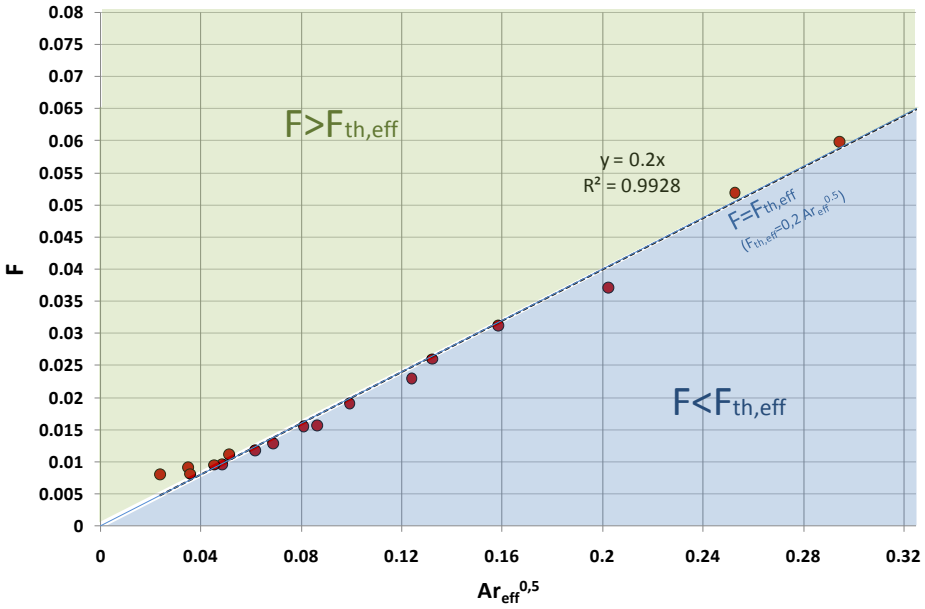


Figure 2.34 : Représentation des résultats de CFD en conditions « sous le vent » dans le diagramme de Warren modifié CFD

En interpolant les données CFD, on propose la relation suivante :

$$F_{th,eff} = 0{,}20 \cdot Ar_{eff}^{0.5} \tag{18}$$

qui peut être réécrite en utilisant la définition de $F_{th,eff}$ et Ar_{eff} :

$$q_{th,eff} = \frac{1}{3} \cdot A \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{\Delta T_{eff} \cdot H \cdot g}{T_{av}}} \tag{19}$$

$$\text{avec } \Delta T_{eff} = \Delta T_{int-ext} \cdot \Delta T^* = \Delta T_{int-ext} \cdot \left(1{,}355 - 0{,}179 \cdot v_{vent}\right)$$

Le coefficient C_d reste à 0,6 comme dans l'équation (1). Notez qu'une autre définition de la différence de température effective peut modifier le coefficient C_d.

- Ouverture au vent

La Figure 2.35 montre les champs de vitesse et de température en conditions diurnes en été, dans le cas « au vent » et pour différentes vitesses de vent.

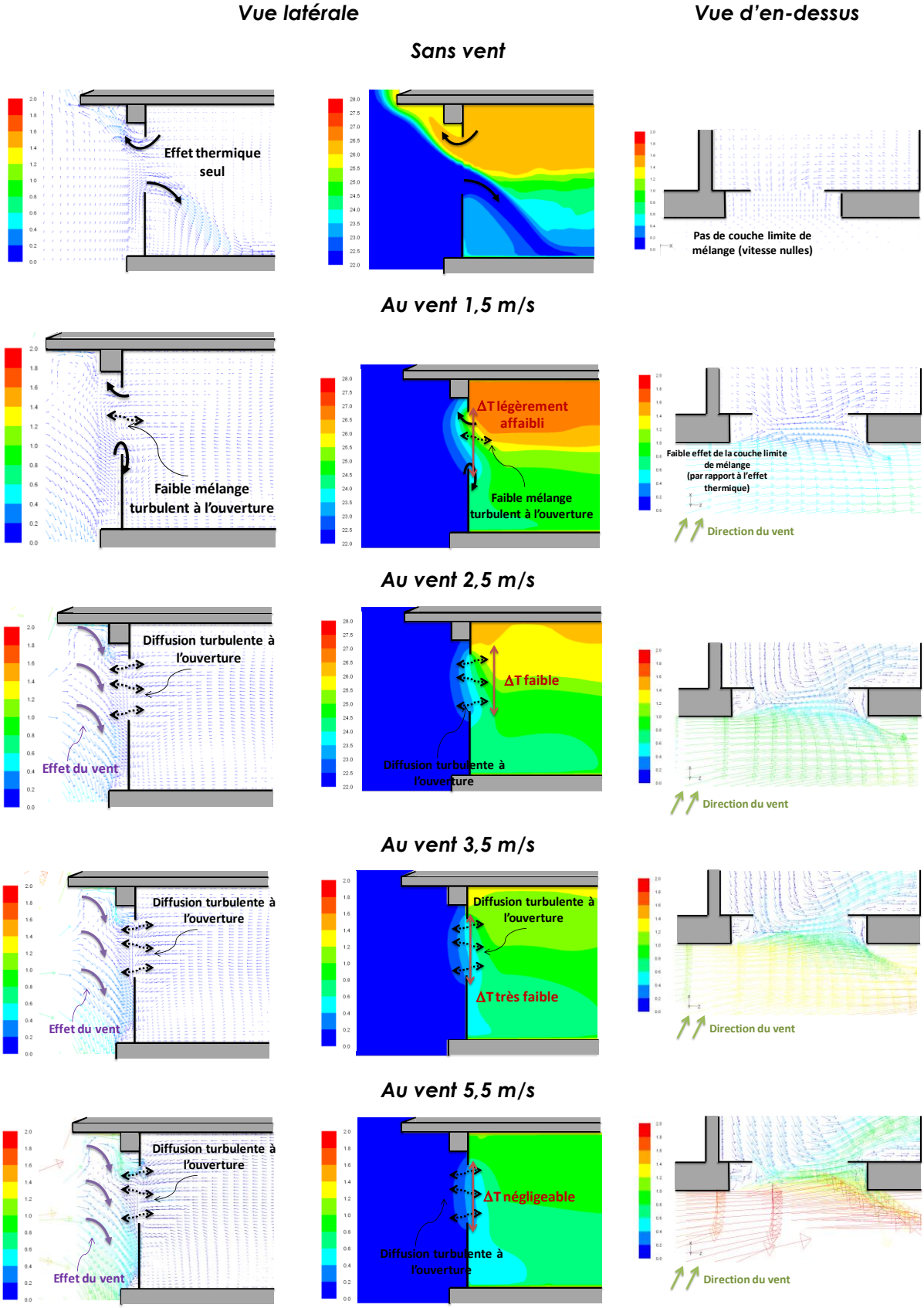


Figure 2.35 : Champ de vitesse et de température pour différentes vitesses de vent dans le cas de *l'ouverture au vent*, conditions « diurnes été ». Vue latérale du plan central de l'ouverture (Caciolo, 2010)

Deux effets dus au vent peuvent être observés :

- L'apparition d'un vortex de haut en bas à l'ouverture causé par le vent incident. Ce vortex réduit l'effet du tirage thermique en réduisant la différence de température effective ΔT_{eff} (Figure 2.36). La diminution de la différence de température ΔT_{eff} avec l'augmentation de la vitesse du vent est beaucoup plus rapide que dans le cas « sous le vent ». Lorsque la vitesse du vent est supérieure à environ 5 m/s, l'effet du tirage thermique disparaît.
- Une couche limite de mélange produit par le flux d'air parallèle à l'ouverture. Un taux de renouvellement d'air supplémentaire est généré par cette couche de mélange comme représenté sur la Figure 2.37.

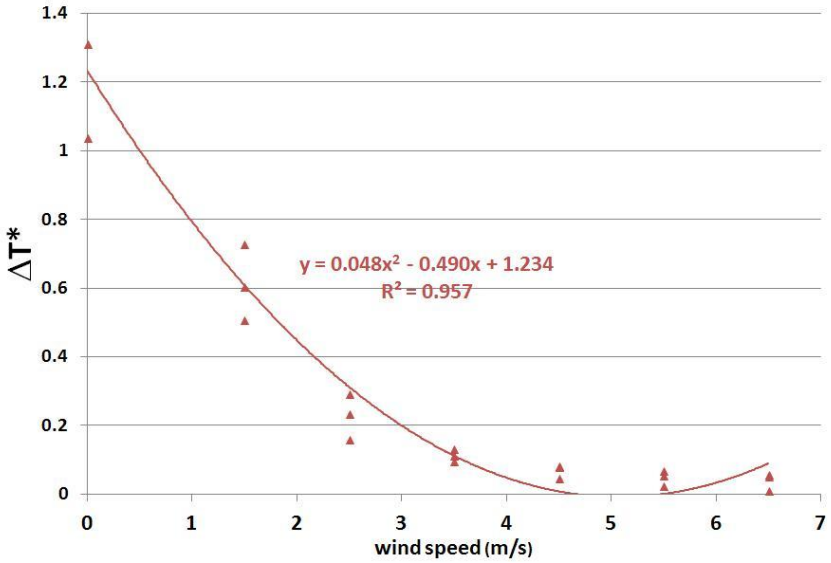


Figure 2.36 : Diminution de la différence de température effective ΔT^* à l'ouverture en fonction de la vitesse du vent – Résultats CFD en conditions « au vent »

Sur le diagramme Warren modifié (Figure 2.37), les débits adimensionnés sont au–dessus de la ligne $F = F_{th,eff}$ correspondant au débit d'air dû à la différence de température effective en absence de vent. L'effet de la couche de mélange s'ajoute donc à l'effet du tirage thermique.

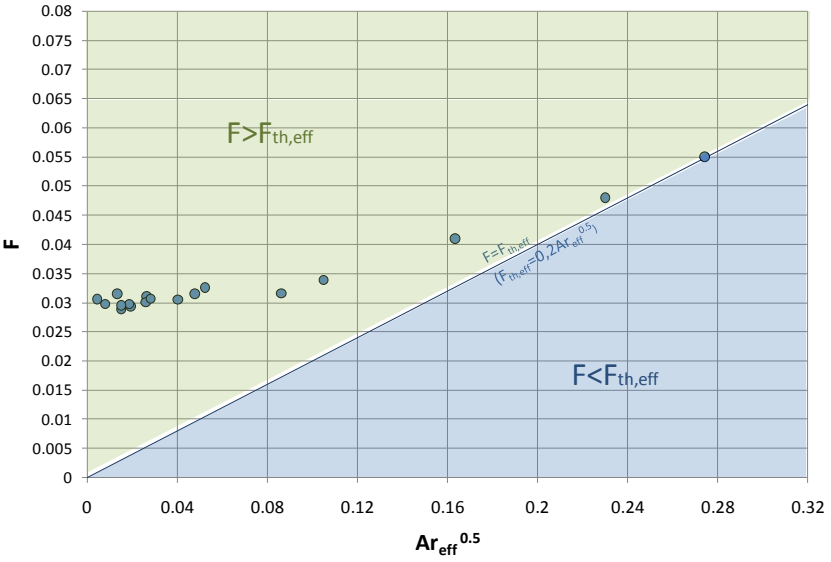


Figure 2.37 : Représentation des résultats de CFD en conditions « au vent » dans le diagramme de Warren modifié CFD

La figure 2.38 montre l'augmentation du débit d'air avec la vitesse du vent, laquelle est due à l'effet de la couche de mélange. Le taux de renouvellement d'air lié à la couche de mélange est évalué comme la différence entre le taux de renouvellement d'air total issu de la CFD et le taux de renouvellement d'air dû à l'effet du tirage thermique calculé selon l'équation (19).

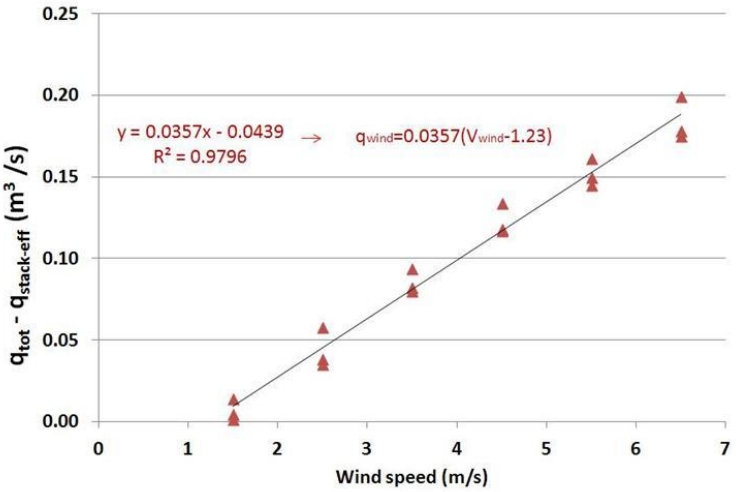


Figure 2.38 : Evolution de la différence de débit d'air entre le débit total et le débit lié au tirage thermique en fonction de la vitesse du vent – Résultats CFD en conditions « au vent »

On peut remarquer que l'augmentation du taux de renouvellement d'air lié à la couche de mélange est linéaire avec la vitesse du vent avec un seuil pour une vitesse de vent en-dessous d'environ 1,2 m/s. En dessous de cette limite, l'effet de la couche de mélange est négligeable et seul l'effet du tirage thermique contribue au renouvellement d'air dans la pièce.

Cette analyse montre deux régimes d'écoulement :

- un régime à vitesse de vent faible, où l'effet du tirage thermique est dominant ;
- un régime à « grande » vitesse de vent où l'effet du tirage thermique devient négligeable.

À partir des résultats de CFD, nous pouvons définir le débit d'air dans des conditions au vent comme la somme de l'effet du tirage thermique et du vent, chacun écrit comme :

$$q_{th,eff} = \frac{1}{3} \cdot A \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{\Delta T_{\text{eff}} \cdot H \cdot g}{T_{av}}} \quad (20)$$

avec $C_d = 0{,}6$ et $\Delta T_{eff} = \Delta T_{\text{int}-ext} \cdot \Delta T^*$ et T_{av} la température moyenne en l'intérieur et l'extérieur (en K)

$$\text{Et } \Delta T^* = \begin{cases} 1{,}234 - 0{,}490 \cdot v_{vent} + 0{,}048 \cdot v_{vent}^2 & \text{pour } v < 5\,\text{m/s} \\ 0 & \text{pour } v > 5\,\text{m/s} \end{cases}$$

$$q_{vent} = 0.0357 \cdot A \cdot \left(v_{vent} - v_{vent,lim}\right) \quad (21)$$

Avec $v_{vent,lim} = 1{,}23\ m/s$

$$q_{total} = q_{th,eff} + q_{vent} \quad (22)$$

Toutefois, une comparaison entre les équations (20) et (21) issus des résultats de CFD et la corrélation de Warren (Figure 2.39) montre des résultats assez similaires, même si la corrélation de Warren affiche des débits d'air un peu plus faibles en général que ceux obtenus en CFD. La corrélation de Warren dans des conditions au vent peut être conservée car elle donne de résultats satisfaisants.

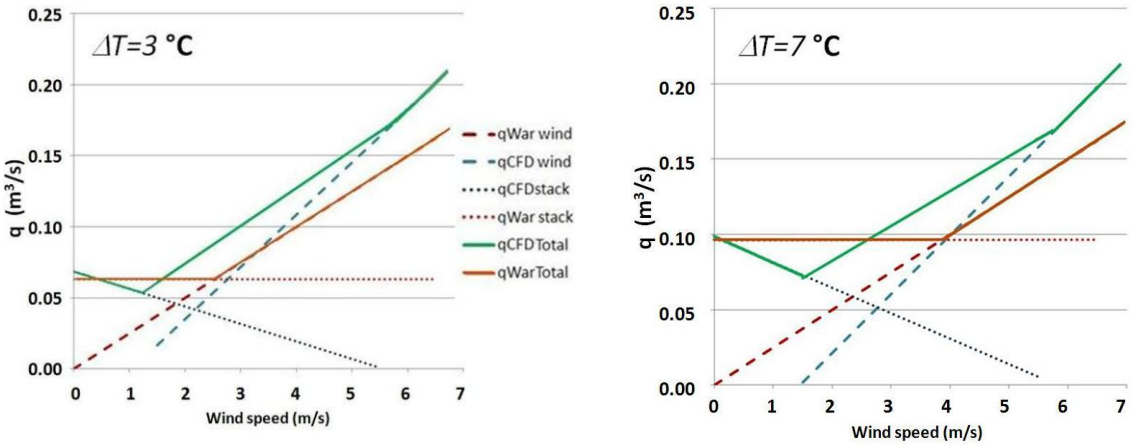


Figure 2.39 : Comparaison entre la corrélation de Warren et les relations établies à partir des résultats de CFD (ΔT=3 et 7°C)

i) Développement d'une nouvelle corrélation pour les conditions sous le vent

- Confrontation des corrélations existantes aux résultats de CFD

Les corrélations de De Gids & Phaff (1982) et Warren (1977) sont comparées aux résultats de CFD (Figure 2.40). Comme indiqué plus haut, la corrélation de Warren est en bon accord avec les résultats de CFD dans des conditions au vent tandis que la corrélation de De Gids & Phaff ne donne pas de très bons résultats. Cependant, dans des conditions sous le vent, les deux corrélations divergent de ceux de la CFD. Ces résultats confirment les conclusions de la comparaison des corrélations avec nos expériences (Caciolo et al. 2011).

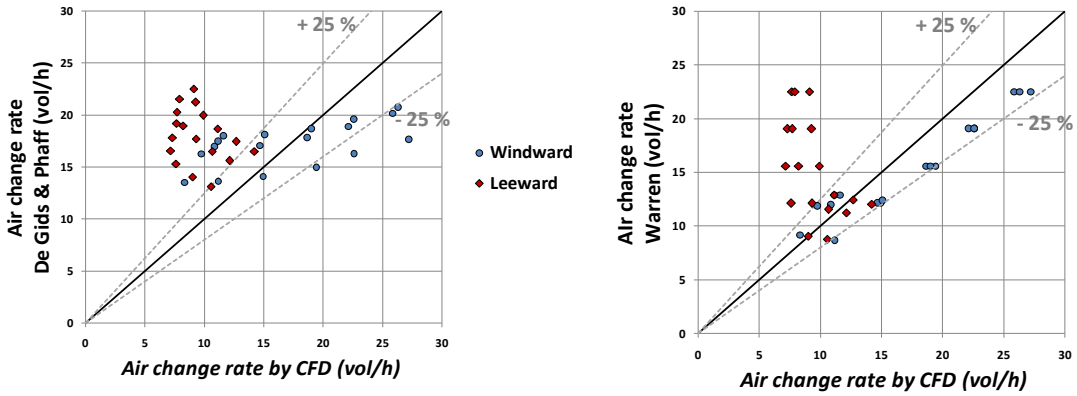


Figure 2.40 : Comparaison entre les débits de renouvellement d'air calculés par CFD et les corrélations de De Gids & Phaff (à gauche) et Warren (à droite)

Les résultats CFD ont montré que le principal effet du vent dans des conditions sous le vent est de réduire la différence de température effective à l'ouverture et donc de réduire l'effet du tirage thermique. Nous avons établi une relation pour calculer la différence de

température effective en fonction de la vitesse du vent. A partir de cette relation, nous avons proposé une nouvelle corrélation pour calculer le taux de renouvellement d'air dans des conditions sous le vent. Elle est définie par l'équation (19) obtenue à partir des résultats de CFD.

- Validation de la nouvelle corrélation

La Figure 2.41 montre une comparaison entre le taux de renouvellement d'air mesuré expérimentalement dans des conditions « sous le vent » et le taux de renouvellement d'air évalué avec la nouvelle corrélation (eq. 19) et celle de Warren.

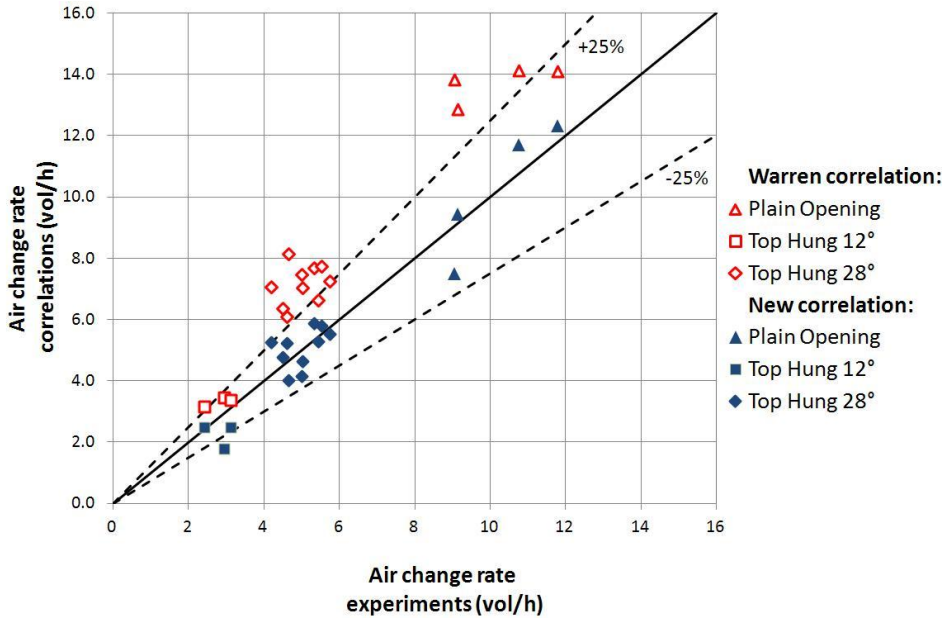


Figure 2.41 : Comparaison entre les taux de renouvellement d'air issus des essais in-situ en conditions « sous le vent » (Tableau 2.2) et la nouvelle corrélation (éq. 19) ainsi que celle de Warren

Le Tableau 2.6 résume les écarts minimum, maximum et moyen entre la nouvelle corrélation et les résultats expérimentaux dans des conditions « sous le vent » (Tableau 2.2). Les résultats fournis par les corrélations de Warren et De Gids et Phaff sont rappelés. La nouvelle corrélation en conditions « sous le vent » donne de meilleurs résultats alors que les deux corrélations existantes ont tendance à surestimer les débits de renouvellement d'air.

Tableau 2.6 : Ecarts minimum, maximum et moyen entre la nouvelle corrélation et les résultats expérimentaux

Type d'ouverture	***Nouvelle Corrélation***			***Warren (1977)***			***De Gids & Phaff (1982)***		
	Écart moyen	*Écart min*	*Écart max*	***Écart moyen***	*Écart min*	*Écart max*	***Écart moyen***	*Écart max*	*Écart max*
P	**0%**	-17%	+9%	**36%**	+20%	+53%	**32%**	+8%	+52%
TH_28°	**-19%**	-39%	+2%	**18%**	+7%	+30%	**50%**	+25%	+84%
TH_12°	**2%**	-17%	+25%	**10%**	+22%	+75%	**14%**	-24%	+26%
Toutes les configurations	**-3%**	-39%	+25%	**38%**	+7%	+75%	**38%**	-29%	+115%

j) Conclusions

La CFD est un outil utile pour mieux comprendre les effets du vent et du tirage thermique sur le taux de renouvellement d'air.

Quand l'ouverture est au vent, les résultats CFD montrent que l'effet du tirage thermique est dominant pour de faibles vitesses du vent. Lorsque la vitesse du vent augmente, l'effet du vent entre en jeu et joue un double rôle :

- un effet positif dû à l'action de la couche de mélange à partir de vitesses du vent de 1,2 m/s ;
- un effet négatif lié à la diminution de la différence de température effective à l'ouverture, réduisant le tirage thermique.

La corrélation de Warren est en bon accord avec les résultats expérimentaux.

Cependant, dans des conditions « sous le vent », la corrélation de Warren a tendance à surestimer le débit de renouvellement d'air. L'analyse CFD montre que le vent a un seul effet qui est de réduire l'effet du tirage thermique. Cette réduction augmente avec la vitesse du vent. La nouvelle corrélation permet de mieux rendre compte de ce phénomène.

1.4. Évaluation du potentiel de refroidissement de la ventilation naturelle mono-façade dans les immeubles de bureaux basse consommation

Nos travaux de modélisation de la ventilation naturelle visent à étudier le potentiel de cette solution de rafraichissement passif. Dans cette partie, l'évaluation du potentiel de la ventilation naturelle mono-façade est présentée pour des immeubles de bureaux dans deux climats européens : Océanique et Méditerranéen. La corrélation de ventilation naturelle présentée ci-avant a été intégrée dans un outil de simulation thermique du bâtiment. Plusieurs cas d'immeubles de bureaux sont évalués en tenant compte des principaux facteurs qui influent sur le potentiel de ventilation naturelle tels que les charges du bâtiment, l'inertie thermique et l'orientation du bâtiment. Deux cas sont analysés :

- un bâtiment avec un système climatisation mixte associant ventilation naturelle et climatisation active ;
- le même bâtiment en ventilation naturelle seule.

Dans le premier cas, le potentiel d'économie d'énergie pour le système de refroidissement actif est analysé par comparaison au même bâtiment climatisé sans usage de la ventilation naturelle possible. Dans le second cas, le niveau de confort du bâtiment non climatisé est étudié. Par ailleurs, différents modèles de fenêtres sont évalués et plusieurs stratégies sont étudiées, incluant la ventilation nocturne et/ou diurne.

Parmi les limites de l'étude, nous pouvons citer les contraintes de mise en œuvre de la ventilation naturelle qui ne sont pas prises en compte, telles que la pollution sonore (bâtiments fermés aux routes très fréquentées ou sites industriels) et la pollution atmosphérique (niveaux de pollen dans les sites ruraux, sites industriels ...). En outre, les données météorologiques utilisées pour l'analyse sont des données météorologiques de référence, METEONORM. Ces données sont construites en utilisant un modèle stochastique à partir de bases de données météorologiques sur plusieurs années, générant des « années typiques». Ainsi, ces fichiers météorologiques ne représentent pas des conditions extrêmes telles que la vague de chaleur de 2003 en Europe occidentale. De même les effets des îlots de chaleur urbains ne sont pas considérés. Enfin les modifications du vent en milieu urbain (vitesse et orientation) n'est pas prise en compte.

Après la validation du modèle thermique par comparaison à des résultats expérimentaux in situ, les résultats de simulation sont présentés pour les différents cas.

1.4.1. VALIDATION DU MODELE THERMO-AERAULIQUE

Afin d'évaluer la validité du modèle thermo-aéraulique, une comparaison est effectuée avec les résultats d'expériences menées dans une pièce au deuxième étage d'un bâtiment expérimental (voir §1.2.2). Deux types de fenêtres sont utilisées pour la validation : une ouverture pleine (Figure 2.6a) et une ouverture oscillo-battante avec l'axe en haut (Figure 2.6b).

a) Description du modèle

La modélisation thermo-aéraulique de la pièce du bâtiment est mise en œuvre dans l'environnement de simulation TRNSYS 16 (TRNSYS, 2007). Le modèle thermique du bâtiment utilisé est le « Type 56 » de TRNSYS. L'étude de cas utilisée pour la validation doit tenir compte d'un débord de toit dans le bâtiment qui est modélisé en utilisant le composant « Type 34 » (TRNSYS, 2007). Le pas de temps utilisé dans la présente étude est d'une heure.

Afin de calculer le débit d'air dû à l'ouverture de la fenêtre, la corrélation de (Caciolo, 2010) est utilisée. Les déperditions par renouvellement d'air au niveau du nœud d'air sont calculées en utilisant l'expression suivante :

$$\dot{Q}_{natvent} = \rho \cdot C_P \cdot N_{natvent} \cdot V_{room} \cdot (T_{in} - T_{out}) \quad (23)$$

avec T_{in} et T_{out} les températures de l'air intérieur et extérieur, $N_{natvent}$ le taux de renouvellement d'air dû à la ventilation naturelle et V_{room} est le volume de la pièce.

Pendant les essais, la ventilation mécanique est éteinte. Le débit d'infiltrations est fixé à une valeur constante de 0,3 vol/h, issue de tests de perméabilité (Koffi, 2009).

b) Comparaison avec les expériences

Des expériences ont été menées pendant une période de six semaines. Quatre jeux de données sur deux jours sont disponibles pour la validation du modèle thermo-aéraulique (Tableau 2.7).

Rappelons qu'au cours des expériences, la température intérieure a été mesurée à l'aide de six sondes PT-100 placées à différents endroits de la pièce (précision: ± 0,1 °C). La température des pièces adjacentes a également été suivie par deux sondes PT-100 par pièce. En outre, la température extérieure, la vitesse et direction du vent à 10 mètres de haut et le rayonnement solaire horizontal global sont issus d'une station météorologique locale. Les gains internes liés aux équipements électriques ont été mesurés (250W).

Tableau 2.7 : Synthèse des expériences menées

Jeu de données	Durée (jours)	Type de fenêtre	Ouverture de la fenêtre	Commentaires
A	2	-	Non	
B	2	-	Non	
C	2	Pleine ouverture	1er jour : 10h-19h 2nd jour : 10h-18h	Vent de sud-ouest prédominant (ouverture au vent)
D	2	Oscillo-battant – pivot haut - angle d'ouverture : 28°	1er jour : 10h-19h 2nd jour : 10h-15h	Vent de nord-est prédominant (ouverture sous le vent)

Les jeux de données A et B correspondent à deux week-ends au cours desquels l'ouverture est fermée. Ils ont été utilisés pour calibrer et valider le modèle thermique. Les jeux de données C et D sont utilisés pour valider le modèle thermo-aéraulique en conditions « au vent » et « sous le vent ».

Les Figures 2.42 et 2.43 montrent les évolutions de la température de l'air intérieur mesurées et simulées pour les quatre jeux de données. Dans le cas de la fenêtre fermée (Figure 2.42), on observe un bon accord entre les mesures et la simulation TRNSYS. La différence de température maximale entre les courbes est de l'ordre de 0,5 °C. La réponse thermique de la pièce est correctement reproduite par le modèle thermique. Dans le cas de l'ouverture de la fenêtre pendant la journée (Figure 2.43), on a toujours un bon accord, même si la différence maximale entre les courbes est légèrement plus grande (1 °C pour le jeu de données C, 0,5 °C pour le jeu de données D). Ainsi, la corrélation de la ventilation naturelle mono-façade semble donner des résultats satisfaisants. Les taux de renouvellement d'air prédits atteignent

16 vol/h dans le cas de la pleine ouverture au vent (jeu de données C) et 5 vol/h dans le cas de la fenêtre oscillo-battante sous le vent (jeu de données D).

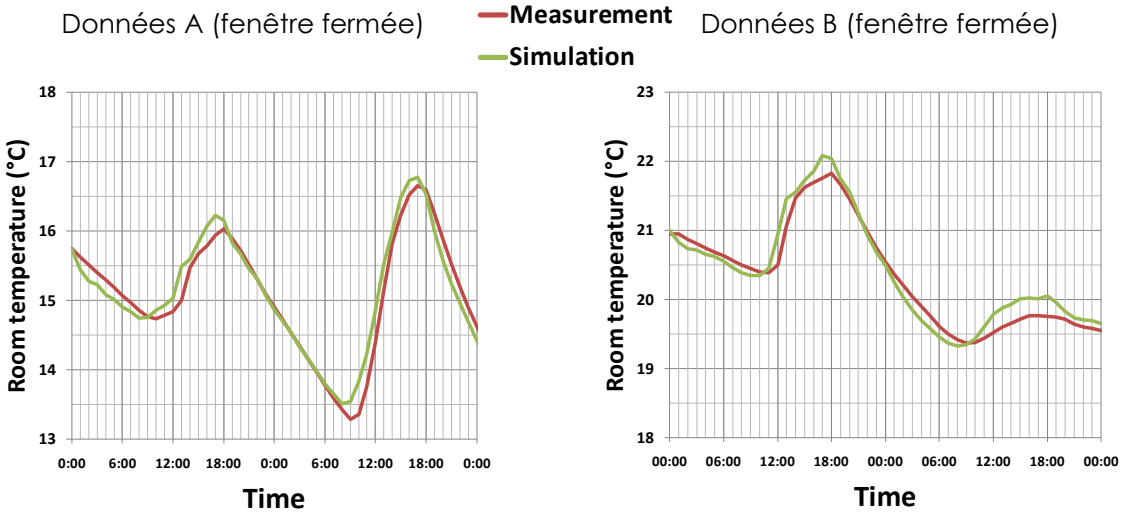


Figure 2.42 : Comparaison de l'évolution de la température de la pièce sur 2 jours entre les mesures et les simulations TRNSYS (fenêtre fermée).

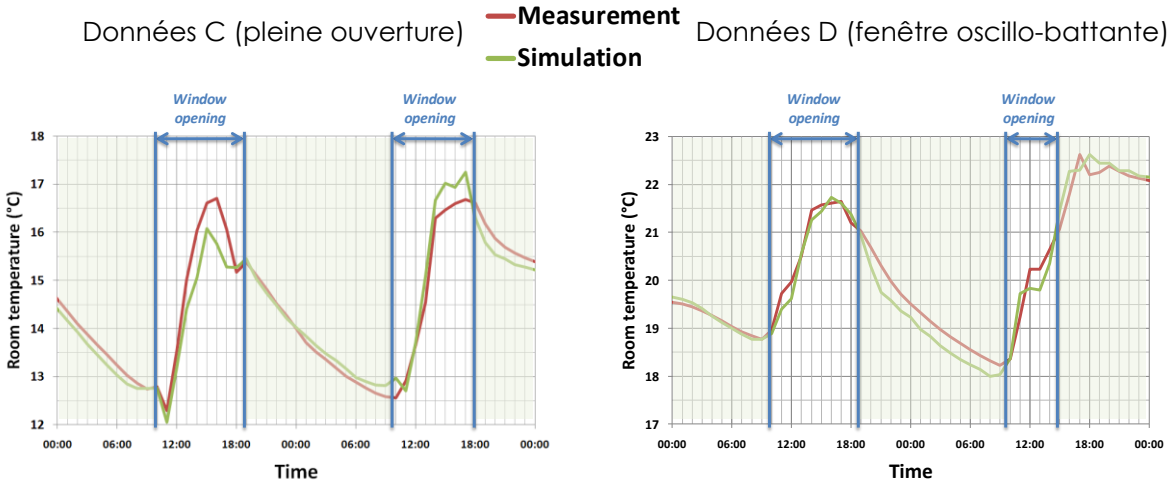


Figure 2.43 : Comparaison de l'évolution de la température de la pièce sur 2 jours entre les mesures et les simulations TRNSYS (fenêtre ouverte).

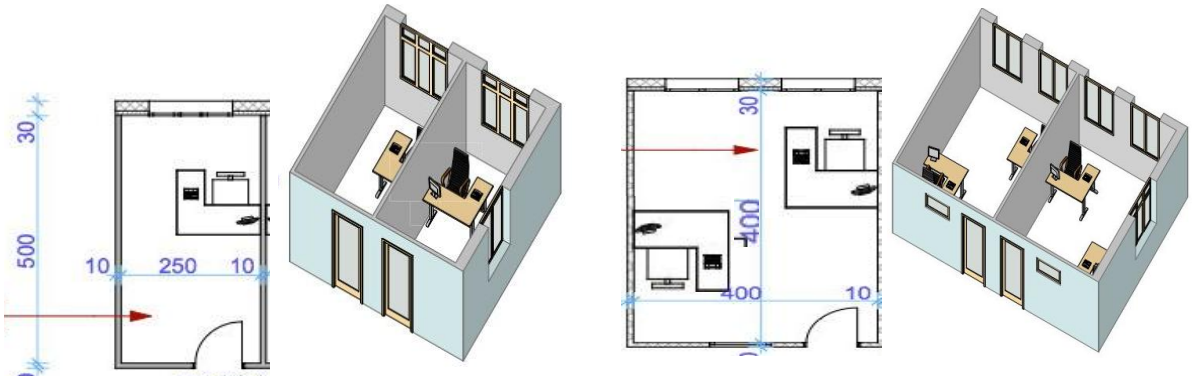
1.4.2. DEFINITION DES ETUDES DE CAS

a) *Zone climatique*

Deux climats ont été sélectionnés ; celui de Nice représentant le climat méditerranéen et celui de Trappes, près de Paris, représentant le climat océanique. Les données météorologiques METEONORM (TRNSYS, 2007) sont utilisées pour les deux stations.

b) *Définition des bureaux types*

Deux bureaux typiques avec ventilation naturelle mono-façade sont étudiés : un bureau individuel de 5 m de profondeur et de 2,5 m de large (Figure 2.44a), et un bureau à deux occupants, de 4 m de profondeur et de 4 m de large (Figure 2.44b). La hauteur au plafond est de 2,5 m dans les deux cas et ils sont positionnés sur un étage intermédiaire de l'édifice, avec des pièces voisines identiques.

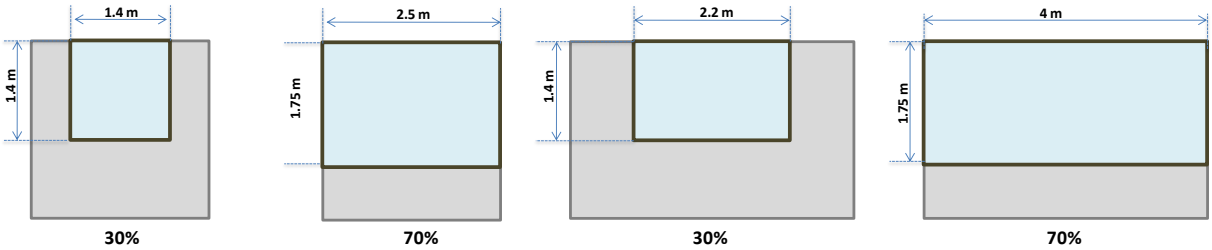


(a) Bureau individuel

(b) Bureau à deux occupants

Figure 2.44 : Plans des bureaux types

Les bureaux ont une paroi extérieure avec une surface vitrée qui peut être de deux tailles, 30% ou 70% de la surface du mur extérieur (Figure 2.45). Les fenêtres sont orientées au sud.



(a) Bureau individuel

(b) Bureau à deux occupants

Figure 2.45 : Taille et position de la surface vitrée sur la façade du bureau

Les murs et les surfaces vitrées de la salle de bureau sont considérés comme bien isolés, suivant les standards des bâtiments basse consommation. Comme l'inertie thermique joue un rôle clé dans les performances du refroidissement passif, deux types de murs extérieurs et de plafonds sont étudiés, correspondant à une inertie moyenne et lourde (Tableau 2.8).

Tableau 2.8 : Caractéristiques des parois

Inertie du bâtiment (1)	Parois	Couche de matériaux(2)	Épaisseur [cm]	λ [W/(mK)]	ρ [kg/m³]	c_P [J/(m³K)]	U_{paroi} [W/(m²K)]
Moyenne	Mur extérieur (isolation intérieure)	Polystyrène	20	0,032	40	1450	0,15
		Béton	20	1,4	2300	1000	
	Plancher/Plafond	Béton	20	1,4	2300	1000	0,26
Lourde	Mur extérieur (isolation extérieure)	Béton	20	1,4	2300	1000	0,15
		Polystyrène	20	0,032	40	1450	
	Plancher/Plafond	Béton	20	1,4	2300	1000	0,26
Moyenne et lourde	Parois intérieures	Plâtre	1,3	0,35	1000	1000	0,61
		Laine minérale	5	0,036	100	1030	
		Plâtre	1,3	0,35	1000	1000	

(1) Niveau d'inertie thermique suivant la norme EN ISO 13 876 (CEN, 2008)

(2) Composition de l'intérieur vers l'extérieur.

La surface vitrée est constituée d'un double vitrage à faible émissivité monté sur un cadre en aluminium, avec une valeur de U global de 1,4 W/m/K, un facteur solaire de 0,59 et une transmission de la lumière du jour de 0,71. Afin de réduire les gains solaires, des masques solaires fixes, placés au dessus des fenêtres, sont utilisés. La longueur de la casquette est fixée afin d'avoir le même angle d'ombrage de 28° dans les deux cas de surfaces de vitrage.

Dans le bureau individuel, les apports internes sont fixés à 100 W (8 W/m²) correspondant à un ordinateur, une imprimante jet d'encre. Dans le bureau à deux occupants, Les apports internes correspondent à deux ordinateurs et une imprimante laser pour une puissance nominale totale de 220 W (13,75 W/m²). Les gains de chaleur sensible des occupants sont de 75 W par personne. Les gains internes de chaleur par les occupants et les équipements de bureau sont modulés au cours de la journée comme montré sur la Figure 2.46 (Filfli, 2006). Pendant les week-ends, les bureaux sont considérés comme inoccupés et tout le matériel de bureau est éteint.

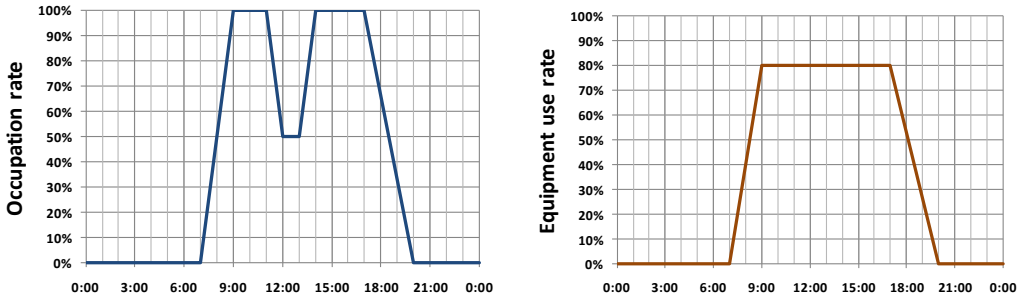


Figure 2.46 : Taux d'occupation et taux d'utilisation des équipements de bureau en fonction de l'heure de la journée (Filfli, 2006)

La puissance de la lumière artificielle est de 120 W dans le bureau individuel (9,6 W/m²) et de 160 W dans le bureau à deux occupants (10 W/m²). Le taux d'utilisation de l'éclairage artificiel est calculé heure par heure en fonction de la lumière naturelle à l'intérieur de la pièce, comme montré sur la Figure 2.47 (Alessandrini et al., 2006). L'éclairage artificiel est supposé être éteint la nuit et le week-end.

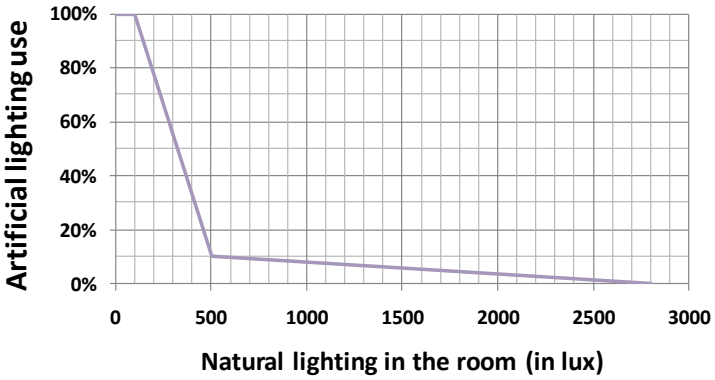


Figure 2.47 : Taux d'utilisation de l'éclairage artificiel en fonction de l'éclairage naturel sur la façade en présence d'un gradateur (Allessandrini et al., 2006)

Un système de ventilation mécanique fournit le débit minimal de ventilation pour la qualité de l'air intérieur, fixé à 25 m³/h par personne, pendant l'occupation.

En présence d'un système de climatisation, la consigne de refroidissement est fixée à 25 °C pendant l'occupation. Seule la demande de refroidissement sensible est considérée dans les simulations.

La stratégie de gestion des ouvertures est inspirée de Pernodet (2010). La ventilation naturelle mono-façade est utilisée uniquement pour le refroidissement passif. La commande d'ouverture de fenêtre est basée sur une stratégie « tout ouvert » ou « tout fermé » en fonction de la température intérieure avec hystérésis (Figure 2.48).

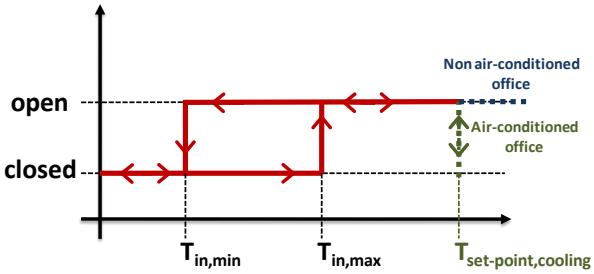


Figure 2.48 : Schéma de gestion des ouvertures (Pernodet, 2012)

En outre, l'ouverture de la fenêtre n'est autorisée que lorsque les conditions suivantes sont remplies :

- la température extérieure est inférieure à la température intérieure ;
- la température extérieure est supérieure à une valeur de seuil ($T_{ext,seuil}$), afin d'éviter les courants d'air froid pendant les heures d'occupation ou sous-refroidissement de la pièce pendant les heures de non-occupation;
- le système de climatisation est arrêté.

Les valeurs optimales des paramètres $T_{in,max}$, $T_{in,min}$, $T_{ext,seuil}$ varient a priori d'un bâtiment à l'autre (Pernodet, 2010). Toutefois, dans un souci de simplicité, les valeurs fixes suivantes sont utilisées dans nos simulations :

- Ventilation diurne : $T_{in,min}$ = 22 °C, $T_{in,max}$ = 23 °C, $T_{ext,seuil}$ = 15 °C
- Ventilation nocturne : $T_{in,min}$ = 21 °C, $T_{in,max}$ = 23 °C, $T_{ext,seuil}$ = 12 °C

La stratégie de contrôle définie ici suppose un contrôle automatisé des ouvertures. En cas d'ouverture manuelle des fenêtres, le potentiel de la ventilation naturelle serait moindre.

Trois types de fenêtres sont analysés afin de comparer leur potentiel : la fenêtre coulissante (Figure 2.49a), la fenêtre à guillotine (Figure 2.49b) et la fenêtre oscillo-battante avec un pivot haut et un angle d'ouverture de 24 ° (figure 2.49c).

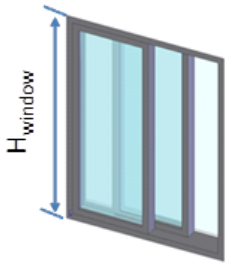
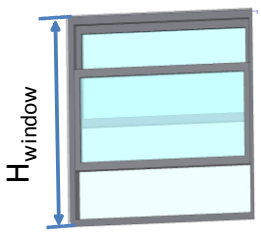
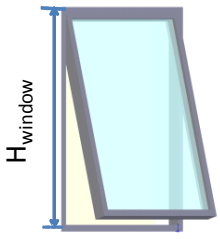
		
a) fenêtre coulissante (Horizontal Sash - HS)	b) fenêtre à guillotine (Vertical Sash - VS)	c) fenêtre oscillo-battante (Top Hung - TH)

Figure 2.49 : Schéma de gestion des ouvertures

Les principales différences entre ces trois configurations de fenêtres sont :

- Les configurations « coulissant » et « oscillo-battant » ont la même hauteur de projet (H_{ouvert}), soit deux fois celle de la configuration « guillotine » ;
- La zone d'ouverture est un peu plus faible dans le cas de la configuration TH (46% de la surface vitrée) par rapport aux autres (50% de la surface vitrée) ;
- La configuration « oscillo-battant » fournit la meilleure protection solaire lorsque la fenêtre est ouverte.

1.4.3. RESULTATS

a) Cas de référence

Dans le cas de référence, on considère une pièce de bureau climatisée sans ventilation naturelle. La Figure 2.50 montre la demande de refroidissement des bureaux individuel et à 2 occupants pour les différents cas de surfaces vitrées, d'inertie thermique et de zones climatiques. La demande de refroidissement annuelle varie entre 5 et 50 kWh/m².

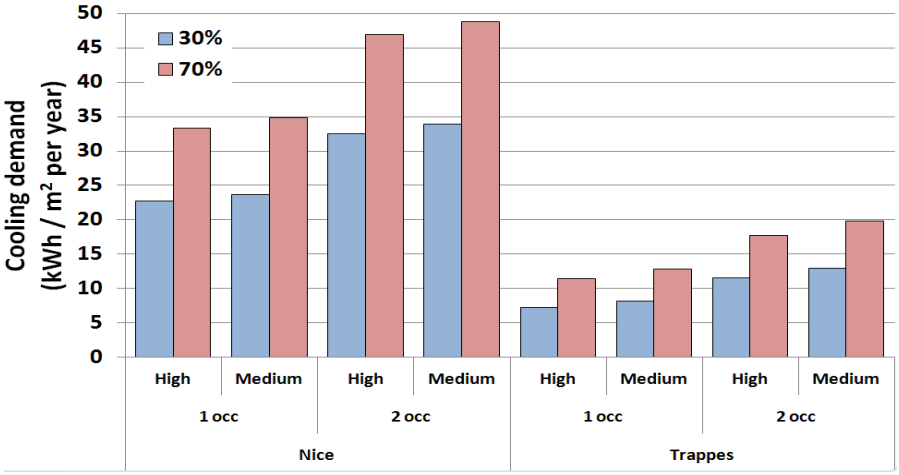


Figure 2.50 : Demande de refroidissement pour le scénario de référence sans ventilation naturelle

La Figure 2.50 illustre les impacts du climat, des gains internes, des apports solaires (surface vitrée) et de l'inertie sur la demande de refroidissement pour les bureaux basse consommation d'énergie.

b) Potentiel de la ventilation naturelle pour réduire la demande de refroidissement

Dans le cas d'un système en mode mixte, il est intéressant de savoir comment l'utilisation de la ventilation naturelle peut réduire la demande de refroidissement. La réduction de la demande de refroidissement dépend de la stratégie : ventilation naturelle diurne, nocturne ou diurne & nocturne.

Dans un premier temps, nous concentrons l'analyse du potentiel de réduction de la demande de refroidissement pour une fenêtre coulissante (HS). La Figure 2.51 montre que l'utilisation de la ventilation naturelle peut réduire considérablement la demande de refroidissement des pièces de 25% dans le cas d'une ventilation naturelle diurne à 75% dans le cas d'une ventilation naturelle diurne et nocturne.

Dans le cas de **ventilation diurne**, la réduction de la demande de refroidissement est comprise entre 22% et 33% à Nice et 32% et 48% à Trappes. Ce résultat est dû au fait que la

ventilation naturelle pendant la journée peut être utilisée pour des températures extérieures allant jusqu'à 22-23 °C. Dans le climat tempéré, une grande partie de la demande de refroidissement se situe quand les températures extérieures sont inférieures au seuil de 23 °C. Au contraire, dans le climat chaud, seule une faible proportion de la demande de refroidissement apparaît pour des températures extérieures en dessous de 23 °C. Les résultats montrent que la réduction de la demande de refroidissement est presque indépendante de l'inertie thermique du bâtiment. La raison en est que la ventilation diurne ne bénéficie pas de la masse thermique de la pièce, mais refroidit seulement l'air ambiant.

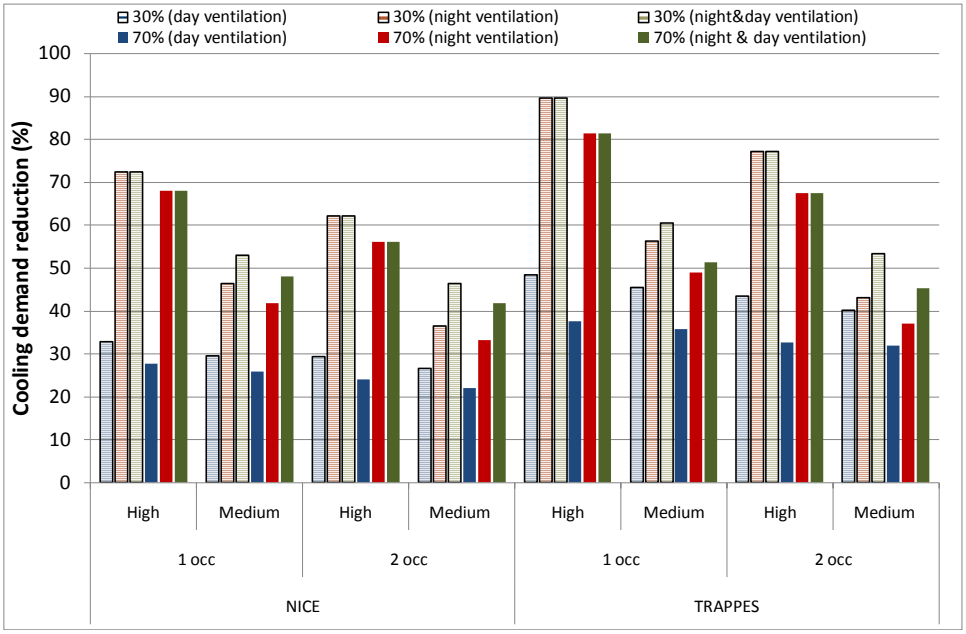


Figure 2.51 : Réduction de la demande de refroidissement en pourcentage par rapport au cas de référence

Dans le cas d'une **ventilation nocturne**, la Figure 2.51 montre que la masse thermique joue un rôle primordial. En effet, une grande masse thermique améliore le stockage de l'énergie de refroidissement dans la nuit pour absorber la chaleur le jour suivant. Les résultats montrent que le potentiel de réduction de la demande de refroidissement est supérieur à la ventilation naturelle diurne comprise entre 33% et 72% à Nice et entre 37% et 90% à Trappes.

Dans le cas de ventilation **diurne et nocturne**, la Figure 2.51 montre que la demande de refroidissement est inférieure à la ventilation nocturne seulement si la masse thermique de la pièce est moyenne. Dans le cas d'une pièce avec une inertie lourde, la réduction de la demande de refroidissement est similaire entre une stratégie de ventilation nocturne et une stratégie diurne et nocturne. En conséquence, si un bâtiment a une inertie lourde, la ventilation naturelle diurne n'est pas nécessaire si la ventilation nocturne est utilisée.

L'étude a été réalisée avec les 2 autres types fenêtres (guillotine et oscillo-battante) avec les trois stratégies de ventilation naturelle : jour, nuit et diurne et nocturne. Les résultats sont présentés dans (Stabat et al, 2012). On observe peu de différences entre les types d'ouverture en ventilation nocturne. En revanche, en ventilation diurne, la fenêtre oscillo-battante permet de réduire d'environ 10% la demande de refroidissement par rapport à l'ouverture coulissante. En effet, même si la surface d'ouverture est un peu plus faible, réduisant le débit de renouvellement d'air, la fenêtre oscillo-battante agit comme une protection solaire (facteur solaire de la vitre de 0,59) réduisant les apports solaires par rapport

aux ouvertures coulissante et à guillotine qui laissent entrer directement le rayonnement solaire dans la pièce.

c) Évaluation des heures d'inconfort dans les bâtiments non climatisés

Dans les bureaux non climatisés, l'inconfort thermique est évalué à partir de l'approche adaptative (Humphreys et Nicol, 1998), qui suppose que les occupants des bâtiments ventilés naturellement, ont tendance à s'adapter aux changements de température de leur environnement. En conséquence, la température intérieure de confort suit la température moyenne extérieure. En particulier, l'annexe A de la norme EN 15251 (CEN, 2007b) donne une limite supérieure de température opérative intérieure, $T_{op,confort}$, en fonction de la moyenne mobile pondérée de la température extérieure quotidienne, T_{rm} :

$$T_{op,comfort} = \begin{cases} 25 & pour\ \ T_{rm} < 10°C \\ 21.8 + 0.33 \cdot T_{rm} & pour\ T_{rm} > 10°C \end{cases} \quad (24)$$

Parmi les 3 catégories de confort proposées par la norme, nous avons sélectionné la catégorie intermédiaire correspondant à un niveau normal attendu dans les bâtiments neufs ou en rénovation. Quand la température extérieure journalière glissante moyenne est en deçà de 10°C, il aurait fallu prendre 26°C pour rester dans la catégorie 2. Nous avons retenu ici 25°C identique à la valeur retenue dans l'étude de cas des bâtiments climatisés (§1.4.3b)). L'évaluation du confort thermique est délicate et en l'absence de méthode faisant l'unanimité, il préférable d'en utiliser plusieurs.

La Figure 2.52 montre l'évolution de la limite supérieure de la température de confort sur un an pour les données climatiques de Trappes et de Nice.

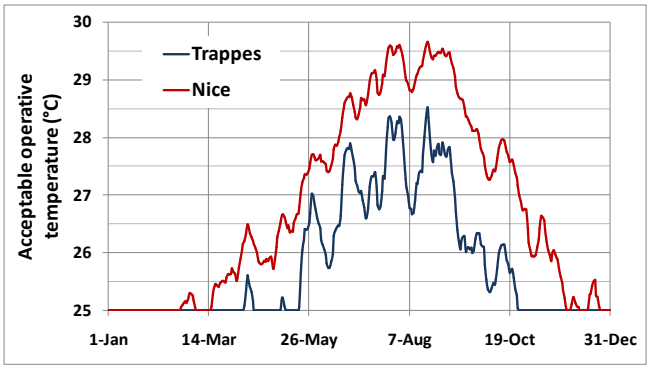


Figure 2.52 : Température opérative journalière de confort pour les données climatiques de Trappes et de Nice (année typique de METEONORM) selon l'approche adaptative de la norme EN15251 (CEN, 2007b).

Dans les bureaux non climatisés, le potentiel de ventilation naturelle est évalué en termes d'heures d'inconfort. Les heures d'inconfort dans une année typique sont comptées lorsque la température opérative dépasse la température opérative de confort acceptable pendant l'occupation. L'étude couvre tous les cas de bureaux décrits ci-dessus et les types de fenêtres. Tout d'abord, les résultats de la fenêtre coulissante (HS) sont présentés.

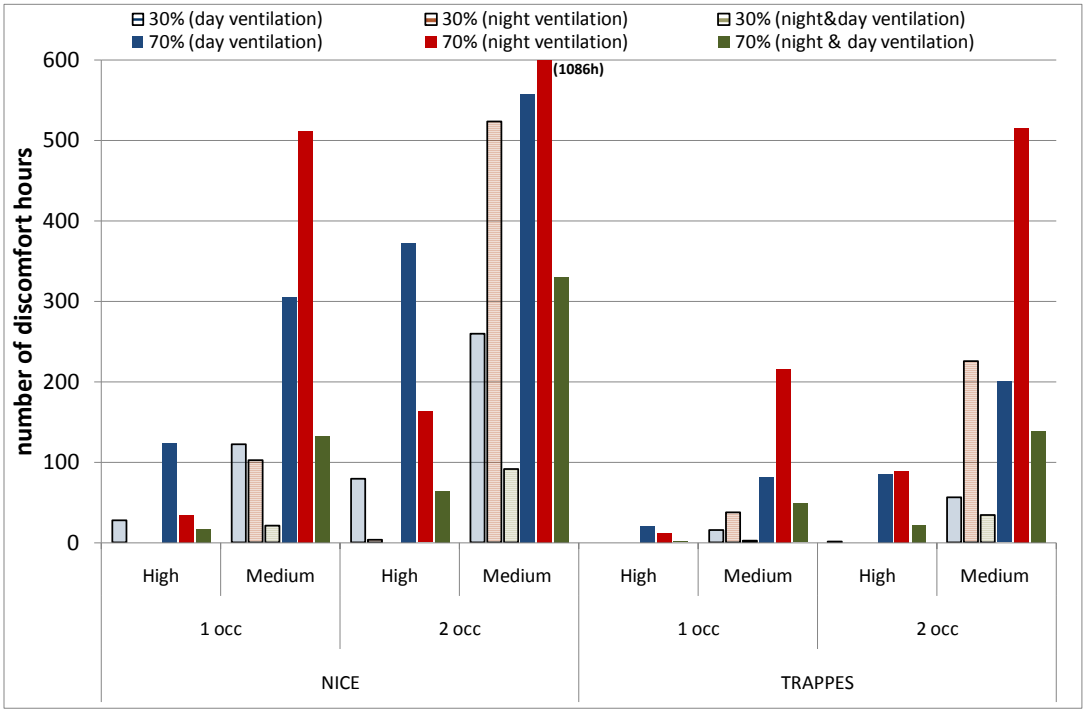


Figure 2.53 : Nombre d'heures d'inconfort calculé sur la base d'une approche adaptative en fonction de la stratégie de ventilation (ouverture de type HS)

Dans le cas de la **ventilation naturelle diurne,** la Figure 2.53 montre que la ventilation naturelle peut être efficace pour éviter le recours à la climatisation dans un climat tempéré à condition que les apports solaires et internes soient faibles et/ou l'inertie thermique soit élevée. La ventilation diurne permet de refroidir l'air intérieur et la masse thermique du bâtiment le matin tant que la température extérieure est inférieure à la température intérieure. En ce qui concerne les bâtiments à inertie lourde, la capacité de stockage permet de réduire la température de la pièce pendant l'après-midi de la même façon que la ventilation nocturne. Cette réduction de la température ambiante est toutefois insuffisante dans des climats méditerranéens si les gains internes et solaires sont élevés.

Dans le cas de la **ventilation nocturne**, la Figure 2.53 montre encore plus clairement les différences entre les bâtiments d'inertie moyenne et lourde. En effet, pour les bâtiments d'inertie moyenne, la ventilation de nuit s'avère inefficace pour assurer le confort, sauf dans des bureaux à Trappes où les gains solaires et les charges internes sont minimisés. Comme souligné auparavant, la ventilation nocturne permet de refroidir la masse thermique du bâtiment et, en conséquence, la combinaison d'une inertie thermique moyenne et de gains internes élevés n'est pas favorable pour maintenir le confort dans les bureaux. Dans ce cas, la ventilation nocturne semble moins efficace que la ventilation diurne, puisque les fenêtres sont fermées durant la matinée avec la stratégie de ventilation nocturne et donc la masse thermique se réchauffe rapidement. En revanche, pour les bâtiments thermiquement lourds, la ventilation nocturne est plus efficace que la ventilation diurne dans le climat méditerranéen et est aussi efficace dans le climat tempéré. Dans le climat méditerranéen, lorsque les charges internes et des gains solaires sont élevés, le bâtiment ne peut être correctement rafraichi même avec une structure à forte inertie.

Dans le cas de la ventilation **diurne et nocturne**, la Figure 2.53 montre que le recours à la ventilation de jour et de nuit réduit notablement le nombre d'heures d'inconfort par rapport aux autres stratégies de ventilation. La combinaison d'une forte inertie thermique et de

faibles gains solaires avec une ventilation naturelle de jour et de nuit apparaît comme une bonne solution pour éviter l'inconfort d'été pour les deux climats étudiés.

Ensuite, des simulations ont été réalisées avec les autres types de fenêtres. Les résultats (Figure 2.54) ne présentent pas de grandes différences entre les trois types de fenêtres. Toutefois, un léger avantage est observé pour la fenêtre oscillo-battante car elle permet de réduire le rayonnement solaire entrant dans la pièce. Cet avantage n'est évidemment pas observé dans le cas de la stratégie de nuit.

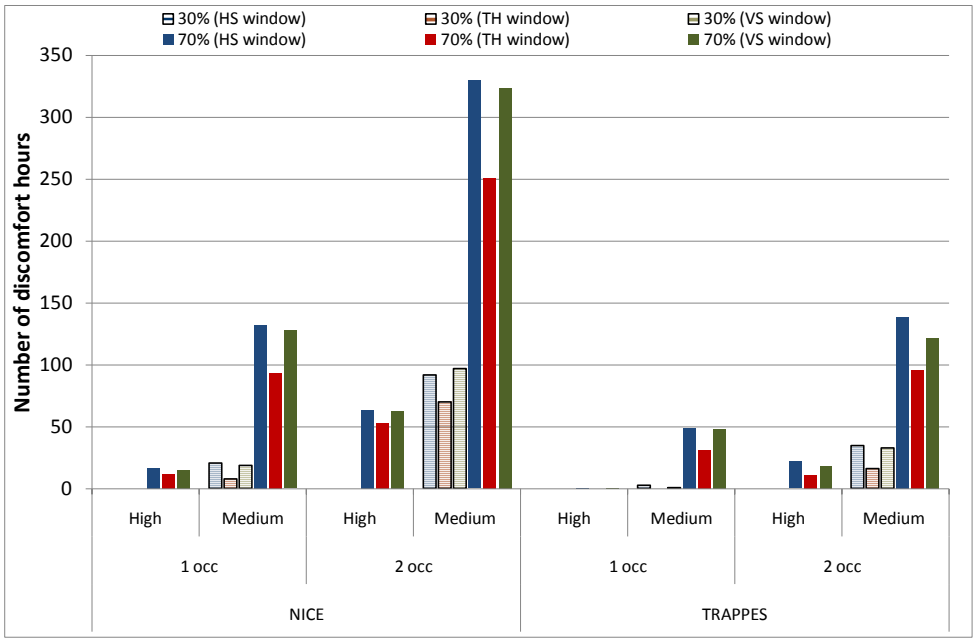


Figure 2.54 : Nombre d'heures d'inconfort calculé sur la base d'une approche adaptative en fonction du type de fenêtre pour une stratégie de ventilation diurne et nocturne

1.5. Conclusions et perspectives

La ventilation naturelle mono-façade est un problème complexe en raison des phénomènes mis en jeu et de sa dépendance aux conditions extérieures très variables, notamment au vent. Notre approche vise d'une part à développer des modèles empiriques simples d'utilisation pour l'évaluation des performances des ouvertures vitrées et d'autre part d'utiliser la CFD pour l'analyse et l'optimisation de conceptions spécifiques.

La modélisation de pièces de bureaux dans l'environnement TRNSYS intégrant la corrélation développée pour l'évaluation du débit de ventilation naturelle mono-façade a confirmé le potentiel de la ventilation naturelle mono-façade et l'importance de l'inertie du bâtiment et de la stratégie d'ouverture des fenêtres utilisées. La maîtrise des apports internes est un enjeu majeur quand on souhaite recourir à la ventilation naturelle.

Ces travaux sur la ventilation naturelle n'ont traité que l'aspect thermo-aéraulique des ouvertures vitrées. Cependant, l'étude de la ventilation naturelle doit intégrer d'autres aspects, tels que l'acoustique et l'influence du milieu urbain sur le vent. En effet, en milieu urbain, l'écoulement du vent est perturbé et sa vitesse est généralement réduite. Ce phénomène doit être pris en compte dans la modélisation des flux d'air comme indiqué dans (Ghiaus et al., 2006). Par ailleurs, pour les concepteurs de bâtiments, le bruit dans l'environnement est également un facteur clé lorsqu'il s'agit de décider s'il faut ou non utiliser la ventilation naturelle. La pollution de l'air extérieur (ozone, dioxyde d'azote et particules) peut aussi être un obstacle à la ventilation naturelle.

L'optimisation de la conception d'ouvertures vitrées passe par une approche plus globale intégrant non seulement la thermique et l'aéraulique mais aussi l'éclairage et l'acoustique, ainsi que l'utilisation des protections solaires comme composant des ouvertures vitrées. Nos travaux futurs visent à développer une approche multi-physique des ouvertures vitrées. Nous avons notamment initié des travaux avec l'ENTPE en vue d'étudier le potentiel de l'utilisation de volets acoustiques afin de développer l'usage de la ventilation naturelle en milieu urbain.

Références

ALESSANDRINI J.M., FILFLI S., MARCHIO D., FLEURY E. (2006) Impact de la gestion de l'éclairage et des protections solaires sur la consommation d'énergie de bâtiments de bureaux climatisés, *Climamed conference,* Lyon, France. 20 - 21 November 2006

ALLOCCA C., CHEN Q., GLICKSMAN L.R. (2003) Design analysis of single-sided natural ventilation, *Energy and Buildings* 35, n° 8, 785-795.

BOLHER A., FLEURY E., MILLET JR., MARCHIO D., STABAT P. (2003) Guide de faisabilité et de pré-dimensionnement de systèmes de climatisation a faible consommation d'énergie', *Cahiers du CSTB*, no 3454

BROWN W. G., SOLVASON K.R. (1962) Natural convection through rectangular opening in partitions 1:vertical partitions, *Heat and Mass Transfer* 5 859-868.

CACIOLO, M., STABAT, P., MARCHIO, D. (2009) Survey of existing approaches to assess and design natural ventilation and need for further developments, Eleventh International *IBPSA* Conference. Glasgow, Scotland. July 27-30

CACIOLO M. (2010) Analyse expérimentale et simulation de la ventilation naturelle mono-façade pour le rafraichissement des bureaux, *PhD thesis*, MINES ParisTech, Paris, France

CACIOLO M., STABAT P., MARCHIO D. (2011) Full scale experimental study of single-sided ventilation: Analysis of stack and wind effects, *Energy and Buildings* 43, n°7 1765 - 1773

CACIOLO M., STABAT P., MARCHIO D. (2012) Numerical simulation of single-sided ventilation using RANS and LES and comparison with full-scale experiments, *Building and Environment* 50,

CEN. (2007a) Ventilation for buildings: Calculation methods for the determination of air flow rates in buildings including infiltration. *European Standard EN 15242*.

CEN (2007b) Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics*, European standard EN ISO 15251*

CEN (2008) Thermal performance of building components - Dynamic thermal characteristics - Calculation methods *European standard EN ISO 13786*

CHEN Q. (2009) Ventilation performance prediction for buildings: A method overview and recent applications, *Building and Environment*, vol 4, pp848-858

CHU C.R., CHEN R.H., CHEN J.W. (2011) A laboratory experiment of shear-induced natural ventilation', *Energy and buildings*, vol 43, pp 2631-2637

CRAWLEY D.B., HAND J.W., KUMMERT M., GRIFFITH B. (2005) Contrasting the capabilities of building energy performance simulation programs, Version 1.0, *Joint Report*, USA, UK

CSTB. (2012) Réglementation thermique 2012 (RT 2012)*, Centre Scientifique et Thermique des Bâtiments (CSTB Editions)* Marne-La-Vallée, France

DASCALAKI E., SANTAMOURIS M., ARGIRIO, A., HELMIS C., ASIMAKOPOULOS D.N. (1996) On the combination of air velocity and flow measurements in single sided natural ventilation configurations, *Energy and Buildings*, vol. 24, pp155-165

DE GIDS W., PHAFF H. (1982) Ventilation rates and energy consumption due to open windows: a brief overview of research in the Netherlands, *Air Infiltration Review* 4, no.2, pp 4-5.

FEUSTEL H.E., RAYNOR-HOOSON A. (1990) COMIS Fundamentals*, Lawrence Berkeley Laboratory, Technical report 29*

FEUSTEL, H.E.., HELMUT, E., BRIAN, V., SMITH, B.V. (2001) *COMIS 3.1 user's guide*, Swiss Federal Laboratories for Materials Testing and Research (EMPA)

FILFLI S. (2006) *Optimisation batiment/systeme pour minimiser les consommations dues à la climatisation*, Ph.D thesis, Mines Paristech, Paris, France

FRACASTORO G.V., MUTANI G., PERINO M. (2002) Experimental and theoretical analysis of natural ventilation by windows opening. *Energy and Buildings*, vol. 34 817-827

FRANKE J., HELLSTEN A., SCHLUNZEN H., CARISSIMO B. (2007) Best practice guideline for the CFD simulation of flows in the urban environment. *COST action 732: Quality assurance and improvement of microscale meteorological models*

GHIAUS C., ALLARD F., SANTAMOURIS M, GEORGAKIS C, NICOL F. (2006) Urban environment influence on natural ventilation potential. Building and environment, vol. 41 (4) 395-406

GIVONI B. (1962) *Basic study of Ventilation problems in housing in hot countries*. Research Report to the Ford Foundation, Technion, Haifa, Israel: Building Research Station, *Israel Institute of Technology*

GIVONI B. (1968) *Ventilation problems in hot countries*. Research Report to the Ford Foundation, Technion, Haifa, Israel: Building Research Station, *Israel Institute of Technology*

GRATIA E., BRUYERE I., DE HERDE A. (2004) How to use natural ventilation to cool narrow office buildings. *Building and Environment*. vol 39, 1157-1170

HAGHIGHAT, F., LIN, Y., MEGRI, A.C. (2001) Development and validation of a zonal model – POMA, *Building and Environment,* vol 36, no 9, 1039-47

HEISELBERG P., KJELD S., NIELSEN P.V. (2001) Characteristics of airflow from open windows, *Building and Environment* 36, pp 859-869.

HUMPHREYS M.A., NICOL, J. F. (1998) Understanding the adaptive approach to thermal comfort, *ASHRAE Transactions*, vol 104 (1) pp 991-1004

INARD C., BOUIA H., DALICIEUX P. (1996) Prediction of air temperature distribution in buildings with a zonal model, *Energy and Buildings*, vol 24, pp125-32

JIANG Y, CHEN Q. (2001) Study of natural ventilation in buildings by large eddy simulation, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 89(13):1155-1178.

KOFFI J. (2009) Analyse multicritère des stratégies de ventilation en maisons individuelles, *PhD thesis*, University of La Rochelle – CSTB Marne-la-Vallée, France

LARSEN T.S. (2006) Natural ventilation driven by wind and temperature difference, *Ph.D. Thesis*, Aalborg University, Denmark

LARSEN T.S., HEISELBERG P. (2008) Single-sided natural ventilation driven by wind pressure and temperature difference, *Energy and Buildings* 40, no. 6 1031–1040.

LIDDAMENT M.W. (1996) A guide to Energy Efficient Ventilation, Report IEA-ECBCS Annex 5, *Document AIC-TN-VENTGUIDE-96*

MAK C.M., NIU J.L., LEE C.T., CHAN K.F. (2007) A numerical simulation of wing walls using computational fluid dynamics', E*nergy and Buildings*, vol 39, 995-1002

MEGRI A.C., HAGHIGHAT F. (2007) Zonal Modeling for simulating indoor environment of buildings: review, recent developments, and applications *HVAC & R Research,* vol 13, no 6, pp.1-19

MUSY M., WINKELMANN F., WURTZ E., SERGENT A. (2002) Automatically generated zonal models for building air flow simulation: principles and applications. *Building and Environment*, vol. 37, pp873-881

PERNODET F. (2010) *Méthode d'optimisation multicritères de scénario de réhabilitation de bâtiments tertiaires. Application à l'évaluation de dispositifs de rafraîchissement hybride*, PhD thesis, Ecole Nationale des Travaux Publics de l'État (ENTPE) – CSTB Marne-La-Vallée, France

STABAT P., CACIOLO M., MARCHIO D. (2012) Progress on single-sided ventilation techniques for buildings, *Advances in Building Energy Research,ed. Mat Santamouris, Taylor and Francis,* 6, n°2, 212-241

TRNSYS (2007), a *TraNsient System Simulation program*, Version 16, Solar Energy Laboratory, University of Wiscosin

Union Européenne (2010). Directive 2010/31/EU of the European Parliament and of the Council of 19 May 2010 on the energy performance of buildings (recast). Official Journal of the European Union, 18.6.2010, L 153/13

WALTON G.N., DOLS W.S. (2005) *CONTAM 2.4b User Guide and Program Documentation*, *National Institute of Standard and Technology*, NISTIR 7251

WARREN P.R. (1977) Ventilation through openings on one wall only, Conference *Proceedings, Energy conservation in Heating, Cooling and Ventilating*, Dubrovnik, Yugoslavia, Vol 1

WARREN, P.R., PARKINS L.M. (1985) Single-sided ventilation through open windows, *Proceedings of Conference 'Thermal Performance of the External Envelopes of Buildings'*, ASHRAE SP49, Florida, 209-228

WRIGHT NG, HARGREAVES D.M. (2006) Unsteady CFD Simulations for Natural Ventilation, *International Journal of Ventilation* 5(1):13-20.

YAMANAKA T., KOTANI H., IWAMOTO K., KATO M. (2006) Natural Wind-Forced Ventilation caused by Turbulence in a Room with a Single Opening, International Journal of Ventilation 5, no.1 179 – 188.

YANG T, WRIGHT NG, ETHERIDGE DW, QUINN AD. (2006) A Comparison of CFD and Full-scale Measurements for Analysis of Natural Ventilation, *International Journal of Ventilation*;4(4):337-348.

II. Climatisation solaire

1.1. Introduction

Contrairement à la demande de chauffage, la demande de froid en Europe devrait fortement augmenter à l'horizon de 2020 (Figure 2.55). Cette demande est aujourd'hui essentiellement satisfaite par des climatiseurs électriques lesquels impactent de plus en plus les pointes de consommation électrique estivales[1]. En France, en 20 ans, la part de la climatisation dans la consommation totale d'électricité est passée de 9% à 14% dans le secteur tertiaire (CEREN, 2009). On observe une forte disparité du taux de pénétration de la climatisation dans le parc de bâtiment. Si les bâtiments du secteur résidentiel sont peu équipés (moins de 5% de la surface), environ un quart du secteur tertiaire est climatisé, essentiellement dans les branches : bureaux, commerces et établissements de santé. De plus, la croissance de la climatisation pourrait être accélérée par les effets du changement climatique.

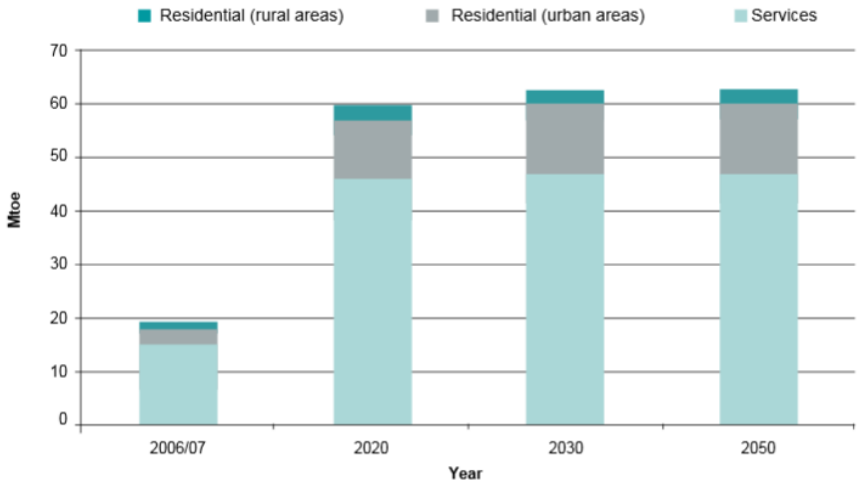


Figure 2.55 : Projection de l'évolution de la demande de refroidissement en Europe (extrait de Sanner et al., 2011)

Dans ce contexte, la climatisation solaire apparait comme une alternative aux climatiseurs électriques, notamment pour faire face à la demande croissante dans le secteur tertiaire. La climatisation solaire apparaît comme une solution appropriée dans la mesure où les pics de demande de climatisation sont concomitants avec le rayonnement solaire. Elle peut permettre de réduire les pics de consommation électrique en été et diminuer les émissions de CO_2 liées aux climatiseurs électriques (fuites de HFC à fort potentiel de réchauffement climatique et consommations électriques). Par ailleurs, la climatisation solaire peut contribuer aux objectifs européens de 20% d'énergie renouvelable dans le bouquet énergétique global à l'horizon 2020.

[1] En été, une élévation de la température de 1°C accroît la consommation électrique d'environ 500 MW en milieu d'après midi (RTE, 2011). Si la thermo-sensibilité est plus faible qu'en hiver, elle peut parfois engendrer des contraintes sur le réseau en période estivale, notamment dans certaines régions comme l'est de la PACA. Avec le développement du photovoltaïque dont la production électrique est maximale en milieu de journée, les contraintes sur le réseau électrique liées à la climatisation pourraient se réduire.

La climatisation solaire se développe actuellement avec plus de 100 systèmes installés en Europe, essentiellement en Allemagne, Espagne et Grèce. Cependant, les systèmes installés ne sont pas toujours optimisés (conception, installation et maintenance non optimales) et les coûts d'investissement restent élevés. Les systèmes présents sur le marché sont les machines à absorption, à adsorption et les systèmes à dessiccation solide. Leur COP (capacité frigorifique divisée par la puissance thermique) reste faible et les consommations électriques des auxiliaires ne sont pas toujours négligeables (tour de refroidissement dans le cas des machines à absorption au bromure de lithium, consommation des ventilateurs dans le cas des systèmes à dessiccation…). D'autres technologies apparaissent sur le marché ou sont en cours de développement (systèmes à dessiccation liquide, systèmes à éjecteur..). Cependant, le développement de la climatisation solaire est freiné par les coûts d'investissements élevés, la méconnaissance de ces technologies et le manque d'outils d'aide au dimensionnement. La Figure ci-dessous résume les principales solutions de climatisation à partir d'énergie solaire.

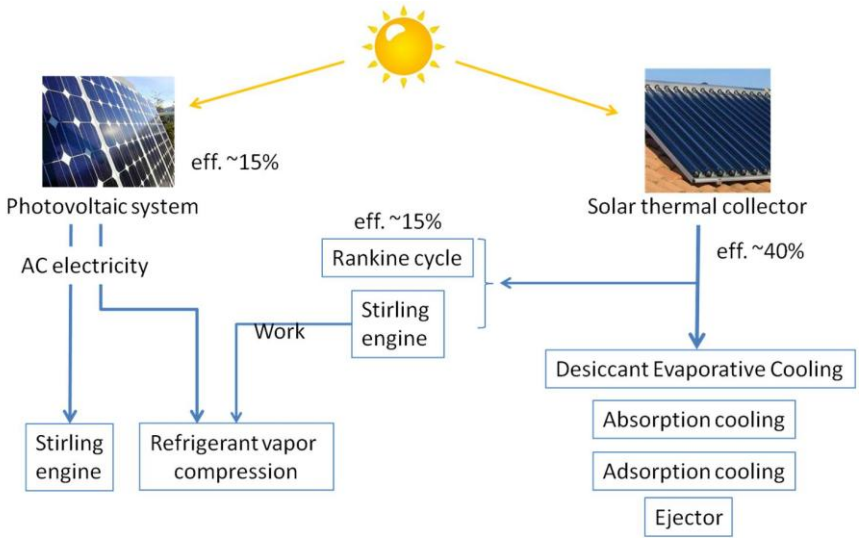


Figure 2.56 : Technologies de climatisation solaire

Mes travaux sur ***la climatisation solaire*** ont débuté dans le cadre de ma thèse avec l'étude des systèmes de climatisation par dessiccation ou DEC « Desiccant Evaporative Cooling », laquelle a été suivie de la première opération de démonstration française à Chambéry. Les objectifs de la thèse étaient d'évaluer les consommations prévisionnelles des systèmes de climatisation mettant en œuvre l'adsorption et l'évaporation d'eau. La démarche scientifique consiste à caractériser les performances des différents composants, puis à les modéliser en prenant en compte les différents modes de fonctionnement, à rechercher des stratégies de régulation optimales et enfin à coupler les modèles développés à des outils de simulation du bâtiment afin d'évaluer les consommations prévisionnelles d'énergie.

Un projet mené avec deux PME a visé au développement d'une gamme de systèmes de climatisation, ventilation chauffage des bâtiments à partir d'énergie solaire. Les enjeux portent sur :

- l'intégration optimale des composants permettant de limiter les coûts ;
- des méthodes de dimensionnement adaptées à ces systèmes afin d'éviter des surdimensionnements et en conséquence des surinvestissements ;
- la régulation du système.

Dans une première partie, le modèle de roue à dessiccation développé dans le cadre de ma thèse est brièvement présenté. Un travail complémentaire de validation du modèle, réalisé dans le cadre du projet « SIC » est présenté. Ensuite, le système DEC « Desiccant Evaporative Cooling » est étudié en termes de régulation, dimensionnement et performances. Cette seconde partie s'appuie en grande partie sur les travaux menés dans le cadre du projet « ECOCLIM ». Afin de ne pas se perdre dans les notations propres au modèle, le lecteur trouvera une nomenclature spécifique en fin de ce chapitre.

1.2. Modélisation des roues à dessiccation

1.2.1. INTRODUCTION

La roue à dessiccation est le composant clé des installations de « Desiccant Evaporative Cooling ». Elle permet de sécher l'air afin l'accroître le potentiel de refroidissement par évaporation d'eau dans l'air. Il faut par ailleurs la régénérer en la chauffant à des températures dans la gamme de 50 à 100°C. L'utilisation d'énergie gratuite (« déchets thermiques ») ou d'énergie solaire peut rendre cette technique intéressante.

Pour le dimensionnement et l'évaluation des consommations prévisionnelles d'énergie des systèmes de climatisation par dessiccation, il est nécessaire de disposer d'un modèle répondant aux exigences suivantes :

- exactitude ;
- faible temps de calcul ;
- simplicité de paramétrage (les données disponibles sont souvent limitées à celles fournies dans les catalogues des fabricants) ;
- polyvalence (le modèle doit permettre de caractériser le matériel dans toutes les conditions d'exploitation, c'est-à-dire à débit d'air ou température de régénération variables).

Différentes familles de modèles existent pour les roues à dessiccation. Les modèles empiriques fonctionnent à l'aide d'une corrélation (Behne, 1997), (Lindholm, 2000), (Beccali et al., 2002), (EnergyPlus, 2013). Ils ont l'avantage d'être simples mais requièrent une grande quantité de points de paramétrage. Par ailleurs, ils présentent des limites quant à leur polyvalence. Les modèles physiques sont obtenus à l'aide des équations de transferts de masse et de chaleur. On obtient des équations aux dérivées partielles qui peuvent être résolues par des méthodes numériques ou par des méthodes simplifiées. Pour la simulation énergétique des bâtiments, les méthodes numériques ne sont pas adaptées dans la mesure où le temps de calcul est très important. Nous avons donc opté pour une approche physique simplifiée.

1.2.2. EQUATIONS DE TRANSFERT THERMIQUE ET DE MASSE

a) *Principe de fonctionnement des roues à dessiccation*

Dans les systèmes de refroidissement à dessiccation, la roue est généralement séparée en deux parties égales, l'une pour le process, l'autre pour la régénération. Parmi les matériaux à dessiccation, le gel de silice et le chlorure de lithium sont les plus utilisés, car ils ont une forte capacité d'adsorption sur toute la gamme d'humidité relative de l'air ambiant à la différence par exemple d'un tamis moléculaire (Figure 2.57).

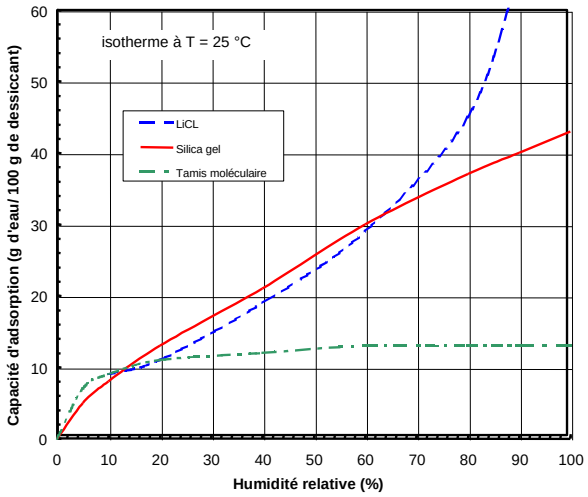


Figure 2.57 : Capacité d'adsorption de la vapeur d'eau de matériaux adsorbants en fonction de l'humidité relative (isotherme d'équilibre)

L'évolution de la pression de vapeur à la surface du dessiccant en fonction de l'humidité contenue dans le dessiccant est représentée sur la Figure 2.58. Cette figure a été obtenue sur la base d'un modèle numérique (Stabat, 2003a) permettant de résoudre les équations de transfert thermique et de masse sur la base de la méthode de Runge Kutta d'ordre 2. La courbe représente l'évolution de la pression de vapeur à la surface du dessiccant en moyenne sur toute la largeur de la roue pour chaque position angulaire. Les isothermes sont représentées pour des températures de 30, 50, 70 et 90°C. Du côté de la régénération, on note tout d'abord une zone de chauffage (de C à D) à humidité adsorbée constante correspondant à l'introduction de l'air chaud. Dès que la pression partielle de vapeur d'eau s'est suffisamment élevée, le matériau adsorbant va céder de la vapeur d'eau à l'air (de D à A). Ensuite, on remarque qu'il existe une zone de refroidissement du côté du process (de A à B) qui permet d'abaisser la température et la pression partielle de vapeur d'eau à la surface du dessiccant. Le refroidissement dû à l'entrée d'air frais se fait à peu près à humidité adsorbée constante. Ensuite, une fois la pression partielle de vapeur d'eau à la surface de l'adsorbant suffisamment abaissée, le matériau va capter la vapeur d'eau contenue dans l'air (de B à C). La zone de refroidissement a pour conséquence qu'une partie de l'air à traiter sert à refroidir la matrice. Cette fraction est chaude et presque pas déshumidifiée. Pour cette raison, il est courant d'installer une section de purge (Figure 2.59) sur les roues à dessiccation qui permet d'une part de récupérer cet air chaud pour la régénération et d'autre part de réduire la température moyenne et l'humidité moyenne de l'air en sortie de process. La fraction d'air qui passe à travers la section de purge représente de 2 à 4 % du débit d'air de process dans les roues de dessiccation.

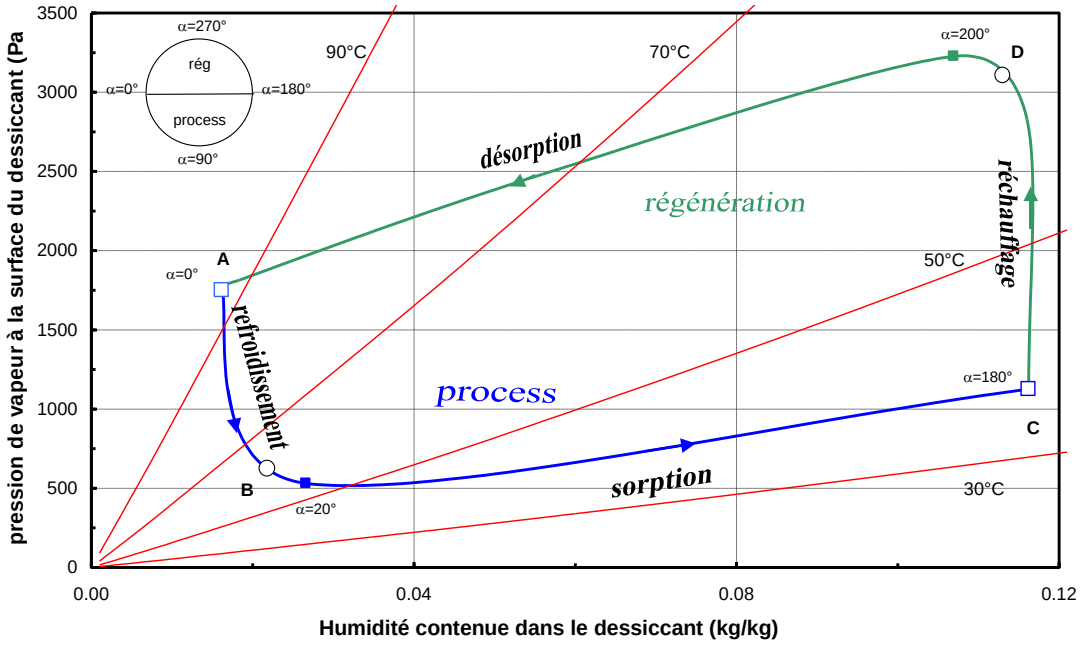


Figure 2.58 : Evolution de la pression partielle de vapeur à la surface de l'adsorbant

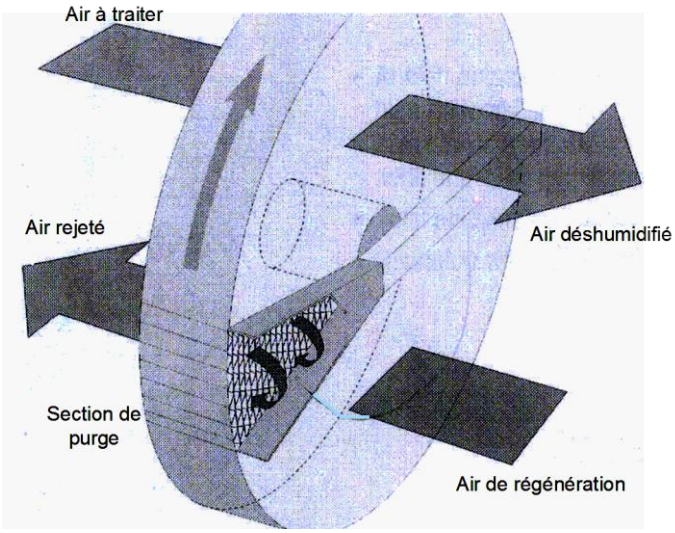


Figure 2.59 : Représentation d'une roue à dessiccation avec section de purge

b) Equations fondamentales des échanges thermiques et de masse

La roue à dessiccation est modélisée sur la base des équations de bilan thermique et massique dans un petit élément de volume de la roue, dans le secteur compris entre et α +dα, (Figure 2.60) en supposant le régime établi. Les équations suivantes sont exprimées à partir des variables sans dimension de temps $\tau = \dfrac{\dot{m}_a \cdot t}{M_d}$ et de position $x = \dfrac{z}{L}$.

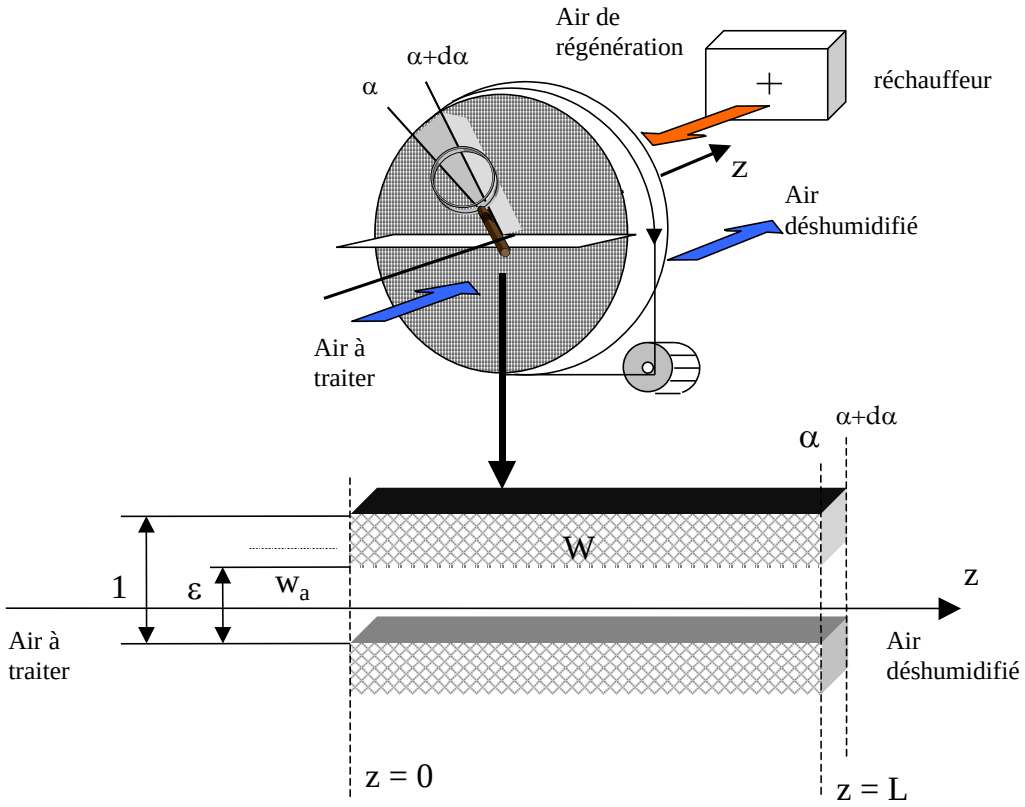


Figure 2.60 : Représentation schématique d'un canal de la roue

Les hypothèses sont les suivantes :

1. La conduction et la diffusion moléculaire de vapeur d'eau dans la direction axiale (z) sont négligeables ;
2. La diffusion moléculaire et la capillarité dans le matériau dessicant sont négligeables dans la direction axiale (z) ;
3. Il n'y a pas de gradient de température et d'humidité dans la direction radiale (r) de la matrice, c'est à dire T = T(z, α) et w = w(z, α) sont indépendants de r ;
4. La sorption est supposée sans hystérésis. En d'autres termes, les relations d'équilibre sont les mêmes pour l'adsorption et la désorption ;
5. La chute de pression dans la roue ne résulte pas en un changement significatif de la pression absolue et de la masse volumique de l'air ;
6. Les conditions de l'air sont spatialement uniformes en entrée de roue ;
7. Les canaux ont tous la même géométrie ;
8. Les propriétés thermo-physiques de la matrice, de l'air et de l'eau sont constantes ;
9. Le régime est établi.

L'équation de conservation de la masse est exprimée comme suit :

$$\frac{\partial W}{\partial \tau} + \Gamma \frac{\partial w_a}{\partial \tau} + \frac{\partial w_a}{\partial x} = 0 \qquad (25)$$

L'équation de transfert de masse peut être écrite comme :

$$\frac{\partial W}{\partial \tau} = \frac{h_m A}{\dot{m}_a}\left(w_a - w_{eq}\right) \qquad (26)$$

L'équation de la conservation de l'énergie est exprimée comme suit :

$$\frac{\partial H}{\partial \tau} + \Gamma \frac{\partial h_a}{\partial \tau} + \frac{\partial h_a}{\partial x} = 0 \quad (27)$$

L'équation de transfert de chaleur peut être écrite comme :

$$\frac{\partial H}{\partial \tau} = \frac{h_m A}{\dot{m}_a}\left(w_a - w_{eq}\right)\left(h_{fg} + c_{pv} T_a\right) + \frac{h_c A}{\dot{m}_a}\left(T_a - T_m\right) \quad (28)$$

En supposant un nombre de Lewis, Le, égal à l'unité, l'équation (4) devient :

$$\frac{\partial H}{\partial \tau} = \frac{h_m A}{\dot{m}_a}\left(h_a - h_{eq}\right) \quad (29)$$

La capacité d'adsorption de la matrice, W, et l'enthalpie de matrice, H, dans les équations (25) à (29) sont déterminées en fonction des propriétés de l'adsorbant.

c) Propriétés des matériaux adsorbants

L'adsorption est caractérisée par la teneur en eau de l'adsorbant, W, qui varie avec la température d'équilibre et la pression partielle de vapeur à la surface de l'adsorbant. L'isotherme d'adsorption dépend de l'adsorbant (Figure 2.57). En outre, on peut trouver parfois un phénomène d'hystérésis.

Les isothermes sont définies expérimentalement. Nous avons retenu dans la suite l'équation de l'isotherme proposée par Mathiprakasam et Lavan (1980) pour les gels de silice :

$$\phi(T_{eq}, w_{eq}) = C_1 W + C_2 W^2 \quad (30)$$

L'enthalpie de matrice est exprimée comme suit :

$$\mathrm{H} = \mathrm{c_{pm}} \mathrm{T_m} + \mathrm{c_{pv}} \mathrm{W}\, \mathrm{T_m} + \int_0^{\mathrm{W}} \mathrm{L_w}\, \mathrm{W} \quad (31)$$

Avec L_w la chaleur de mouillage et c_{pm} la chaleur massique de la matrice sèche.
L'analyse des données de gel de silice (Brandemuehl, 1982) montre que la chaleur de mouillage peut être exprimée comme :

$$L_w = -h_{fg}\, \Delta\xi \exp(kW) \quad (32)$$

Nous avons repris les corrélations utilisées par Bullock et Threlkeld (1966) pour les coefficients d'échange convectif et de masse pour l'adsorption de la vapeur d'eau de l'air humide sur du silicagel :

$$h_c = 0{,}671\, \rho\, \mathrm{u_a}\, \mathrm{c_{pa}}\, R_e^{-0.51} \quad (33)$$

$$h_m = 0{,}704\, \rho\, \mathrm{u_a}\, \mathrm{R}_e^{-0.51} \quad (34)$$

On peut remarquer que les équations (33) et (34) permettent de déterminer le nombre de Lewis, qui est proche de 1.

1.2.3. METHODE DE RESOLUTION DES EQUATIONS FONDAMENTALES

Le système d'équations (25-26-27-29) forme un ensemble d'équations différentielles partielles hyperboliques couplées. Deux techniques courantes de résolution des équations hyperboliques existent : la méthode des différences finies et celle des caractéristiques. La seconde technique a été retenue. Elle permet d'obtenir des équations similaires à celles des équations de transfert de chaleur d'un échangeur rotatif.

a) Transformation en équations aux potentiels caractéristiques

Les équations de conservation de masse et de l'énergie peuvent être transformées en un ensemble d'équations d'ondes non couplées en introduisant des fonctions potentielles à la place des enthalpies et des humidités spécifiques. Par la suite, on se place dans un cas idéal où les coefficients de transfert de chaleur et de masse sont infinis. Ensuite, la méthode est étendue à un cas non idéal.

Dans le cas idéal, la matrice et l'air sont en équilibre thermodynamique, autrement dit $T_m = T_a = T$ et $w_{eq} = w_a = w$.

Les équations (25) et (27) peuvent être réécrites en faisant apparaître de nouvelles fonctions F_i (Banks, 1972) comme suit :

$$\left.\frac{\partial F_i}{\partial w}\right|_T = \alpha_i \left.\frac{\partial F_i}{\partial T}\right|_w \quad \text{avec } i = 1,2 \tag{35}$$

$$\left(-\frac{\alpha_i - \lambda\alpha_h}{\nu} + \sigma + \Gamma\right)\frac{\partial F_i}{\partial \tau} + \frac{\partial F_i}{\partial x} = 0 \quad \text{avec } i = 1,2 \tag{36}$$

Les équations (35) et (36) définissent les équations caractéristiques équivalentes aux équations (25) et (27) dans lesquelles les F_i sont appelés potentiels caractéristiques et le α_i sont les solutions du polynôme caractéristique suivant :

$$\alpha_i^2 - \alpha_i\left(\lambda\alpha_h + \sigma\nu + \alpha_W\right) + \alpha_h\lambda\alpha_W = 0 \tag{37}$$

Les calculs détaillés sont présentés dans (Stabat, 2003a).

b) Analogie avec échangeur de chaleur

Pour obtenir l'analogie avec un échangeur de chaleur sensible rotatif, les hypothèses suivantes sont faites :

$$\left.\frac{\partial F_i^{eq}}{\partial h_a}\right|_{w_a} = \left.\frac{\partial F_i^{a}}{\partial h_a}\right|_{w_a} \quad \text{avec i = 1, 2} \tag{38}$$

$$\left.\frac{\partial F_i^{eq}}{\partial w_a}\right|_{h_a} = \left.\frac{\partial F_i^{a}}{\partial w_a}\right|_{h_a} \quad \text{avec i = 1, 2} \tag{39}$$

Cette hypothèse est satisfaite dans le cas où l'air humide et la matrice sont en équilibre thermique et hydrique ($T_m = T_a$ et un $w_{eq} = w_a$) ou si $(\partial F_i/\partial w_a)_{ha}$ et $(\partial F_i/\partial h_a)_{wa}$ sont constants. La condition d'équilibre serait atteinte si les coefficients de transfert de chaleur et de masse étaient infinis. Cette condition n'est pas complètement remplie, puisque les coefficients d'échange de masse et de chaleur sont grands mais pas infinis. La condition sur les dérivées partielles implique que les fonctions F_i sont des combinaisons linéaires de l'enthalpie et de l'humidité spécifique. En d'autres termes, les fonctions F_i seraient des droites parallèles dans le plan (h, w). La Figure 2.61 montre que la deuxième condition n'est pas complètement remplie, puisque les fonctions F_i ne sont pas tout à fait des droites dans le plan (h, w). Même si aucune des deux conditions n'est parfaitement remplie, les relations (38) et (39) seront prises en compte.

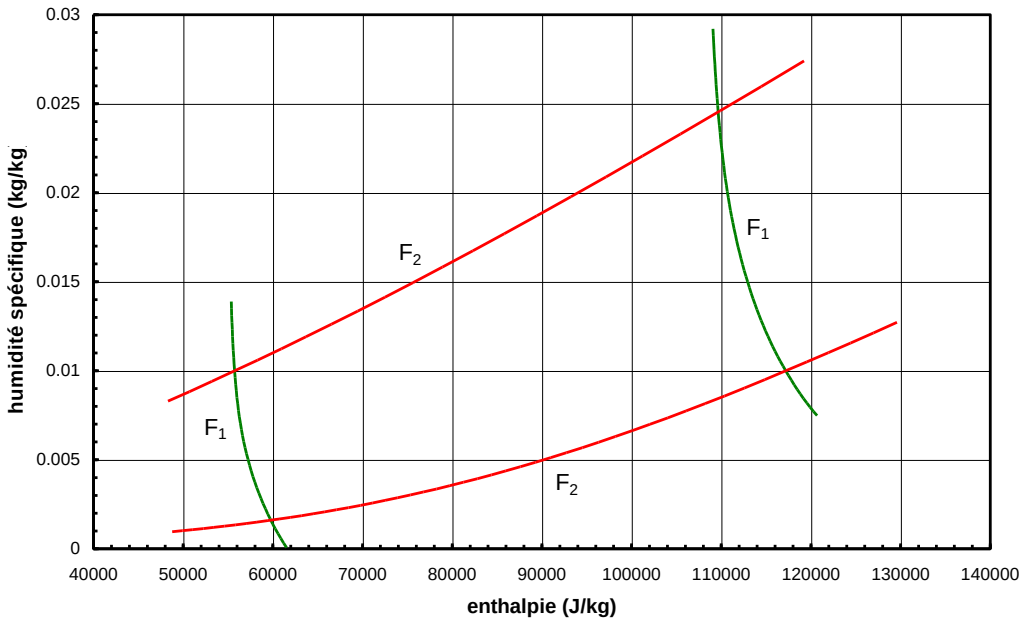


Figure 2.61 : Représentation des fonctions potentielles dans un diagramme (h,w) pour un silica gel

Avec ces hypothèses, on en déduit que $\left.\frac{\partial F_i^{eq}}{\partial T_a}\right|_{w_a} = \left.\frac{\partial F_i^{a}}{\partial T_a}\right|_{w_a}$. A partir de ces hypothèses, on peut montrer que (Stabat, 2003a) :

$$\gamma_i \frac{\partial F_i^{eq}}{\partial \tau} + \Gamma \frac{\partial F_i^{a}}{\partial \tau} + \frac{\partial F_i^{a}}{\partial x} = 0 \quad \text{avec i = 1,2} \tag{40}$$

En multipliant les équations (26) et (29) respectivement par $\left.\frac{\partial F_i}{\partial w}\right|_h$ et $\left.\frac{\partial F_i}{\partial h}\right|_w$, et en les ajoutant, on trouve :

$$\gamma_i \frac{\partial F_i^{eq}}{\partial \tau} = NUT_w \cdot \left(F_i^{a} - F_i^{eq}\right) \quad \text{avec i = 1,2} \tag{41}$$

$$\text{avec } \gamma_i = \sigma - \frac{\alpha_i - \lambda \alpha_h}{\nu} \text{ et } NUT_w = \frac{h_m A}{\dot{m}_a} \tag{42}$$

La paire d'équations (41) et (42) constitue un système similaire à celui d'un échangeur de chaleur rotatif. Le rapport de chaleur spécifique est remplacé par le γ_i. Ces γ_i dépendent des deux fonctions caractéristiques, F_i. Ceci implique que les équations (41) et (42) ne sont pas complètement découplées. On doit donc supposer que les γ_i ne dépendent que de leur fonction potentielle associée même si cette condition n'est pas remplie parfaitement comme indiqué sur la Figure 2.62. Les γ_i et F_i de la Figure 2.62 ont été calculées pour un gel de silice avec une isotherme de sorption selon l'équation (30) avec des coefficients C_1 = 124 et C_2 = 137 et une chaleur de mouillage selon l'équation (32) avec des coefficients $\Delta\xi$ = 0,28 et k = -10,28. Les γ_i devraient être parallèles à leur F_i associée mais ce n'est pas le cas. Dans ce qui suit, des γ_i moyens sont considérés dans les calculs d'efficacité. Avec ces hypothèses, les équations des potentiels caractéristiques peuvent être résolues pour chaque F_i par analogie avec un échangeur de chaleur rotatif. La méthode d'analogie est résumée dans le Tableau 2.9.

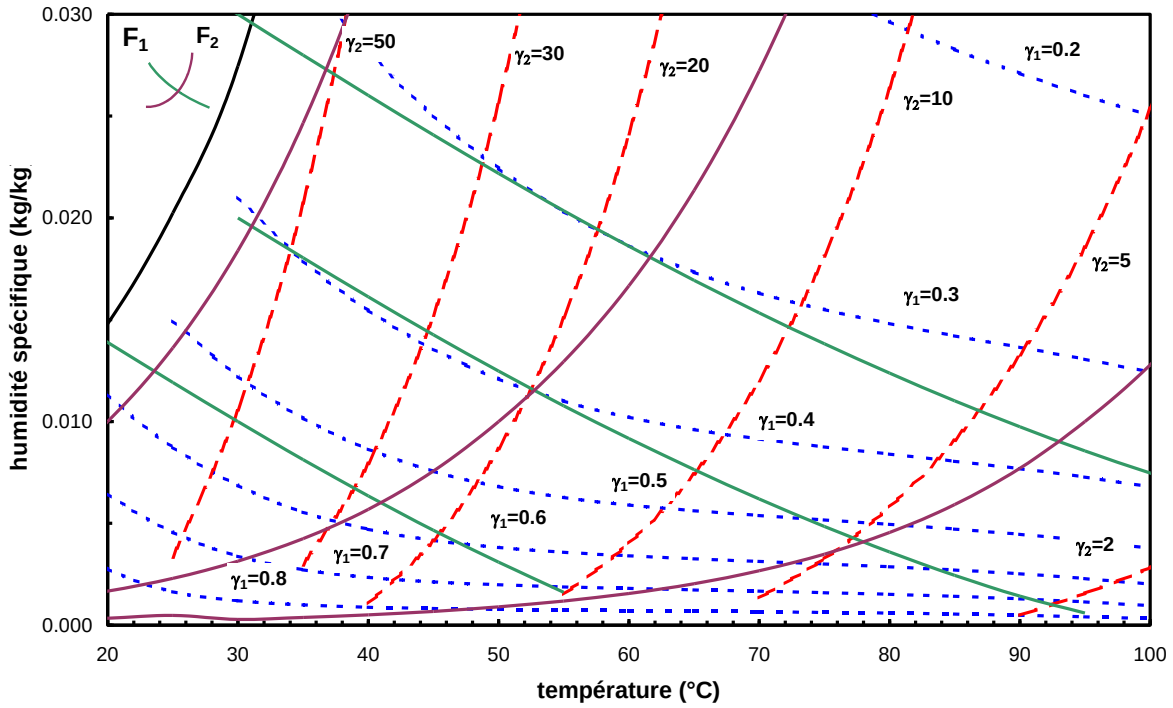


Figure 2.62 : Représentation des fonctions potentielles et des γi dans un diagramme de l'air humide pour un silicagel

Tableau 2.9 : Analogie entre l'échangeur rotatif et la roue à dessiccation

Échangeur rotatif sensible (Kays et London, 1984)	Échangeur de chaleur en F_i
i : potentiel j : côté de la roue (process ou régénération)	
$C_j = \dot{m}_a^j \left(c_{pa} + w \cdot c_{pv}\right)$	$C_j^i = \dot{m}_a^j$
$C_r^* = \frac{C_r}{C_{min}} = \frac{M.c_m.N}{C_{min}}$	$C_{ri}^* = \frac{M_d.N}{\dot{m}_a^{min}} \bar{\gamma}_{min}^i$ $or \quad C_{ri}^* = \min(C_{rj}^i = \frac{M_d \cdot N}{\dot{m}_a^j} \bar{\gamma}_j^i)$
$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}}$	$C_i^* = \frac{C_{min}^i}{C_{max}^i}$
$NTU_0^T = \frac{1}{C_{min}} \left[\frac{1}{(h_c.A)_j} + \frac{1}{(h_c.A)_{3-j}} \right]^{-1}$	$NTU_0^m = \frac{1}{C_{min}^i} \left[\frac{1}{(h_m.A)_j} + \frac{1}{(h_m.A)_{3-j}} \right]^{-1}$
$\varepsilon = \varepsilon_{cf}\left(NTU_0^T, C^*\right)\left[1 - \frac{1}{9\left(C_r^*\right)^{1.93}}\right]$ ε_{cf} est l'efficacité d'un échangeur à contre courant, ou à des vitesses de rotation très faibles ($C_r^* \le 0.4$), $\varepsilon = C_r^*$	$\varepsilon_i = \varepsilon_{cf}\left(NTU_0^m, C_i^*\right)\left[1 - \frac{1}{9\left(C_{ri}^*\right)^{1.93}}\right]$ ε_{cf} est l'efficacité d'un échangeur à contre courant, ou à des vitesses de rotation très faibles ($C_r^* \le 0.4$), $\varepsilon = C_r^*$

L'efficacité de ces deux fonctions potentielles peut s'écrire comme pour un échangeur de chaleur :

$$\varepsilon_1 = \frac{C_p^1}{C_{\min}^1}\frac{F_{1po} - F_{1pi}}{F_{1ri} - F_{1pi}} \tag{43}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{C_p^2}{C_{\min}^2}\frac{F_{2po} - F_{2pi}}{F_{2ri} - F_{2pi}} \tag{44}$$

Pour faire l'analogie avec un échangeur rotatif, les hypothèses suivantes ont été faites :

- Le nombre de Lewis est supposé être égal à 1 ;
- Les dérivées partielles des fonctions potentielles en fonction de l'enthalpie et de l'humidité spécifique sont supposées constantes ;
- Les γ_i ne dépendent que de leur fonction potentielle associée.

Le point d'intersection entre les deux fonctions potentielles, F_{1pi} et F_{2ri}, noté *pn* sur la Figure 2.63, correspond à un cas idéal où les coefficients de transfert de chaleur et de masse seraient infinis. Le point de sortie côté process est situé à l'intersection des fonctions potentielles F_{1px} et F_{2px} calculées à partir des relations de l'efficacité (43) et (44) qui représentent le cas réel. On peut remarquer sur la Figure 2.63 que la première fonction potentielle (correspondant à la racine positive de l'équation (37)) est proche d'une ligne d'enthalpie constante et la seconde fonction potentielle (correspondant à la racine négative de l'équation (37)) est proche d'une ligne d'humidité relative constante.

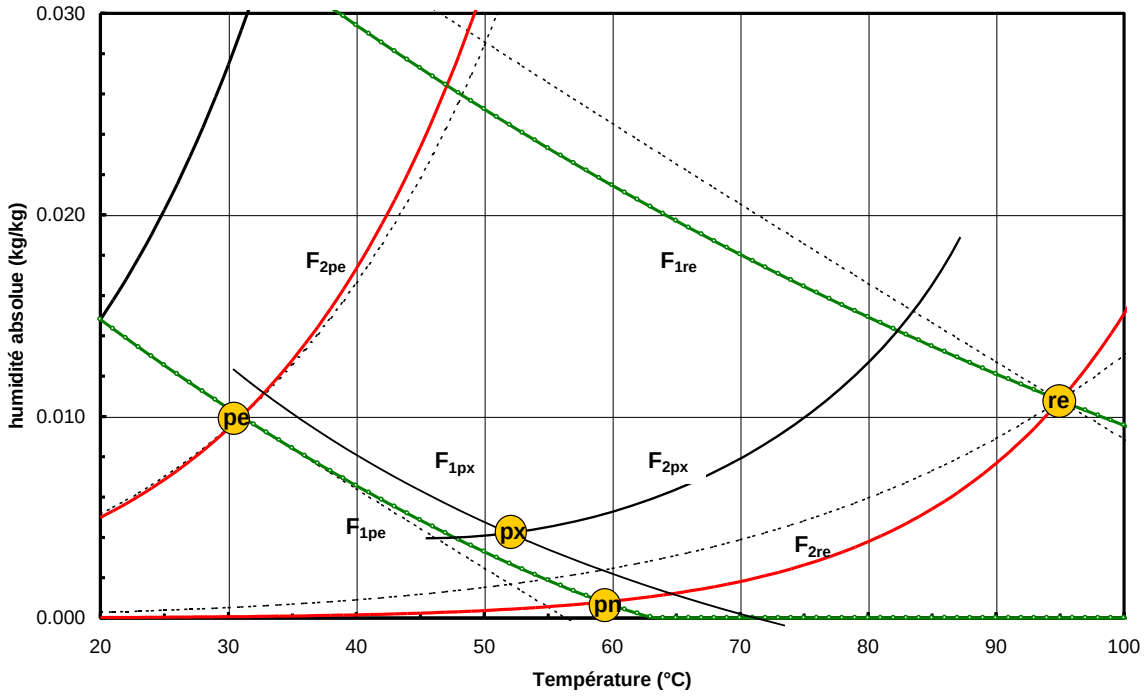


Figure 2.63 : Représentation dans un diagramme de l'air humide des potentiels caractéristiques pour la détermination du point de sortie d'une roue à dessiccation

c) *Paramétrage du modèle*

Les utilisateurs d'outils de simulation du bâtiment se trouvent souvent confrontés à un manque de données techniques sur les systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation. Afin de rendre le modèle par analogie facilement paramétrable à partir de données issues de catalogues constructeurs, des fonctions par défaut pour les fonctions potentielles F_i et des valeurs par défaut pour les γ_i ont été proposées.

Banks(1985) a proposé des expressions analytiques des potentiels caractéristiques. Ici, les fonctions potentielles par défaut ont été fixées à partir de données constructeurs (Munters 1994 ; Klingenburg, 2002) et de données expérimentales (Slayzak et al., 2002). Quatre types de roue à dessiccation ont été étudiés. Trois roues comprennent une section purge. Trois roues sont recouvertes de gel de silice, la dernière étant à base de chlorure de lithium.

L'analogie avec un échangeur de chaleur suppose que le bilan des fonctions F_i soit respecté, d'où :

$$C_p^1\left(F_{1po}-F_{1pi}\right)=C_r^1\left(F_{1ro}-F_{1ri}\right) \tag{45}$$

$$C_p^2\left(F_{2po}-F_{2pi}\right)=C_r^2\left(F_{2ro}-F_{2ri}\right) \tag{46}$$

Les fonctions potentielles par défaut sont choisies pour représenter les caractéristiques moyennes des roues de dessiccation tout en respectant les conditions (45) et (46). Seule la seconde fonction potentielle proposée par (Banks, 1985) répond à l'une des conditions (45) et (46). En outre, cette fonction est en bon accord avec les données expérimentales. En ce qui concerne la première fonction potentielle, la fonction d'enthalpie a été choisie car elle répond à la condition (45) et elle est en bon accord avec les données expérimentales.

$$F_1 = h \tag{47}$$

$$F_2 = \frac{\left(273.15+T\right)^{1,5}}{6360} - 1.1\,w^{0.08} \tag{48}$$

En ce qui concerne les γ_i, le modèle s'avère très peu sensible à ces valeurs. Ici aussi, des valeurs par défaut sont choisies.

Afin de déterminer les états de sortie d'une roue à dessiccation, il faut ensuite évaluer les efficacités exprimées à partir des fonctions potentielles. Comme on le voit sur le Tableau 2.9, les efficacités dépendent du produit de la masse de dessiccant par la vitesse de rotation, $M_d \cdot N$, et le produit du coefficient de transfert de masse par la surface d'échange, $h_m \cdot A$. Ces données sont généralement inconnues. L'objectif est maintenant de déterminer ces paramètres inconnus grâce à un point de fonctionnement de la roue à dessiccation.

En ce qui concerne la première efficacité, Maclaine-Cross (1974) a montré par des calculs numériques que si NTUo ≥ 4.5, C*≤1, Cr*≤ 0.4 et le rapport des coefficients de transfert de masse entre le côté process et le côté de régénération est égal à 1, la première efficacité peut être réduite à :

$$\varepsilon_1 = C_{r1}^* = \frac{M_d \cdot N}{\dot{m}_a^{\min}} \gamma_{\min}^1 \tag{49}$$

Avec un seul point de fonctionnement, le produit $M_d N$ peut être évalué dans la mesure où une valeur par défaut est utilisée pour $\gamma^1_{\min}$. L'équation (49) peut être utilisée puisque les conditions requises pour son utilisation sont généralement remplies.

Pour la deuxième fonction potentielle, il nous faut déterminer le nombre d'unités de transfert ou bien le coefficient global de transfert de masse. Contrairement à la première l'efficacité qui est proche de 0,1, la seconde est proche de 0,8. La relation de (Kays et London, 1984) est ici utilisée (voir Tableau 2.9).

On introduit une « conductance massique » globale, $UA_0^m = h^0{}_m\, A_T$, laquelle peut être calculée à partir d'un point de fonctionnement. En utilisant la relation (34) et la relation d'efficacité du Tableau 2.9, on peut en déduire que :

$$\text{Si } C_2^* < 1,\ UA_0^m = \left[\frac{1}{\dot{m}_{ap}^{0.49}(1-f)^{0.51}} + \frac{1}{\dot{m}_{ar}^{0.49} f^{0.51}}\right] \frac{C_{min}^2}{1-C_2^*} \ln\left(\frac{1-\varepsilon_2\left(1-\frac{1}{9\left(C_{r2}^*\right)^{1.93}}\right)^{-1} C_2^*}{1-\varepsilon_2\left(1-\frac{1}{9\left(C_{r2}^*\right)^{1.93}}\right)^{-1}}\right) \qquad (50)$$

$$\text{Si } C_2^* = 1,\ UA_0^m = \left[\frac{1}{\dot{m}_{ap}^{0.49}(1-f)^{0.51}} + \frac{1}{\dot{m}_{ar}^{0.49} f^{0.51}}\right] C_{min}^2 \frac{\varepsilon_2\left(1-\frac{1}{9\left(C_{r2}^*\right)^{1.93}}\right)^{-1}}{1-\varepsilon_2\left(1-\frac{1}{9\left(C_{r2}^*\right)^{1.93}}\right)^{-1}} \qquad (51)$$

Avec un point de fonctionnement et les fonctions potentielles défaut, on peut paramétrer le modèle. Ensuite, pour calculer les différents états de fonctionnement de la roue, on calcule les nouvelles valeurs des deux efficacités qui varient avec les débits d'air de process et de régénération. On en déduit les valeurs des 2 fonctions potentielles en sortie du process à partir des équations (43) et (44). Enfin, par un calcul itératif, on détermine le point de croisement des deux fonctions potentielles et ainsi les conditions de sortie de la roue.

1.2.4. *VALIDATION DU MODELE*

Le modèle a été validé par comparaison avec les données de deux fabricants (Munters 1994 ; Klingenburg 2002) et des données expérimentales (Slayzak et al. 2002) sur une large plage de températures et taux d'humidité (Tableau 2.10).

Tableau 2.10 : Domaine de validation

Données	Débit d'air de Process/régénération (en % du débit nominal du process)	Température en entrée du process	Humidité spécifique en entrée du process (w_{pi})	Humidité spécifique de régénération	Température de régénération
(Munters, 1994)	100%/80%	22 à 36°C	7 à 15 g/kg	w_{pi} + 0.8 g/kg	55°C, 75°C, 95°C
(Klingenburg, 2002)	(100% - 80% - 60%)/(100% - 80% - 60%)	20 à 40°C	7 à 20 g/kg	7 à 20 g/kg	40°C, 55°C, 70°C
(Slayzak et al, 2002)	100%/100%	35°C	12.5 à 26.3 g/kg	w_{pi}	88°C

Nous avons étudié la propagation d'erreur dans un système DEC « Desiccant Evaporative Cooling » (Stabat, 2003a). Une tolérance de ±2 °C et ±1 g/kg sur l'évaluation des états de sortie de la roue de dessiccation est acceptable, engendrant une erreur maximale de 1,1 °C et 0,7 g/kg sur l'air soufflé par le système DEC dans le local.

La Figure 2.64 montre que le modèle donne de bons résultats dans tous les cas étudiés. La déviation du modèle par rapport aux données expérimentales et constructeurs est inférieure à la tolérance imposée, sauf pour quelques points. On remarque que la déviation maximale de l'enthalpie est de 2,5% pour les roues à base de gel de silice et de 4,3% pour la roue à base de chlorure de lithium. Ces résultats laissent penser que le choix de la 1ère fonction potentielle (équation 47), assimilée à une isenthalpe, est un peu mieux adapté au silica gel qu'au chlorure de lithium.

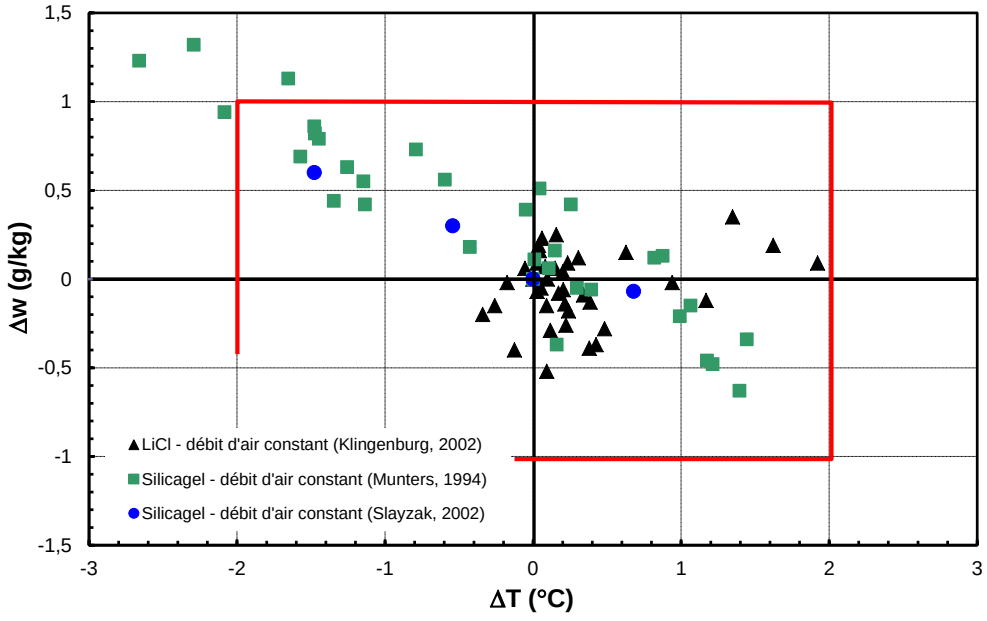


Figure 2.64 : Comparaison entre le modèle et des données constructeurs (Munters 1994 ; Klingenburg, 2002) et expérimentales (Slayzak et al, 2002)

De plus, le modèle a été validé à débit d'air variable côté process et régénération, pour des débits de 60%, 80% et 100% de la valeur nominale. Le modèle a été paramétré à partir d'un point de fonctionnement avec des débits d'air de process et de régénération de 10 000

m³/h. La Figure 2.65 montre que le modèle donne des résultats satisfaisants à débit d'air variable. Trois points sont présentés sur la figure pour chaque cas de débit d'air, représentant trois conditions de température (20, 30, 40°C) en entrée de process, la température de régénération étant fixée à 70°C et les humidités spécifiques en entrée du process et de la régénération à 10 g/kg.

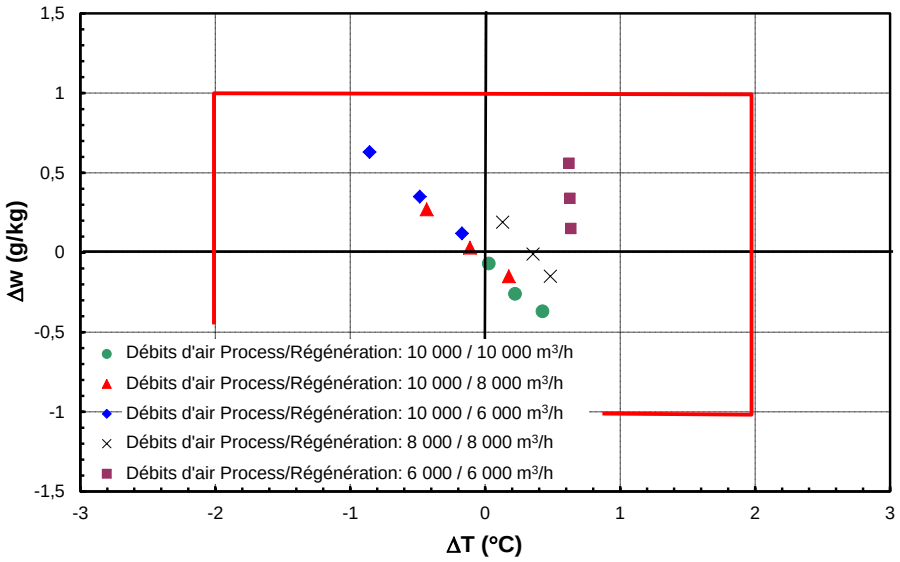


Figure 2.65 : Comparaison entre le modèle et des données constructeurs (Klingenburg, 2002) à débits d'air de process et de régénération variables

D'autre part, Vitte (2007) a comparé le modèle développé à des expérimentations réalisées à l'IHK de Fribourg (Schnabel et al., 2004), notamment dans le cas de débits non équilibrés (Figure 2.66). On observe que lorsque le débit d'air process est supérieur au débit d'air régénération (ratio 0,5 à 1), les écarts-types sur l'erreur sont dans les limites fixées (σWaps < 0,8 g/kg et σTaps < 2,5 °C). Lorsque le débit d'air en régénération est très supérieur au débit d'air process (ratio 1,2 à 2), le modèle dépasse les tolérances fixées par l'auteur. Ce dernier cas n'est toutefois pas utilisé dans la pratique car inintéressant d'un point de vue énergétique.

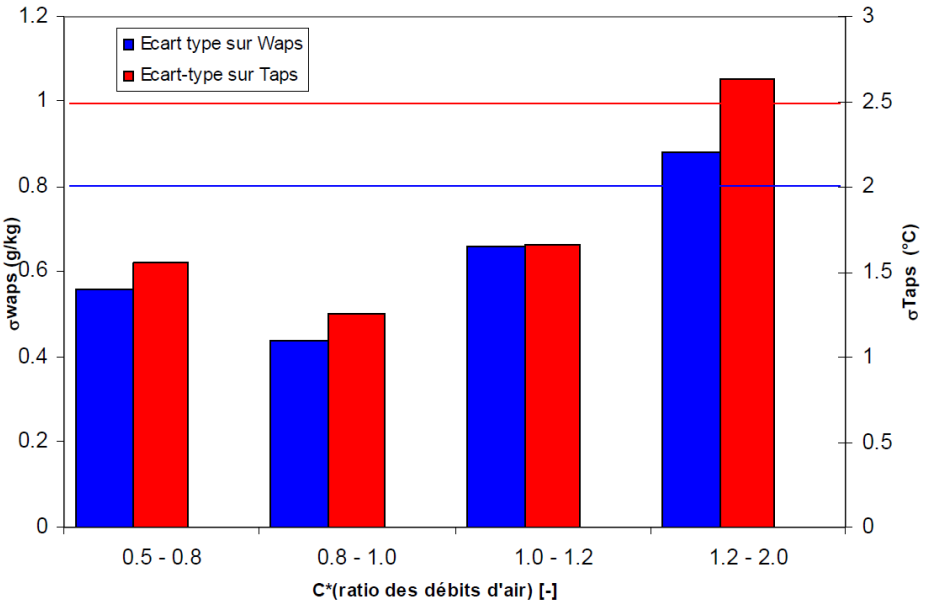


Figure2.66 : Ecart-type sur l'erreur en humidité Waps et température de sortie Taps, données expérimentales (Vitte, 2007)

Vitte montre qu'il est préférable de paramétrer le modèle à partir de données expérimentales plutôt qu'avec de données constructeurs.

Le modèle proposé (appelé FINUT) a également été comparé à d'autres modèles de la littérature ((Behne, 1997), (Howe, 1983), (Beccali et al., 2002)). La comparaison a montré qu'il est plus robuste que les autres modèles (Stabat, 2003a).

Il a par ailleurs été comparé au modèle proposé par EnergyPlus (2013). La comparaison avec le modèle d'Energy Plus a été effectuée sur des données du constructeur DRI (DRI, 2005) sur une large plage de variation des températures (Process : 15, 30, 40°C; Régénération : 50, 75, 95°C), humidités spécifiques (Process : 5, 10, 20 g/kg; Régénération : 10 g/kg) et débits d'air (500, 1000, 1800 m^3/h). Le modèle Energy+ de roue à dessiccation est un modèle de comportement à 16 inconnues et 2 équations :

$$T_{ro} = B_1 + B_2 W_{ri} + B_3 T_{ri} + B_4 \frac{W_{ri}}{T_{ri}} + B_5 W_{pi} + B_6 W_{pi} + B_7 \frac{W_{pi}}{T_{pi}} + B_8 V_{pi} \quad (52)$$

$$W_{ro} = C_1 + C_2 W_{ri} + C_3 T_{ri} + C_4 \frac{W_{ri}}{T_{ri}} + C_5 W_{pi} + C_6 W_{pi} + C_7 \frac{W_{pi}}{T_{pi}} + C_8 V_{pi} \quad (53)$$

Il est donc nécessaire d'avoir 8 points de fonctionnement au minimum pour le paramétrer. Le paramétrage du modèle Energy Plus avec 8 points de fonctionnement donne de très mauvais résultats (Tableau 2.11). En revanche, en prenant tous les points utilisés pour la validation et en paramétrant le modèle par minimisation de l'erreur, on obtient des résultats proches du modèle FINUT paramétré avec un seul point. Les résultats de FINUT sont assez peu sensibles au choix du point de fonctionnement à condition d'éviter de paramétrer le modèle sur des valeurs extrêmes.

Tableau 2.11 : Erreurs max et écarts types des modèles

	Erreur max sur Taps (°C)	Erreur max sur Waps (g/kg)	Ecart type de l'erreur de Taps (°C)	Ecart type de l'erreur de Waps (g/kg)
FINUT	3,92	-2,11	1,20	0,70
EnergyPlus paramétrage sur 8 points	-26,22	10,40	9,66	4,33
EnergyPlus paramétrage sur tous les points	-3,76	1,57	1,85	0,76

Pour la comparaison, seules des données à débits Process et Régénération équilibrés (500, 1000 et 1800 m^3/h) ont été utilisées car le modèle Energyplus ne permet pas de traiter des débits non équilibrés. Le Modèle FINUT a aussi été testé à débit non équilibré donnant des résultats similaires à ceux présentés dans le tableau 2.11.

1.2.5. CONCLUSIONS

La modélisation par la méthode des caractéristiques nous a permis de construire un modèle de roues de déshumidification répondant à nos objectifs d'intégration dans des outils de simulation énergétique du bâtiment :

- Simplicité du paramétrage du modèle (un seul point de fonctionnement suffit) ;
- Rapidité de calcul ;

- Précision satisfaisante en vue de l'évaluation de la consommation des systèmes de refroidissement par dessiccation ;
- Polyvalence (le modèle permet d'évaluer la performance d'une roue à débits d'air variables et non équilibrés).

Afin d'obtenir un modèle facile à paramétrer, plusieurs simplifications ont été apportées à la méthode de l'analogie :

- Les ratios de « capacité thermique » γ_i sont supposés constants (ces paramètres ont peu d'influence sur le résultat) ;
- L'efficacité de la première fonction potentielle doit être inférieure à 0,4 (l'efficacité sur la 1ère fonction potentielle est généralement proche de 0,1);
- Des fonctions potentielles par défaut sont définies quelque soit l'adsorbant ;
- La section de purge qui est souvent utilisée dans les roues de dessiccation n'est pas prise en compte.

Les deux dernières hypothèses sont les plus difficiles à justifier. Elles constituent des points d'amélioration du modèle. Malgré ces deux simplifications, le modèle donne de bons résultats par rapport aux données expérimentales et constructeurs.

1.3. Etude des systèmes de refroidissement par dessiccation

Le système DEC « Desiccant Evaporative Cooling » est une technologie de refroidissement par déshumidification et évaporation nécessitant une énergie thermique. Parmi les nombreuses configurations possibles (Stabat, 2003a), le cycle ouvert aussi appelé cycle de Pennington utilisant 100% d'air frais est le plus couramment utilisé (Figure 2.67). Il présente des avantages par rapport aux différents cycles fermés, tels que :

- son fonctionnement en tout air neuf permettant d'assurer la ventilation des locaux ;
- sa simplicité (requiert un nombre limité de composants limitant les pertes de charge du système) ;
- sa performance ; (Jurinak, 1982) a comparé par simulation sous TRNSYS les consommations d'un système à cycle ouvert par rapport à un système à recirculation).

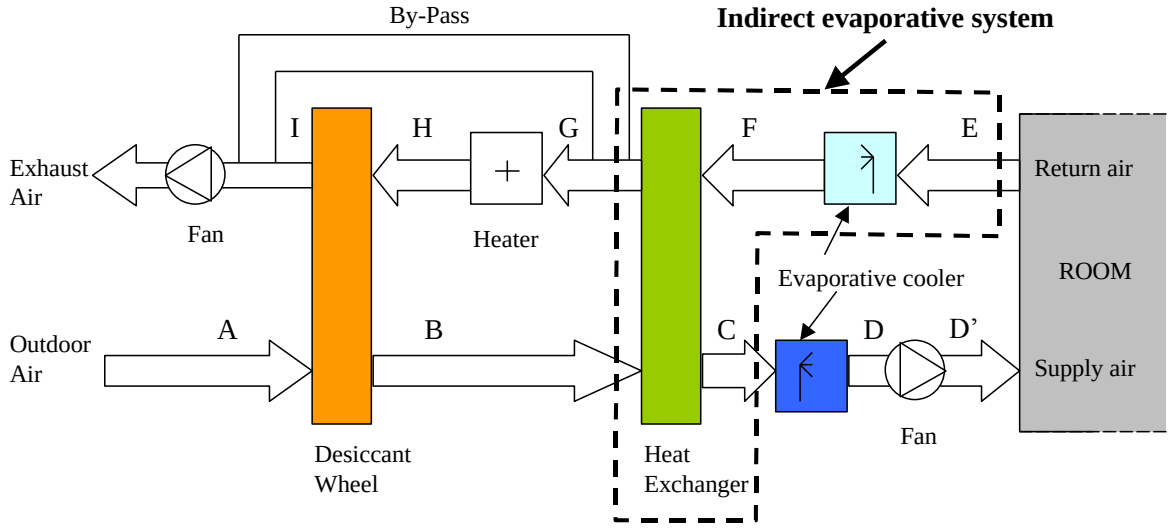


Figure 2.67 : Représentation schématique d'un système DEC

Pour l'optimisation technico-économique du système, on peut jouer sur :

- Le **dimensionnement** de l'installation et le **choix des composants** ; La température de régénération et le débit d'air sont des paramètres clés du dimensionnement du système DEC. Ils vont impacter la capacité de refroidissement d'un système DEC et sa consommation d'énergie ;
- La **stratégie de régulation**. Différents modes de fonctionnement peuvent être utilisés pour refroidir le bâtiment tels que la sur-ventilation, l'humidification indirecte, l'humidification indirecte et directe ainsi que l'utilisation de la roue à dessiccation pour augmenter le potentiel d'évaporation de l'humidificateur direct. Par ailleurs, afin de compenser les limites de puissance de refroidissement du système DEC, on pourra avoir recours à des stratégies de refroidissement nocturne.

En fonction de l'énergie thermique utilisée, on aura recours à des stratégies différentes. Si l'énergie thermique est gratuite (énergie solaire, rejets thermiques), on favorisera le mode de fonctionnement en dessiccation pour épuiser la source gratuite. Si l'énergie thermique est

payante (gaz[2], batterie électrique), on aura tendance à limiter au maximum l'usage de la roue à dessiccation dans les conditions extrêmes.

La stratégie de contrôle doit satisfaire à deux conditions principales :

- Minimiser les consommations d'électricité liées aux ventilateurs et pompes et d'énergie thermique pour la régénération de la roue à dessiccation ;
- Maintenir la température de consigne à l'intérieur. La puissance de refroidissement du système DEC est généralement limitée et beaucoup plus sensible aux conditions extérieures (températures et humidités spécifiques) que les systèmes de compression mécanique de vapeur.

Par ailleurs, pour l'étude technico-économique, il faut aussi évaluer les consommations d'eau dues à l'évaporation d'eau dans les humidificateurs, lesquelles ne sont pas négligeables.

Nous avons eu recours à la simulation dynamique pour étudier les stratégies de régulation, le dimensionnement et l'évaluation des consommations du système DEC (Ginestet al., 2002a) (Ginestet et al., 2002b), (Stabat et al., 2003b).

1.3.1. METHODOLOGIE

Parmi les nombreux outils de simulation utilisés en énergétique du bâtiment, l'environnement MATLAB®/SIMULINK® (SIMULINK, 1996) a été choisi parce qu'il présente l'avantage de pouvoir programmer facilement différentes stratégies de contrôle.

La bibliothèque SIMBAD (SIMBAD, 2001) a été utilisée pour modéliser le bâtiment. Dans le modèle (Riederer et al., 2000), les équations de bilan d'humidité n'ont pas été considérées. Etant donné l'importance de l'humidité spécifique de l'air pour le système à dessiccation, un modèle de bilan hydrique a été mis en œuvre dans SIMBAD. Ce modèle prend en compte les apports hydriques internes et les différents débits d'air qui transitent dans le local et le stockage dans l'air. Par contre, l'inertie hygroscopique des parois et du mobilier est négligée.

Le système DEC a été modélisé sous la forme de blocs pour chaque composant de la centrale de traitement d'air et mis en œuvre dans l'environnement Matlab / Simulink. Les modèles de composants sont issus de la bibliothèque ConsoClim (Bolher et al.,1999) et de (Stabat, 2003a). A l'instar de la roue de dessiccation, l'humidificateur et l'échangeur de chaleur rotatif ont été modélisés avec le souci de la représentativité des différents régimes de fonctionnement, de la rapidité de calcul et de la facilité de paramétrage. L'échangeur de chaleur rotatif a été modélisé en utilisant la formulation empirique en NUT-ε de (Kays et London, 1984). L'humidificateur par ruissellement a été modélisé à l'aide d'un modèle NUT-ε (Stabat et al., 2001) permettant de prendre en compte la variation de l'efficacité du composant en fonction du débit d'air.

La stratégie de contrôle de l'installation de climatisation a été mise en œuvre dans l'environnement Matlab/Simulink en utilisant l'outil Stateflow® (Stateflow, 2001). Le système DEC doit être contrôlé pour maintenir la température intérieure à un point de consigne en réglant différents paramètres du système (température de régénération, débit d'air, états ON/OFF des différents composants de la CTA).

[2] Dans le cas d'un couplage avec une cogénération utilisant un combustible payant, la stratégie dépendra des coûts du combustible et des tarifs d'achat de l'électricité.

Les études ont été menées sur une zone d'un immeuble de bureaux avec pour caractéristiques :

- Une surface au sol de 3 m x 5 m = 15 m²
- Une hauteur des pièces de 2,7 m
- Une paroi extérieure de 3 m x 2,7 m, y compris un regardant fixement à double zone de la fenêtre de 3 m x 1 m

L'inertie du bâtiment, les apports internes et solaires ainsi que la zone climatique sont des paramètres clés pour évaluer le potentiel du système DEC. Deux cas d'inertie ont été étudiés, inertie moyenne et lourde selon les règles Th-I de la réglementation thermique française (CSTB, 2000). Deux niveaux de gains internes (Occupants et équipements électriques tels que les ordinateurs, l'éclairage) sont considérés : 10W/m² et 30W/m² pendant l'occupation. Seuls les occupants sont des sources d'humidité, la valeur choisie dans tous les cas est de 7,3g/(h.m²) pendant l'occupation. Les bureaux sont occupés de 8 heures à 18 heures pendant la semaine. Deux niveaux de gains solaires sont pris en compte. Un indice de gain solaire, qui représente le facteur solaire multiplié par surface de la fenêtre et divisé par la surface de plancher a été défini pour agréger les paramètres de gain d'énergie solaire en une seule variable (Tableau 2.11).

Tableau 2.12 : Apports solaires

Inertie	Moyenne		Lourde	
Indice de gain solaire	0.05	0.13	0.05	0.15

Deux zones climatiques françaises sont considérées : Trappes (près de Paris) et Nice. Les données météo sont celles définies dans la réglementation thermique française avec une variation quotidienne de taux d'humidité (Bolher et al., 2001).

1.3.2. STRATEGIES DE CONTROLE

Les stratégies de contrôle du DEC dépendent de l'énergie thermique disponible pour la régénération. Une étude paramétrique a permis d'établir une stratégie de contrôle permettant de s'approcher des critères de confort et de réduire les consommations d'énergie.

a) Energie thermique payante

Si la source d'énergie n'est pas gratuite, la stratégie doit limiter l'utilisation du mode de fonctionnement en dessiccation autant que possible. Le principe consiste à utiliser le refroidissement par évaporation indirecte, aussi longtemps qu'il est suffisant pour obtenir la demande de refroidissement.

Quand les charges internes et externes augmentent au-delà des capacités de refroidissement de l'évaporation indirecte, la roue de dessiccation et l'humidificateur direct sont activés pour fonctionner en mode « DEC ». Dans ce mode, la puissance de refroidissement peut être commandée par la température de régénération de la roue de dessiccation et le débit d'air d'alimentation.

La Figure 2.68 apporte quelques éléments de réponse sur l'impact de l'augmentation de la température de régénération. Elle montre qu'une augmentation de la température de régénération, T_{reg}, de 55 °C à 95 °C améliore faiblement la puissance de refroidissement du

système, la température de l'air en sortie de la CTA est réduite de 16,5 à 14,5 °C alors qu'elle requiert une forte augmentation de la puissance thermique à fournir au réchauffeur.

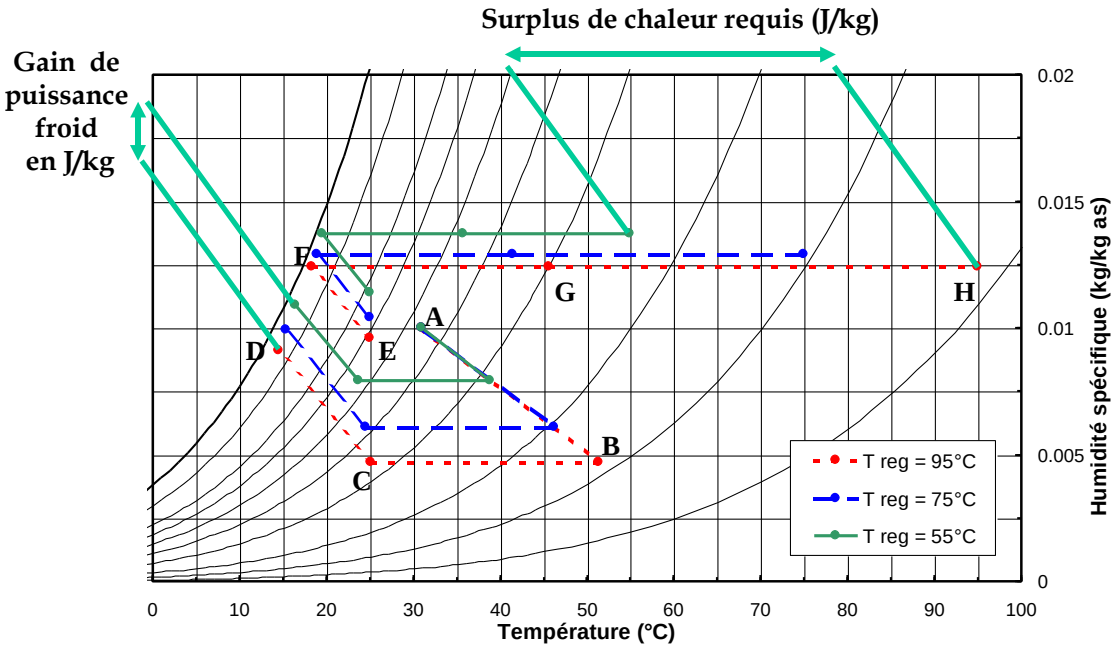


Figure 2.68 : Représentation psychrométrique d'un système « DEC » pour trois températures de régénération pour des conditions extérieures de 31°C et 35% d'humidité relative et intérieures de 25°C et 110 g/h d'apports hydriques.

La Figure 2.69 montre les puissances électrique, thermique et de refroidissement pour un point de fonctionnement et pour quatre températures de régénération (40, 55, 75 et 95°C) et trois débits d'air (2, 4 et 6 vol/h). La Figure montre qu'il est plus intéressant de fonctionner avec des débits d'air élevés et des températures de régénération plus faibles.

Le choix de la température de régénération minimum ne peut être pris en dessous d'environ 40°C. En dessous, de cette température, la déshumidification est très faible et la température de soufflage est très proche de la température de soufflage que donnerait un fonctionnement en mode évaporatif.

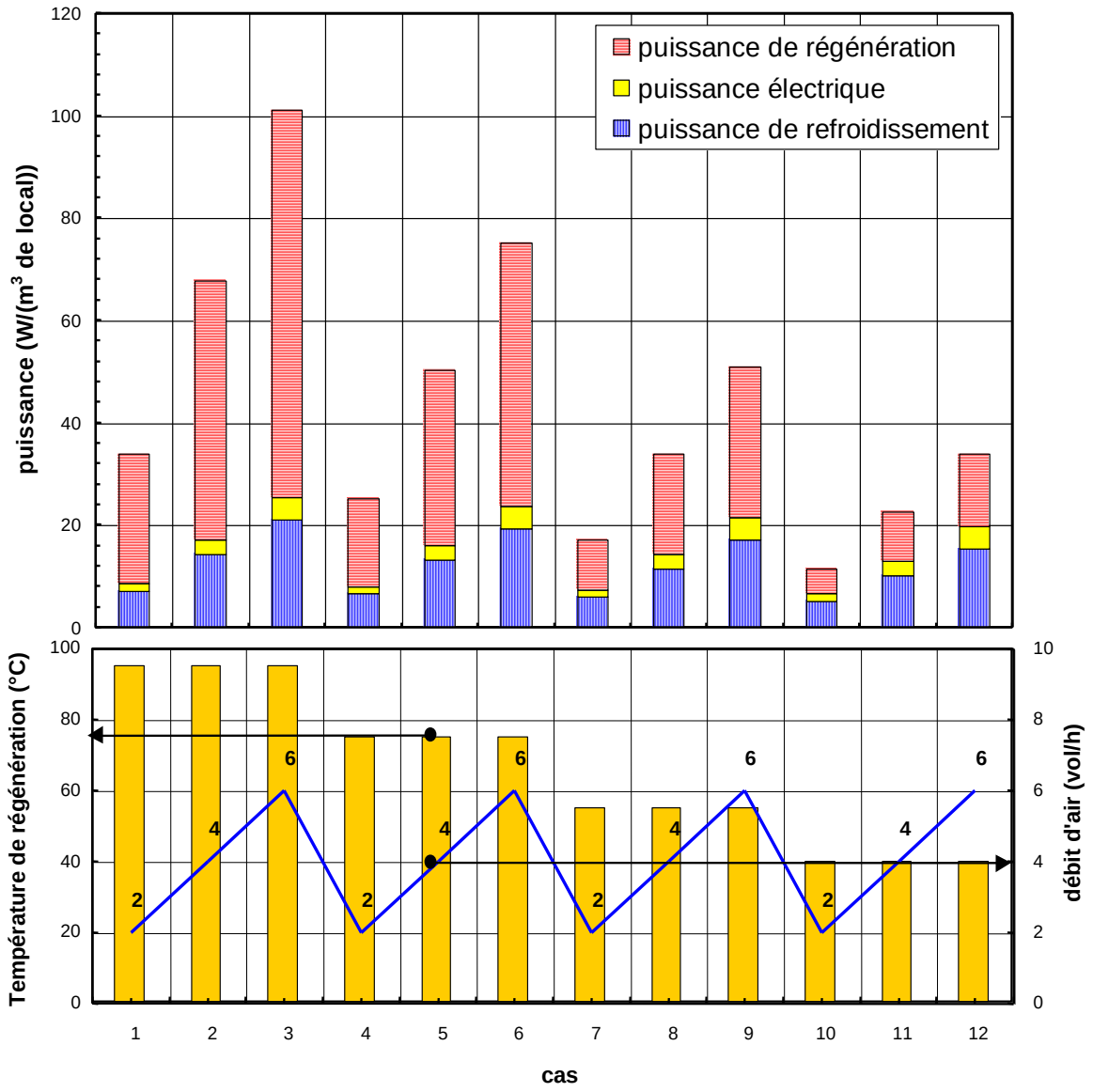
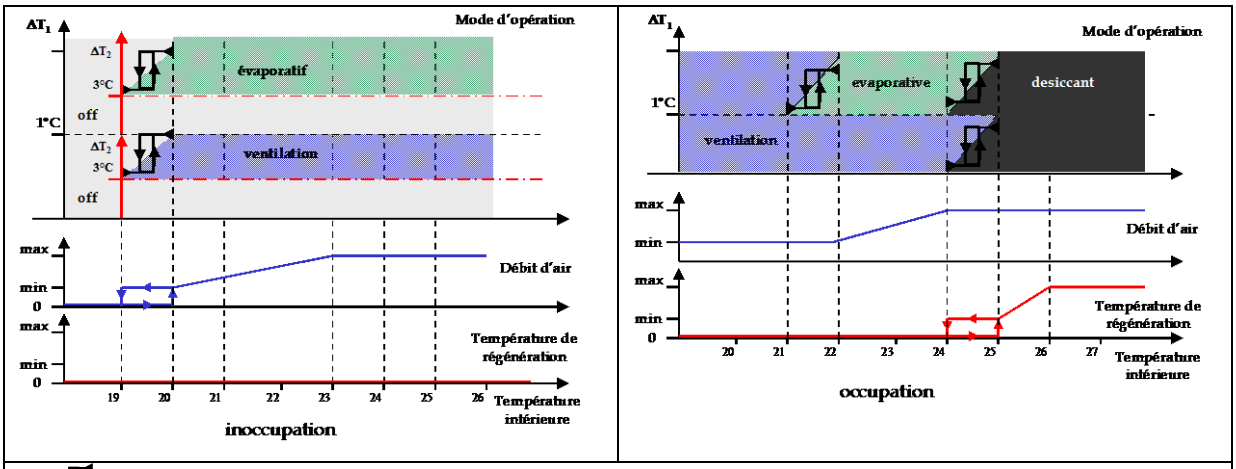


Figure 2.69 : Impact de la température de régénération et du débit de ventilation sur la puissance de refroidissement, les puissances électriques et thermique du système « DEC » pour des conditions extérieures de 31°C et 35% d'humidité relative et intérieures de 25°C et 110g/h d'apports hydriques.

Une stratégie de contrôle a été proposée visant à minimiser l'utilisation du mode « DEC » les jours de pointe de demande de froid (Figure 2.70). Dans le cas d'une énergie thermique payante, on privilégie le mode évaporatif indirect.

Des contrôles supplémentaires ont été ajoutés dans le but d'éviter le fonctionnement de l'installation quand celle-ci ne peut fournir une puissance de froid avec une efficacité minimale. Un contrôle sur l'écart de température ΔT_1 compare le fonctionnement en mode évaporatif indirect au mode ventilation. Si ces deux modes sont autorisés et si $\Delta T_1 > 1°C$, la centrale de traitement d'air fonctionnera en mode évaporatif indirect. Un contrôle sur l'écart de température entre l'intérieur et le soufflage, ΔT_2, vérifie si la CTA a un potentiel de rafraîchissement important en inoccupation. Si la température de soufflage ($T_{D'}$) est au moins 4°C inférieure à la température de la pièce (T_E), la CTA fonctionne et si $T_E - T_{D'} < 3°C$, la CTA est arrêtée afin de réduire les consommations.



où ⇄ représente un fonctionnement en hystérésis, $\Delta T_1 = T_A - T_F$ représente la différence entre la température extérieure et la température en sortie de l'humidificateur situé dans la veine de régénération et $\Delta T_2 = T_E - T_{D'}$ est la différence entre la température intérieure et la température de soufflage.

Figure 2.70 : Représentation graphique de la stratégie de contrôle dans le cas d'une énergie thermique payante

Pour permettre d'atteindre des conditions de confort acceptables lors des jours de pointe de demande de froid et limiter la puissance installée de la CTA, le contrôle doit fonctionner avec une stratégie de pré-refroidissement nocturne comme celui proposé Figure 2.70. Des simulations ont été effectuées à partir d'une journée chaude de référence pour évaluer le potentiel du refroidissement nocturne sur le confort thermique et la consommation d'énergie de l'installation (Tableau 2.13).

Tableau 2.13 : Evaluation de la performance de la stratégie de pré refroidissement nocturne sur une séquence d'une semaine de jours chauds[3]

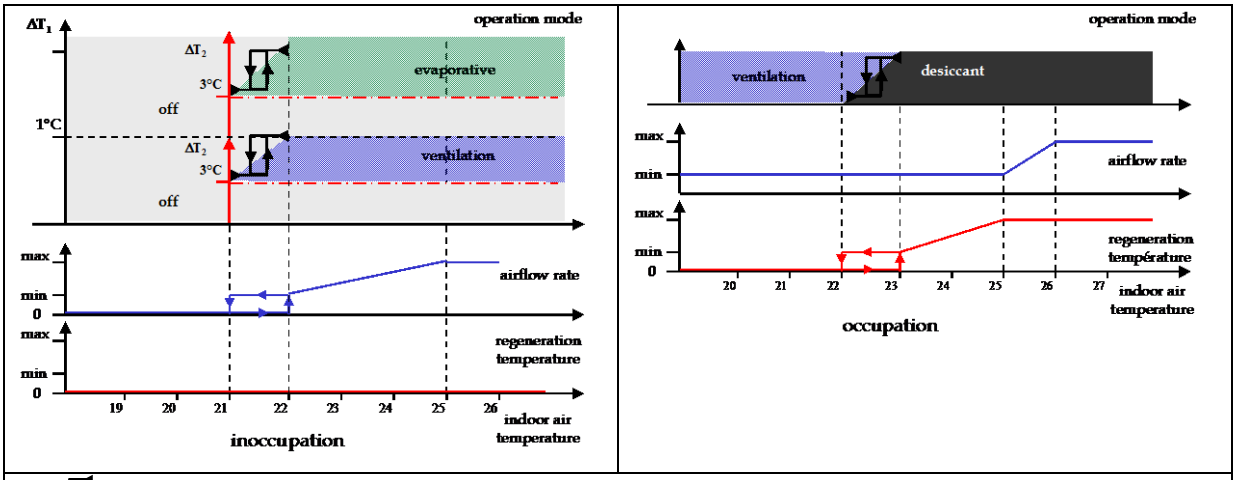
climat	TRAPPES		NICE			
Inertie	moyenne		moyenne		Très lourde	
Gains internes	30 W/m²		30 W/m²		10 W/m²	
Indice de Gains Solaires	0.13		0.13		0.05	
Orientation	Est	Ouest	Est	Ouest	Est	Ouest
Performance du système **avec une stratégie de refroidissement nocturne** (6 vol/h et 95°C)						
Température intérieure maximale (°C)	27.3	25.9	30.7	30.0	25.3	25.7
consommation électrique (Wh)	2765	2619	3311	2671	2125	1739
consommation d'énergie thermique (Wh)	11432	17693	23902	30801	6740	9542
Performance du système **sans stratégie de refroidissement nocturne** (6 vol/h et 95°C)						
Température intérieure maximale (°C)	28.8	26.9	32.7	31.2	26	25.7
consommation électrique (Wh)	1739	1734	1739	1739	1739	1739
consommation d'énergie thermique (Wh)	20328	27715	32052	32087	9325	9565

D'autres études ont été menées (Stabat, 2003), notamment concernant les relances du lundi et les températures de basculement d'un mode de fonctionnement à l'autre afin de définir la stratégie proposée sur la Figure 2.70.

[3] Les valeurs présentées correspondent à la dernière journée ouvrée de la semaine.

b) *Energie thermique gratuite*

Si l'énergie thermique est gratuite, la stratégie de refroidissement doit viser à profiter au maximum de cette énergie et limiter la consommation électrique. L'augmentation du débit d'air de soufflage pour vaincre les charges thermiques du bâtiment en été devient une solution de dernier recours. Des tests ont été effectués pour trouver une stratégie minimisant la consommation électrique (Figure 2.71). On considère ici que l'énergie thermique est disponible uniquement pendant l'occupation. Du fait de la puissance limitée du système, le refroidissement nocturne est essentiel afin de maintenir la température de consigne dans la plupart des cas.



où ⇂↾ représente un fonctionnement en hystérésis, $\Delta T_1 = T_A - T_F$ représente la différence entre la température extérieure et la température en sortie de l'humidificateur situé dans la veine de régénération et $\Delta T_2 = T_E - T_{D'}$ est la différence entre la température intérieure et la température de soufflage.

Figure 2.71 : Représentation graphique de la stratégie de contrôle dans le cas d'une énergie thermique gratuite

Une analyse de sensibilité partielle a été faite pour cette stratégie de contrôle. Le Tableau 2.14 présente les résultats de performance du système sur une journée chaude.

Tableau 2.14 : Evaluation de la performance du système DEC sur une séquence d'une semaine de jours chauds[4] à Nice et à Trappes avec la stratégie de contrôle dans le cas d'une énergie thermique gratuite

climat	Trappes	Nice
Caractéristiques du bâtiment	IGS=0.13 – gains internes : 30 W/m² - orientation : Est	
Caractéristiques du système	6 vol/h – $T_{reg,max}$ = 95°C	
Température intérieure maximale (°C)	26.2	30.0
Température de soufflage minimale en occupation (°C)	15	15.9
Consommation électrique (Wh)	1860	2608
Consommation d'énergie thermique (Wh)	28476	31189
Production de froid sensible en occupation (Wh)	6970	7726
Production de froid sensible en inoccupation (Wh)	2025	1417
Consommation électrique en inoccupation (Wh)	685	912

[4] Les valeurs présentées correspondent à la dernière journée ouvrée de la semaine.

La stratégie de contrôle avec une source d'énergie gratuite donne des résultats similaires en termes de confort par rapport à la stratégie avec une énergie payante. A Trappes, le système DEC permet de maintenir des conditions de confort acceptables. En revanche, à Nice, le système DEC s'avère insuffisant pour répondre à la demande de refroidissement dans les bâtiments ayant des charges élevées lors d'une semaine chaude. Pendant la nuit, la température intérieure ne descend pas en dessous de 25 °C même avec le refroidissement par évaporation. L'utilisation du mode « DEC » pendant la nuit pourrait être une solution afin de pré-refroidir le bâtiment et ainsi anticiper les charges thermiques du lendemain.

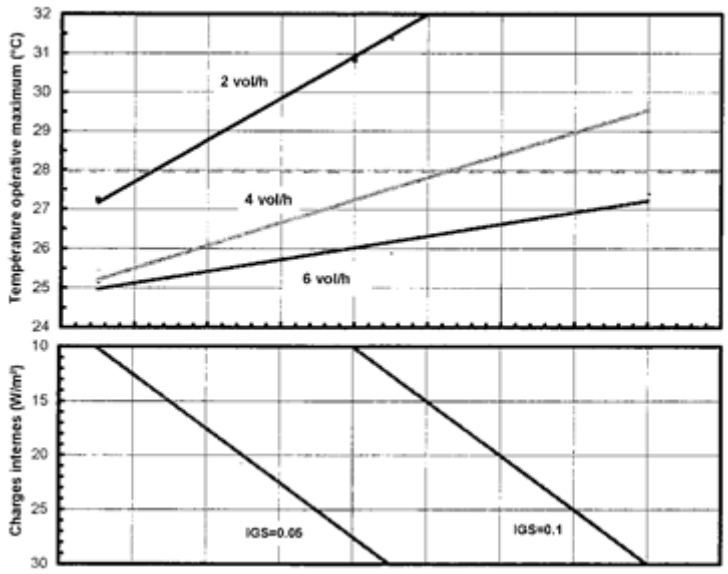
1.3.3. *ETUDE DU DIMENSIONNEMENT*

Dans le cadre du projet ECOCLIM (Bolher et al., 2003), des systèmes de climatisation à faible consommation d'énergie ont été étudiés. Ces travaux ont abouti à un guide de faisabilité et de pré-dimensionnement de ces systèmes. La simulation énergétique des bâtiments a été retenue parce qu'elle permet de prendre en compte l'évolution dynamique du bâtiment au cours de la journée et la gestion anticipative des besoins indispensable au fonctionnement optimal de ces techniques de rafraîchissement. Les systèmes étudiés sont : la sur-ventilation, les systèmes évaporatifs, les systèmes à dessiccation et les plafonds froids couplés à une tour de refroidissement. Les simulations ont été réalisées en utilisant les stratégies de gestion définies au préalable comme présenté dans le paragraphe précédent.

Des études paramétriques ont permis d'établir des tables de pré-dimensionnement (Figure 2.72) et des cartes de faisabilité des systèmes en fonction des zones géographiques (Figures 2.73).

TEMPERATUREOPERATR/E MOYENNE sur les trois heures les plus chaudes (°C) - PAU (Ec - lit. & int. Ouest)																
Inertie		Moyenne								Très Lourde							
Indice de Gains solaires		0.05				0.1				0.05				0.15			
Gains internes (W/m2)		10		30		10		30		10		30		10		30	
Orientation		E	O	E	O	E	O	E	O	E	O	E	O	E	O	E	O
Charges maxi (W/m2)		29.5	38	47	56.5	48	56.5	64.5	75	27	31.5	43.5	48	52.5	59.5	67.5	76
Temp. confort d'été (°C)		30.5	32	34	35.5	32.5	35	35	38	30	31	33	34	33	35.5	35.5	38
débit maxi	Température de régénération																
2 vol/h	55 °C	27.5	27.5	32	31.5	31.5	30.5			27	26.5	30	30				
	75 °C	27.5	27	31.5	31	31	30			26.5	26.5	30	29.5				
	95 °C	27.5	27	31.5	31	31	30			26.5	26.5	29.5	29.5				
4 vol/h	55 °C	25.5	25.5	28	28	27.5	27.5	30.5	30	25	25	27	26.5	28.5	28	31	30.5
	75 °C	25.5	25.5	27.5	27.5	27	27	30	29.5	25	25	26.5	26.5	28	28	30.5	30
	95 °C	25.5	25.5	27.5	27.5	27	27	30	29.5	25	25	26.5	26.5	28	27.5	30.5	29.5
6 vol/h	55 °C	25	25	26	26.5	26	26.5	28	28	24.5	24.5	25.5	25.5	27	26.5	28.5	28
	75 °C	25	25	26	26	26	26	27.5	27.5	24.5	24.5	25.5	25.5	26.5	26.5	28	28
	95 °C	25	25	26	26	26	26	27.5	27.5	24.5	24.5	25.5	25.5	26.5	26.5	28	27.5

(a) table de dimensionnement



(b) Diagramme de sélection du débit d'air requis d'un système à dessiccation (pour le climat de Pau et un immeuble de bureaux d'inertie moyenne, orienté à l'est et une température de régénération maximale de 95°C)

Figure 2.72 : Exemple de table de dimensionnement (a) et diagramme de sélection (b) d'un système à dessiccation pour des immeubles de bureaux ou assimilables

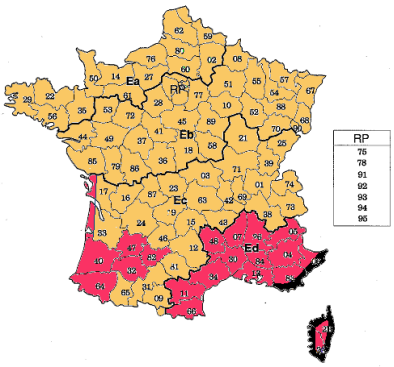
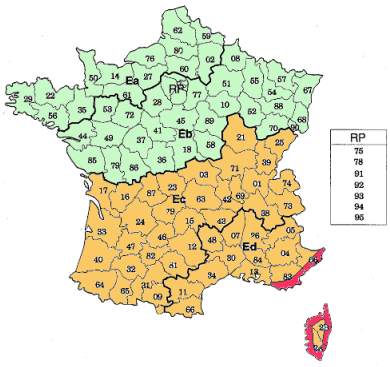
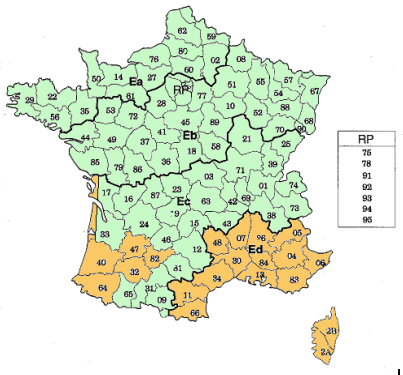
		
système évaporatif indirect	plafond froid+ tour de refroidissement	système à dessiccation
LEGENDE :		
locaux de conception courante	locaux de conception très favorable	
locaux de conception favorable	conditions de 28°C intérieur non maintenues les jours les plus chauds	
Nota Bene : Résultats obtenus avec les données météo prises au niveau de la mer.		

Figure 2.73 : Faisabilité des systèmes de climatisation à faible consommation d'énergie pour des immeubles de bureaux ou assimilables

1.3.4. EVALUATION DE LA PERFORMANCE DU SYSTEME

Des simulations sur toute la saison chaude ont été effectuées pour différents cas d'étude à partir de l'outil de simulation développé sous MATLAB/SIMULINK. Elles visent à :

- Evaluer la consommation d'énergie et d'eau ;
- Tester l'impact de la performance de la roue à dessiccation sur la performance globale de l'installation.

L'étude a été menée sur une zone d'un immeuble de bureaux orientée à l'Est ayant les caractéristiques décrites dans le § 1.3.1. Deux zones climatiques françaises sont considérées : Trappes (près de Paris) et Nice. Les données météorologiques sont issues de (SIMBAD, 2001). Les simulations sont menées sur la période du 1er juin au 30 septembre. On utilise les stratégies de contrôle définies ci-avant dans le cas d'une énergie thermique payante.

Les caractéristiques du système de refroidissement par dessiccation choisi pour les simulations sont décrites dans le tableau 2.15. Une partie de l'air repris est bipassé (20%) avant le passage dans le réchauffeur afin de limiter la consommation d'énergie thermique pour la régénération. Les pertes de charges dans la centrale de traitement d'air sont un peu plus importantes que dans les unités habituelles principalement due à la roue de dessiccation et l'échangeur de chaleur rotatif. L'utilisation de ventilateurs à haute efficacité limite la consommation d'électricité. La consommation électrique de chaque ventilateur est prise à 0,3 W/(m^3/h). Le système de refroidissement par dessiccation a une capacité de refroidissement limitée. Afin d'améliorer la capacité de refroidissement, la température de régénération maximale et le débit d'air maximal peuvent être augmentés. Cependant, le débit d'air maximal dans les roues de dessiccation est limité par la vitesse de flux d'air maximum (environ 3 m/s). Ainsi, des débits d'air élevés peuvent conduire à de très grandes tailles d'unités de traitement d'air. Pour cette raison, les simulations seront réalisées avec un débit maximum de 6 vol/h.

Tableau 2.15 : Caractéristiques du système à dessiccation

Composant	Au point nominal
Roue à dessiccation	Abaissement de l'humidité spécifique = 4,9g/kg pour une température sèche de 34°C, humide de 21°C et de régénération de 95°C. Séparation de la roue : 50/50 % du débit d'air bipassé dans la roue côté régénération : 20%
Echangeur rotatif	Efficacité à débits capacitifs identiques : 0,8
Humidificateur direct	Efficacité : 0,85
Humidificateur indirect	Efficacité : 0,95
Ventilateurs	Rendement : 0,8

La roue à dessiccation est un des composants les plus importants du système. La capacité de la roue à déshumidifier l'air va directement influencer la puissance de refroidissement du système. Deux roues à dessiccation ont été testées afin d'évaluer le potentiel d'amélioration des performances du système de climatisation. Toutes deux recouvertes de silicagel, elles se distinguent par le fait que l'une a une épaisseur double de l'autre (Tableau 2.16). Cela permet d'augmenter la puissance de déshumidification mais en revanche cela induit des pertes de charges plus importantes et donc une élévation des consommations électriques des ventilateurs.

Tableau 2.16 : Comparaison des deux roues à dessiccation étudiées

	Roue de référence	Roue d'épaisseur double
Abaissement de l'humidité spécifique pour une température sèche de 34°C, humide de 21°C et de régénération de 95°C.	4,9 g/kg	5,9 g/kg
Consommation des ventilateurs au débit d'air maximal	0,3 W/(m³/h)	0,39 W/(m³/h)

Pour les différents cas présentés ci-dessus, le potentiel du système à maintenir des consignes sur la saison chaude a été étudié (Tableau 2.17). Les résultats sont globalement en bon accord avec les préconisations du guide de dimensionnement. Dans les bâtiments de faible charge, le système DEC est en mesure de maintenir des conditions de confort la plupart du temps, à Nice comme à Trappes. Cependant, Le système à dessiccation avec 6 vol/h et une température de régénération de 95°C s'avère insuffisant pour maintenir une température opérative de 27°C à Nice pour un local ayant des charges internes de 30 W/m² et des gains solaires importants (IGS = 0,15). La température opérative de 27°C y est dépassée 28% du temps d'occupation durant la saison chaude.

Tableau 2.17 : Température opérative maximale et nombre d'heures de dépassement de 27°C durant l'occupation sur la période du 1er juin au 30 septembre

	NICE				TRAPPES
Inertie	moyenne		très lourde		très lourde
Indice de Gains solaires	0.05		0.05	0.15	0.15
Gains internes	10 W/m²		10 W/m²	30 W/m²	30 W/m²
Débit d'air maximal	6 vol/h	4 vol/h	4 vol/h	6 vol/h	4 vol/h
Température de régénération	55 °C	95 °C	55°C	95°C	55 °C
Température opérative maximale	28.2 °C	27.1 °C	27.4 °C	29.3 °C	28.4 °C
nombre d'heures de dépassement de 27°C de température opérative durant l'occupation	24 h	2 h	7 h	245 h	27 h
% d'heures de dépassement (sur la période d'occupation seulement)	2.8%	0.2%	0.8%	28.5%	3%

Plusieurs solutions peuvent être envisagées afin de réduire le nombre d'heures d'inconfort (traduisant les limites de la capacité de refroidissement du système) :

- En améliorant l'efficacité des composants de l'installation (voir ci-après) ;
- En augmentant le débit d'air maximum jusqu'à 8 vol/h mais cela induirait des consommations électriques plus importantes et une augmentation de la taille de la centrale de traitement d'air (une augmentation de 30% du débit d'air impliquerait une augmentation du diamètre de roue de l'ordre de 15%) ;
- En définissant une nouvelle stratégie de contrôle pour le week-end. En effet, une étude plus détaillée sur une semaine chaude souligne que les heures de dépassement se produisent généralement le lundi matin, comme le montre la Figure 2.74. Dans le cas d'un climat et de charges internes du bâtiment défavorables, l'utilisation du système en mode DEC pendant plusieurs heures avant l'arrivée des occupants pourrait être une meilleure solution que d'utiliser le mode évaporatif, afin

d'anticiper la demande de refroidissement. Cependant, cette stratégie de contrôle induit une consommation plus élevée d'énergie thermique.

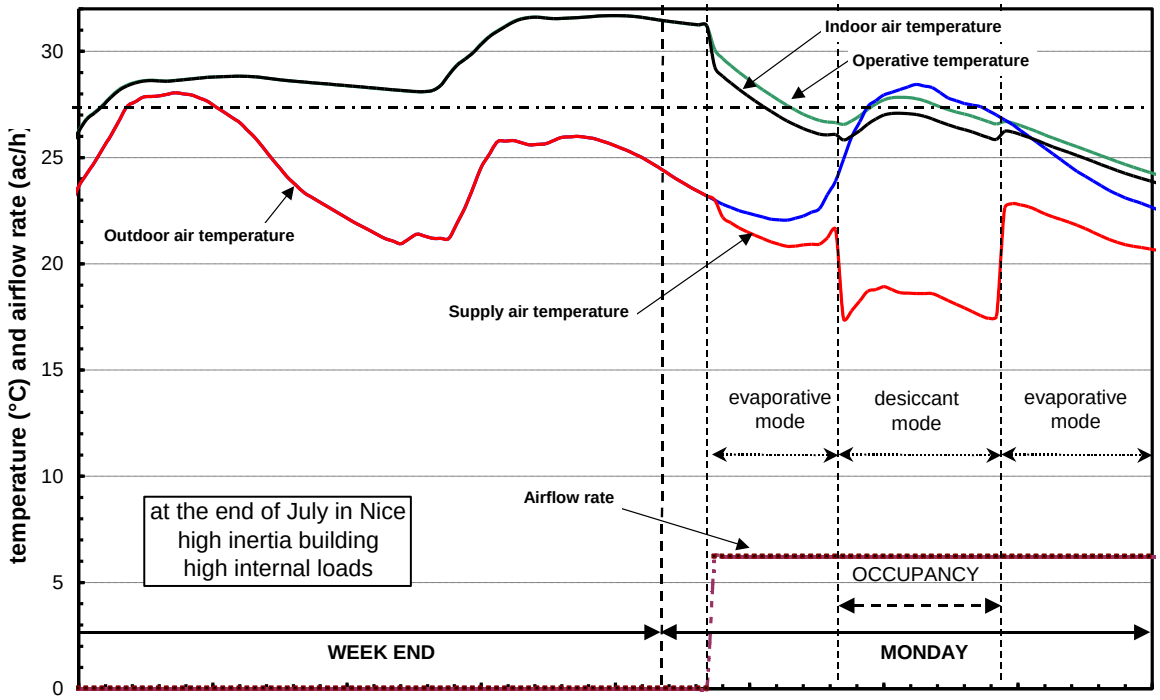


Figure 2.74 : Limites de la stratégie de contrôle en période de weekend dans un cas défavorable

a) Résultats en consommation

Le Tableau 2.18. présente les résultats en termes de consommation d'énergie et d'eau sur la saison chaude dans cinq cas.

Tableau 2.18 : Consommation d'énergie et d'eau du système à dessiccation pour quatre cas différents sur la période du 1er juin au 30 septembre

	NICE				TRAPPES
Inertie	moyenne		très lourde		très lourde
Indice de Gains solaires	0.05		0.05	0.15	0.15
Gains internes	10 W/m²		10 W/m²	30 W/m²	30 W/m²
Débit d'air maximal	6 vol/h	4 vol/h	4 vol/h	6 vol/h	4 vol/h
Température de régénération	55 °C	95 °C	55°C	95°C	55 °C
énergie frigorifique (kWh/m²)	26	26	26	77	58
consommation d'énergie thermique (kWh/m²)	13	19	11	100	20
consommation électrique (kWh/m²)	11	9	10	24	12
EES moyenne	1.7	1.5	1.9	1.2	2.9
consommation d'eau (litres/m²)	55	50	47	156	45

Afin de comparer les solutions, on a défini une efficacité énergétique du système (EES) moyenne comme :

$$EES = \frac{\text{énergie frigorifique}}{\text{énergie consommée (thermique}/2.58 + \text{électrique)}}$$

Le facteur 2,58 correspond au rapport de transformation de l'énergie primaire en électricité en France.

La performance du système à Trappes est bien meilleure qu'à Nice dans la mesure où la puissance de refroidissement est plus élevée grâce au climat moins humide. A Trappes, le système fonctionne une grande partie du temps en mode passif limitant ainsi les consommations d'énergie thermique. A Nice, le fonctionnement en mode dessiccant est limité à quelques heures uniquement pour les locaux ayant des faibles charges.

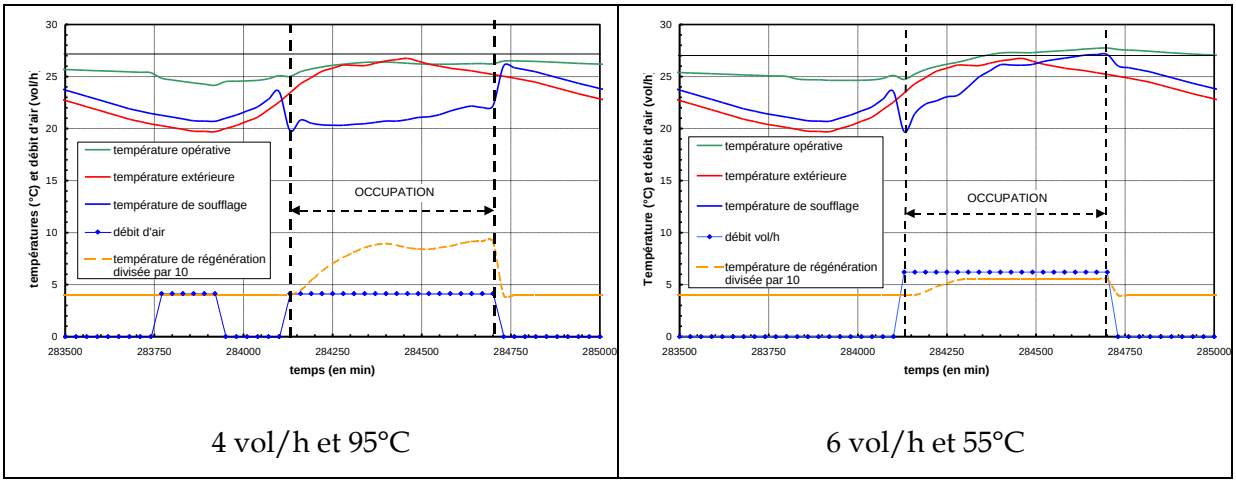
Dans le meilleur des cas, l'EES saisonnier atteint 2,9. Il faut considérer que ce système contribue aussi au renouvellement d'air hygiénique du bâtiment. Cependant, le système de climatisation par dessiccation ne peut être considéré comme une solution à faible consommation d'énergie qu'à condition de fonctionner avec une source d'énergie thermique gratuite et d'utiliser des ventilateurs très efficaces.

Par ailleurs, les consommations d'eau ne peuvent être négligées dans un calcul de coût en exploitation. Elles s'établissent entre 45 l/m² et 156 l/m² sur toute la période de rafraîchissement (en prenant une purge de 20% du débit évaporé).

b) Comparaison entre deux options de dimensionnement

Dans le cas du local situé à Nice avec une inertie moyenne et des apports faibles, deux solutions de dimensionnement s'avéraient possibles suivant le guide de faisabilité et pré-dimensionnement (Bolher et al., 2003) (soit 6 vol/h et une température de régénération de 55°C ou 4 vol/h et une température de régénération de 95°C).

Les résultats du Tableau 2.17 montrent que la solution avec la température de régénération maximale permet de contrôler un peu mieux la température de consigne. On a montré (Stabat, 2003) qu'une installation fonctionnant avec une température de régénération de 55°C ne permet pas de souffler de l'air à basse température lors de jours humides (Figure 2.75). Dans le cas présenté où l'humidité spécifique moyenne est de 16 g/kg sur la journée, l'air n'est pas assez déshumidifié par la roue pour permettre ensuite un refroidissement par évaporation important. En revanche, à 95°C, l'air est plus déshumidifié et l'humidificateur direct peut ainsi fonctionner fournissant un air plus frais.



4 vol/h et 95°C | 6 vol/h et 55°C

Figure 2.75 : Comparaison entre deux dimensionnements possibles à Nice sur un jour très humide (humidité spécifique moyenne de 16 g/kg)

En ce qui concerne la consommation d'énergie primaire, les résultats sont très proches entre les deux options (Tableau 2.18). Le coût de l'énergie thermique va jouer un rôle prépondérant dans le choix du dimensionnement.

c) Choix d'une roue à dessiccation plus performante

Pour respecter les conditions de confort dans des bâtiments ayant des charges élevées, l'amélioration de l'efficacité du système en utilisant une roue à dessiccation plus performante a été étudiée (Tableau 2.19). Dans le cas du local situé à Nice ayant des charges internes de 30 W/m² et de forts apports solaires à Nice, le passage à une roue plus performante permet de réduire le nombre d'heures d'inconfort. La consigne est toutefois encore dépassée pendant 187 heures.

Tableau 2.19 : Influence de la performance de la roue à dessiccation sur la consommation d'énergie sur la période du 1er juin au 30 septembre à Nice

	NICE	
Inertie	très lourde	
Indice de Gains solaires	0.15	
Gains internes	30 W/m²	
Débit d'air maximal	6 vol/h	
Température de régénération	95 °C	
Performance de la roue à dessiccation	référence	double épaisseur
température opérative maximale	29.3 °C	28.9 °C
nombre d'heures de dépassement de 27°C de température opérative durant l'occupation	245 h	187 h
consommation d'énergie thermique	1507 kWh	1203 kWh
consommation électrique	358 kWh	454 kWh
nombre d'heures de fonctionnement à la température de régénération maximale	452 h	316 h

Comme attendu, la consommation d'électricité augmente de 27% en raison de l'augmentation des pertes de charges. Une réduction (-20%) de la consommation d'énergie de régénération est observée. Une analyse plus détaillée révèle que le nombre d'heures de fonctionnement en mode de dessiccation à la température de régénération maximale sur la période de quatre mois est réduit de 30 % avec la roue de dessiccation est plus efficace. En termes d'efficacité énergétique, la solution avec une roue plus épaisse permet de réduire la consommation d'énergie primaire de l'ordre de 2%. Par contre, la consommation d'eau est augmentée de 3,8%.

1.4. Conclusions et perspectives

Les tendances architecturales à construire des bâtiments fortement vitrés et les exigences croissantes en termes de confort thermique ont conduit à une croissance de la consommation d'énergie liée à la climatisation. Le développement de solutions de climatisation à faible consommation d'énergie et utilisant des ressources renouvelables semble indispensable.

Nous avons développés des modèles et des outils de simulation afin d'étudier les systèmes de climatisation à faible consommation d'énergie et en particulier les systèmes « DEC ».

Les performances des systèmes « DEC » sont aujourd'hui relativement décevantes en comparaison des systèmes de climatisation à compression mécanique de vapeur pouvant présenter des EER saisonniers supérieurs à 5. La climatisation ayant recours au solaire thermique (machines à absorption ou à adsorption, DEC) est concurrencée par la climatisation conventionnelle alimentée par le solaire photovoltaïque. La baisse des coûts des panneaux photovoltaïques et le coût encore élevé de la climatisation solaire thermique rendent leur avenir incertain.

Toutefois, les systèmes « DEC » consistant en une centrale de traitement d'air peuvent assurer à la fois la ventilation, le chauffage et la climatisation. Ils peuvent trouver leur place dans des bâtiments tertiaires basse consommation à coût limité (solution 3 en 1). Nous avons participé au projet « SIC » avec deux PME lequel visait à développer une offre de systèmes « DEC » couplés à des panneaux solaires thermiques pouvant assurer 100% des besoins de ventilation, chauffage et refroidissement.

L'amélioration de la performance des roues à dessiccation peut être obtenue par un refroidissement de la roue permettant de se rapprocher d'une transformation isotherme. Du fait de sa conception, il est difficile d'envisager des roues refroidies malgré quelques tentatives (Kodoma et al., 2005). La technologie de dessiccation liquide semble être plus appropriée pour atteindre des conditions d'adsorption isotherme.

La technologie de dessiccation liquide est disponible sur le marché. Tous les produits sont basés sur des solutions à base de chlorure de lithium. Il reste toutefois des développements à effectuer pour améliorer les problèmes de compacité des installations, de corrosion liés à l'adsorbant utilisé et de couplage optimal entre le système de déshumidification et le système de refroidissement.

Le système à dessiccation liquide offre un potentiel plus intéressant que les systèmes à dessiccation solide en termes d'efficacité et donc de réduction d'énergie nécessaire à la régénération de l'absorbant. En revanche, le système est plus complexe que pour les roues à dessiccation (utilisation de pompes et d'échangeurs supplémentaires).

Des améliorations sur les systèmes à dessiccation liquide augmenteraient leur potentiel de développement sur le marché :

- Le chlorure de lithium est aujourd'hui l'adsorbant le plus utilisé. Un adsorbant non corrosif et non toxique pourrait aider au développement de ces systèmes. Une faible tension de surface afin d'assurer un bon mouillage des surfaces d'échange, une stabilité chimique et une faible viscosité sont aussi des conditions pour faire un bon candidat au remplacement du LiCl.

- La plupart des systèmes fonctionnent avec une tour de refroidissement pour le refroidissement de la solution en entrée du déshumidificateur. Le développement d'un système refroidi à l'air ou par évaporatif cooling améliorait la compacité du système ;
- L'amélioration des transferts de masse et de chaleur dans les échangeurs permettrait de réduire l'encombrement des installations ;
- L'accroissement des surfaces de mouillage de l'adsorbant liquide dans le déshumidificateur et le régénérateur augmenterait la performance des installations, en particulier lors de fonctionnements à charge partielle ; l'utilisation de membranes microporeuses apparait comme une solution prometteuse ;
- Le développement de modules compacts et modulaires sans tour de refroidissement favoriserait l'émergence de cette technologie.

Nomenclature

Symbole	Définition	Unité
A	surface	m^2
C	débit capacitif	$kg.s^{-1}$
C^*	rapport des débits capacitifs entre la régénération et le process	-
C_r^*	rapport du débit capacitif de dessiccant sur le débit capacitif minimum de l'air	-
f	fraction de la roue utilisée pour la régénération	-
F	fonction potentielle	
h	enthalpie spécifique de l'air	$J.kg^{-1}$
H	enthalpie spécifique du matériau adsorbant	$J.kg^{-1}$
h_c	coefficient d'échange convectif	$W.K^{-1}.m^{-2}$
h_{fg}	chaleur de vaporisation de l'eau à 0°C h_{fg} = 2 501 000 $J.kg^{-1}$	$J.kg^{-1}$
h_m	coefficient d'échange massique	$kg.m^{-2}.s^{-1}$
L	profondeur de la roue	m
L_W	chaleur de mouillage	$J.kg^{-1}$
M_d	masse totale de dessiccant	kg
$\dot{m}$	débit massique	$kg.s^{-1}$
N	vitesse de rotation	$tr.s^{-1}$
t	temps	s
T	température	°C, K
u	vitesse	$m.s^{-1}$
x	abscisse	-
w	humidité spécifique	$kg.kg_{as}^{-1}$
W	humidité contenue dans le matériau adsorbant	$kg.kg^{-1}$

Notations grecques

Symbole	Définition	Unité
α_i	polynôme caractéristique	
ε	fraction de vide dans la roue	-
ε_{cf}	efficacité d'un échangeur à contre courant	-
γ_i	rapport de capacités thermiques	
τ	rapport du débit d'air sur le « débit de dessiccant »	-
Φ	humidité relative	%
Γ	rapport de la masse d'air sur la masse d'adsorbant dans la roue	-

Indices

a	relatif à l'air
e ou i	relatif à l'entrée
eq	relatif à l'équilibre
m	relatif à la masse ou au transfert de masse
p	relatif au process
r	relatif à la régénération
v	relatif à la vapeur d'eau
s ou o	relatif à la sortie

Références

BANKS PJ. (1972) Coupled equilibrium heat and single adsorbate transfer in fluid flow through a porous medium – I Characteristic potentials and specific capacity ratios. *Chemical Engineering Science* ;27:1143-1155.

BANKS PJ. (1985) Predictions of heat and mass regenerator performance using nonlinear analogy method : Part1. Basis, Part 2. Comparison of methods. *ASME Journal of Heat Transfer* ;107:222-238.

BECCALI M, BUTERA F, GUANELLA R, ADHIKARI RS. (2002) Performance evaluation of rotary desiccant wheels using a simplified psychrometric model as design tool. *EPIC 2002 AIVC Conference 2*, Lyon; 419–424.

BEHNE M. (1997) Alternatives to compressive cooling in non residential buildings to reduce primary energy consumption. *Final Report. Berkeley, California: Lawrence Berkeley National Laboratory*.

BOLHER, B. COLLIGNAN, R. CASARI, E. FLEURY, D. MARCHIO, J.R. MILLET, O. MORISOT (1999) Méthode de calcul des consommations des bâtiments climatisés ConsoClim »., Rapport final, réf. CSTB ENEA/CVA-99-176R

BOLHER A., FLEURY E., MARCHIO D., MILLET J.R., STABAT P. (2001) Indirect Evaporative Cooling System – Tools and Sizing Guidelines*, Clima 2000*, Napoli, September 2001.

BOLHER A., FLEURY E., MARCHIO D., MILLET J.R., STABAT P. (2003) Guide Technique: Systèmes de climatisation à faible consommation d'énergie – Guide de faisabilité et de pré-dimensionnement. *Cahier Technique du CSTB n°3454*, 60 pages

BRANDEMUEHL MJ. (1982) Analysis of heat and mass transfer regenerators with time varying or spatially non-uniform inlet temperatures. *Ph.D Thesis*, University of Wisconsin.

BULLOCK C.E., THRELKELD J.L. (1966) Dehumidification of moist air by adiabatic adsorption. *Transactions of ASHRAE* vol. 72.

CEREN (2009) Gestion de la pointe et impact environnemental. Observatoire énergies d'entreprises –CEREN –EDF 24 juin 2009

(CSTB, 2000) Règles de calcul Th-I, Guide Réglementation Thermique 2000, CSTB, 2000

DRI (2005) ECODRY Software. Desiccant Rotors International.

ENERGYPLUS (2013) EnergyPlus Engineering Reference - The reference to EnergyPlus Calculations. *Lawrence Berkeley National Laboratory*, October 1, 2013 ; 1426p

GINESTET S. STABAT P., MARCHO D. (2002a) Control strategies of open cycle desiccant cooling systems minimising energy consumption, Conférence Esim, Montréal, septembre 2002

GINESTET S., STABAT P., MARCHO D (2002b) Control design of open cycle desiccant cooling systems using a graphical environment tool, , SSB 2002, 6ème Conférence, Liège, décembre 2002

HOWE R. (1983) Rotary Desiccant Dehumidifier. TRNLIB - Libraries of User-Written TRNSYS Components, *Solar Energy Laboratory*. http://sel.me.wisc.edu/trnsys/trnlib/dessi.htm

JURINAK J. (1982) Open cycle solid desiccant cooling – component models and system simulation, *Ph.D. Thesis*, University of Wisconsin – Madison, USA

KAYS WM, LONDON AL. (1984) Compact Heat Exchangers. 3rd ed. New York: McGraw-Hill

KODOMA A., WATANABE N., HIROSE T., GOTO M (2005) Performance of a multi-pass honeycomb absorber regenerated by a direct hot water heating. *Adsorption*. 11:603-608

KLINGENBURG (2002) SECO Desiccant/enthalpy/ dehumidification rotors. Software SECO.

LINDHOLM T. (2000) Evaporative and desiccant cooling techniques, feasibility when applied to air conditioning. *Ph.D. Thesis*. Sweden: Chalmers University of Technology.

MACLAINE-CROSS IL. (1974) A theory of combined heat and mass transfer in regenerators. Ph.D. Thesis, Department of Mechanical Engineering, Monash University, Australia.

MATHIPRAKASAM B, LAVAN Z. (1980) Performance predictions for adiabatic desiccant dehumidifiers using linear solutions. *Journal of Solar Energy Engineering* vol. 102.

MUNTERS (1994) MCC – Series Cooling Cassette. manufacturer's catalogue, Munters.

RIEDERER P., GRUBER P., VISIER J.C., LARECH R., HUSAUNNDEE A. (2000) Building zone modelling adapted to the study of temperature controlled systems », *ASHREA/CIBSE conferenc*e, Dublin, Ireland

RTE (2011) Bilan prévisionnel de l'équilibre offre-demande d'électricité en France. *Réseau de Transport d'électricité*. édition 2011

SANNER B., KALF R., LAND A. et al. (2011) Common Vision for Renewable Heating & Cooling sector in Europe, *European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling*, Bruxelles, European Union, disponible sur www.rhc-platform.org

SCHNABEL L. HINDERBURG C., GEUCKE T. (2004) Detailed monitoring results of the first thermally solar autonomous air conditioning system in Germany, *Eurosun Conference*, Fribourg, Germany

SIMBAD (2001) SIMBAD Building and HVAC Toolbox, *CSTB*, version 2.0.0.

SIMULINK (1996) SIMULINK User's guide, The Mathworks Company Inc.

SLAYZAK SJ, PESARAN AA, HANCOCK CE. (2002) Experimental evaluation of commercial desiccant dehumidifier wheels. http://www.nrel.gov/desiccantcool/wheels.html.

STABAT P., MARCHIO D., ORPHELIN M. (2001) Pre-design and design tools for evaporative cooling, *ASHRAE Transactions*, Atlanta, USA.

STABAT P. (2003a) Modélisation de composants de systèmes de climatisation mettant en œuvre l'adsorption et l'évaporation d'eau. *Thèse de doctorat*, Ecole des Mines de Paris, France.

STABAT P., GINESTET S., MARCHIO D. (2003b) Limits of feasibility and energy consumption of desiccant and evaporative cooling in temperate climates. CIBSE/ASHRAE conference on building sustainability, value and profit. Edinburgh, Scotland, UK, 24-26 september 2003

STATEFLOW, (2001) STATEFLOW user's manual, The Mathworks Company Inc., 2001

VITTE T. (2007) Le froid solaire par dessiccation appliqué au bâtiment: proposition d'une stratégie de régulation du système, Thèse de doctorat, INSA de Lyon, France.

Chapitre III

Systèmes énergétiques efficaces intégrées aux bâtiments

Pour atteindre les objectifs ambitieux de réduction des consommations énergétiques dans le bâtiment que s'est fixé l'Europe, il est nécessaire non seulement de développer des solutions énergétiques à très haute efficacité énergétique utilisant ou non des énergies renouvelables pour le confort intérieur mais aussi d'identifier les solutions présentant les meilleurs compromis coût-performance et de développer des méthodes de dimensionnement et de conduite des équipements adaptées aux différents usages des bâtiments.

De nombreuses technologies existent et de nouvelles technologies apparaissent régulièrement sur le marché. Le couplage de différentes technologies et leur intégration optimale dans les bâtiments requièrent le développement d'outils de simulation adéquats. Les travaux menés visent à optimiser l'intégration de ces systèmes (dimensionnement, intégration d'un stockage, régulation) et à évaluer leurs performances énergétiques et environnementales. A l'échelle du bâtiment, on cherche à estimer les réductions de consommations de chauffage et de refroidissement par l'introduction de nouvelles technologies ou de stratégies de gestion. A l'échelle d'un parc de bâtiments, on cherche aussi à évaluer les impacts sur les réseaux électriques et thermiques.

Nous avons mené des travaux dans le cadre de l'annexe 48 de l'AIE sur l'intégration des pompes à chaleur dans le tertiaire. La pompe à chaleur apparaît aujourd'hui comme une solution efficace pour réduire les consommations énergétiques dans le bâtiment. Dans les bâtiments tertiaires, le remplacement des groupes de production à eau glacée par des unités réversibles est une solution qui peut permettre d'économiser de l'énergie, notamment dans les bâtiments existants. L'unité réversible se substitue partiellement ou totalement aux chaudières. D'autre part, la chaleur perdue au condenseur des unités de production d'eau glacée peut être récupérée pour chauffer d'autres locaux ou contribuer au chauffage de l'eau chaude sanitaire. Cependant, les consommations des auxiliaires, souvent sous-estimées, dégradent les performances énergétiques des systèmes. On a étudié le potentiel des pompes à chaleur réversibles dans les immeubles de bureaux en Europe en termes d'économies d'énergie et de réduction des émissions de CO2 (Stabat et Marchio, 2009). Une étude paramétrique a été menée pour identifier les conditions favorables au remplacement des groupes de production glacée par des unités réversibles en fonction de différents paramètres : efficacité des chaudières, COP, climat, facteur de conversion en énergie primaire (varie en fonction du pays), types de systèmes, température des émetteurs.

Par ailleurs, la thèse de Thomas Berthou (Berthou, 2013) a consisté à développer un modèle de prévision de charges de bâtiments tertiaires en chauffage et en refroidissement en vue d'optimiser la régulation des équipements. Plusieurs types de modèles ont été étudiés (équations d'état, ARMAX, fonction de transfert, ANN, RxCy). Un modèle semi-physique d'ordre 2 (R6C2) a été retenu donnant des résultats de prédiction satisfaisants en chauffage comme en refroidissement et permettant de prédire des situations nouvelles, absentes de la phase d'apprentissage, comme par exemple un effacement. Le modèle a été validé sur un bâtiment réel, une école élémentaire équipée d'un système de chauffage par effet Joule. Des stratégies d'optimisation et de délestage ont été proposées et l'une d'entre elles a été

testée sur le bâtiment réel pendant trois jours. L'étude a montré qu'il est possible de prévoir la consommation électrique et la température moyenne d'un bâtiment avec un modèle mono-zone.

En outre, des travaux ont été menés sur la caractérisation des performances d'une micro-cogénération Stirling en cours d'introduction sur le marché et sur le développement de modèles destinés à simuler ces systèmes couplés au bâtiment. Cette modélisation vise à rechercher des optima de dimensionnement des équipements et à évaluer leur potentiel d'économies dans différents cas de bâtiments et enfin à envisager de nouvelles solutions techniques.

Par ailleurs, l'optimisation systémique de solutions multi-énergies intégrées au bâtiment nécessite de coupler des algorithmes d'optimisation à des outils de simulation dynamique du bâtiment. Ce couplage devrait permettre d'aider au dimensionnement optimal des composants et des systèmes, à l'élaboration de stratégies de régulation en tenant compte de critères économiques et/ou environnementaux. Cette approche a été initiée dans les travaux de thèse de Benoit Andlauer.

Dans la suite, le choix a été fait de présenter une synthèse des travaux menés sur la **micro-cogénération**. Dans un premier, une étude expérimentale d'un micro-cogénérateur Stirling est abordée puis les performances énergétiques de la micro-cogénération sont évaluées et comparées à d'autres systèmes de chauffage. Enfin, l'impact de la micro-cogénération sur les réseaux électriques est traité.

Projets menés

Projet Annexe 48 de l'Agence Internationale de l'Energie 2007-2010, programme de collaboration internationale portant sur le développement de l'utilisation de pompes à chaleur réversibles en remplacement total ou partiel de chaudières, et sur la récupération de chaleur au condenseur des groupes de production d'eau glacée. Le CEP y représentait la France aux côtés de l'INES pour l'ADEME.

Projet STIRLING (2011-2013) sous-traitance d'un projet financé par la région Alsace.

Thèse de Benoit ANDLAUER 2008-2011 portant sur « l'optimisation systémique de micro-cogénérateurs intégrés aux bâtiments »

Thèse CIFRE de Cyril VUILLECARD avec GrDF 2009-2012, portant sur les méthodes de construction d'une offre d'effacement électrique basée sur des technologies au gaz

Thèse CIFRE de Thomas BERTHOU avec Veolia 2010-2013, portant sur le développement de modèles de bâtiments pour la prévision des charges de climatisation et l'élaboration de stratégies d'optimisation énergétique et de délestage

Projets en cours

Projet Analyse de la demande des bâtiments sur un réseau de chaleur BBC (2014-2015) (Projet financé par l'ADEME ile de France)

Thèse CIFRE d'Hubert BLERVAQUE avec EDF 2011-2014, portant sur la définition de règles de modélisation pour les systèmes de production et de distribution dans les bâtiments BBC

Thèse CIFRE de Lisa RIVALIN avec COFELY-AXIMA 2012-2015, portant sur la garantie des performances énergétiques dans les immeubles neufs.

Thèse d'Olivier GRESLOU 2012-2015, portant sur l'analyse des flexibilités de la demande et l'optimisation de réseaux de chaleur multi-énergies intégrant des bâtiments basse consommation. (cofinancement ADEME Ile de France)

I. Analyse expérimentale de la performance des systèmes – exemple d'une micro-cogénération

1.1. Introduction

La micro-cogénération est une solution efficace de production à la fois de chaleur et d'électricité. Elle permet également d'éviter les pertes électriques sur le réseau de transport (Bianchi et al., 2012). Cette technologie est aussi une solution pour la gestion de la demande d'électricité, notamment en France où la demande d'électricité est de plus en plus « thermosensible »[1]. En effet, la substitution de systèmes de chauffage classiques (radiateurs électriques, chaudières…) par des micro-cogénérations permet de soulager le réseau électrique et de limiter l'usage des moyens de production de pointe pendant les pics de demande électrique.

Des systèmes de micro-cogénération fonctionnant au gaz existent depuis plusieurs années sur le marché européen et sont répandus principalement en Allemagne, Autriche et Royaume-Uni. Ces systèmes utilisent le plus souvent des moteurs à combustion interne. Toutefois, les moteurs Stirling et moteur vapeur commencent à émerger (Andlauer, 2011). Ces technologies avec un faible rendement électrique apparaissent comme des solutions transitoires en attendant l'émergence des piles à combustible, ayant un ratio électricité/chaleur plus en adéquation avec les bâtiments basse consommation et à énergie positive.

Le développement des micro-cogénérations est confronté à des obstacles techniques (fiabilité des modules, manque d'outils pour les dimensionner et évaluer leurs performances...), sociaux (manque de confiance dans la technologie, des retours d'expérience très mitigés, manque de personnels formés) et économiques (coûts d'investissement élevés, politique de subventions très limitée en France). Dans le cadre de leur intégration aux bâtiments, les systèmes de cogénération doivent répondre à des besoins de chauffage, d'eau chaude sanitaire et d'électricité très variables au cours du temps et d'un bâtiment à l'autre. Il apparaît alors essentiel de disposer d'outils de simulation pour :

- caractériser leur fonctionnement dans les bâtiments, neufs ou anciens, en particulier pour évaluer la production électrique et les consommations d'énergie prévisionnelles, ainsi que les temps de retour sur investissement ;
- optimiser leur intégration dans les bâtiments, notamment la régulation et le dimensionnement d'un stockage.

Dans le cadre de la thèse de Benoit Andlauer soutenue en 2011, nous avons développé un modèle de micro-cogénérateur à partir d'une campagne de caractérisation des performances d'un micro-cogénérateur Stirling, appelé aussi « chaudière électrogène ». Ces essais se sont avérés indispensables du fait du manque de retour d'expériences sur les performances de systèmes. Les essais ont été réalisés sur la plate-forme pédagogique de l'INSA de Strasbourg, qui a participé au co-encadrement de la thèse.

Les essais réalisés ont pour objectifs de caractériser le système lors des différentes phases et conditions de fonctionnement. Les résultats d'essais ont permis de développer un modèle représentatif des performances de cette technologie.

[1] Une baisse de 1°C de la température extérieure augmente la puissance électrique appelée en France de 2300 MW (2012)

1.2. Banc d'essais

L'unité testée est une micro-cogénération au gaz commercialisée par De Dietrich / Remeha et appelée Hybris Power. Elle comprend un moteur Stirling et une chaudière à condensation auxiliaire à gaz, lesquels ont été étudiés séparément. Le banc d'essai réalisé par l'INSA de Strasbourg permet de tester l'appareil avec ou sans ballon de stockage. Il a été conçu dans le but de caractériser le fonctionnement et les performances du moteur de micro-cogénération. Le banc d'essais permet aussi de simuler des charges dynamiques d'un bâtiment (chauffage et puisage ECS) et ainsi d'analyser le comportement dynamique de l'appareil. Les résultats ont permis d'identifier les paramètres du modèle développé.

Les Figures 3.1 et 3.2 présentent le banc et les moyens métrologiques.

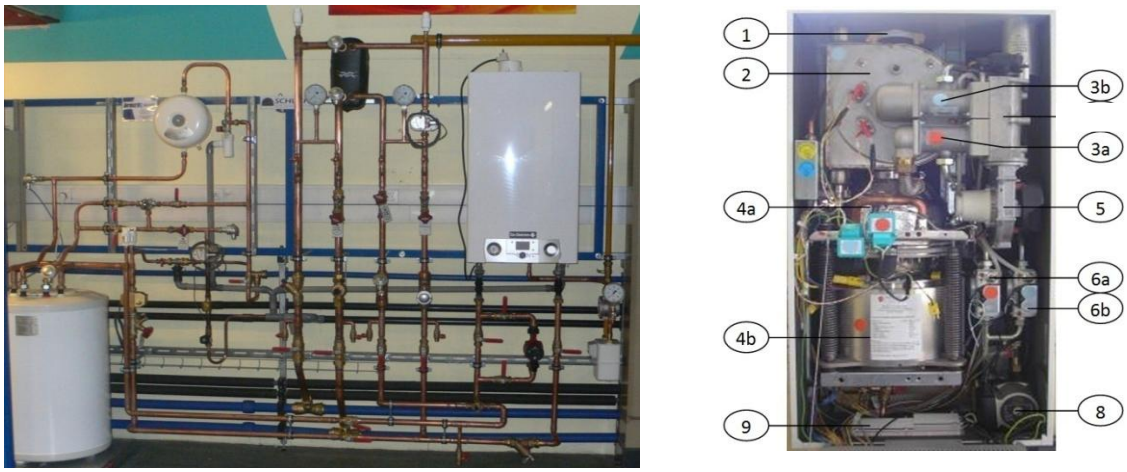


Figure 3.1: Banc d'essais (à gauche) et micro-cogénérateur (à droite)*.

* 1: sortie des produits de combustion, 2: échangeur -condenseur, 3a&b: brûleurs, 4a: tête du moteur Stirling, 4b: moteur Stirling, 5: ventilateur, 6a&b: blocs gaz, 8: circulateur, 9: échangeur à plaques pour l'ECS)

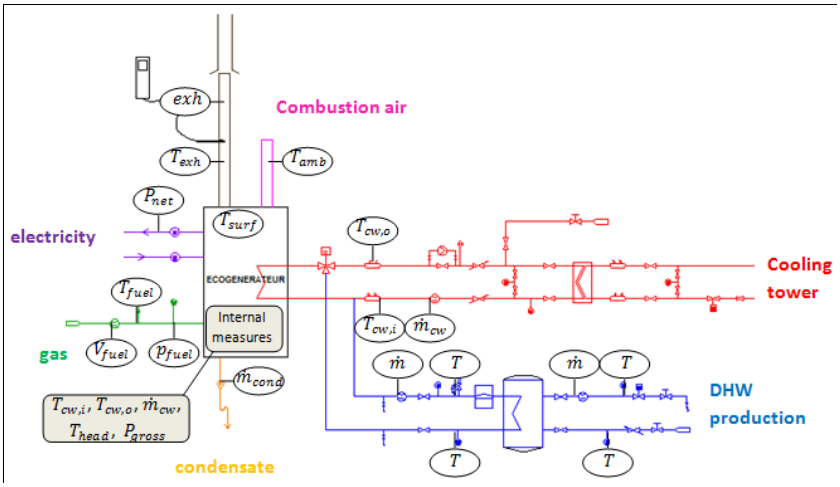


Figure 3.2 : Schéma hydraulique

Les moyens métrologiques (Tableau 2.1) ont été sélectionnés afin d'obtenir des résultats de consommation de gaz et de production électrique et thermique avec des incertitudes acceptables.

Table 3.1 : Moyens métrologiques

	Type	Notation	Méthode de mesure	Incertitude
Gaz	Consommation de gaz	$\dot{V}_{fuel}$	Débitmètre à diaphragme (Gallus)	$\pm 1{,}5\%$
	Pression du gaz	p_{fuel}	Pressiomètre analogique	$\pm 1 mbar$
	PCS	GHV	Fournisseur de gaz	$\pm 0{,}1 kWh.Nm^{-3}$
	Température	T_{fuel}	Pt100 4 fils	$\pm 2\ K$
	Puissance	$\boldsymbol{P_{fuel}}$	**Calculé**	$\pm$ **2,5%**
Chaleur	Température eau en entrée	$T_{cw,i}$	Pt500	$\pm 0{,}2K + 0{,}05\%$
	Température eau en sortie	$T_{cw,o}$	Pt500	$\pm 0{,}2K + 0{,}05\%$
	Débit massique d'eau	$\dot{m}_{cw}$	Débitmètre superstatic 440	$\pm 0{,}15\ L.mn^{-1} + 2{,}5\%$
	Puissance thermique	$\boldsymbol{\dot{Q}_{HX}}$	**Calculé**	$\pm$ **4,5%**
Électricité	**Puissance électrique**	$\boldsymbol{P_{net}}$	**Energie metre (Socomec DIRIS A 20)**	$\pm \mathbf{1}\ \%$
Fumées	**Température**	T_{exh}	Pt100 4 fils	$\pm 0.3°C$
	Analyse des gaz: O_2, NO_x, CO, CO_2, THC or CH_4		Analyseur de combustion	

1.3. Régulation du micro-cogénérateur

Afin de modéliser les performances du micro-cogénérateur, il est nécessaire de connaître la régulation adoptée pour le pilotage de l'appareil. Cependant les informations fournies par les fabricants sur la régulation de leurs systèmes sont généralement très limitées. Les principes de fonctionnement de l'appareil ont été identifiés grâce aux essais menés sur le micro-cogénérateur et à l'appui de De Dietrich.

L'Hybris power est régulé sur la température de départ, ou précisément sur l'écart de température retour/départ. La loi interne détermine une température de consigne en fonction de la température extérieure et de la température de retour d'eau.

La Figure 3.3. présente le cycle classique de fonctionnement de la micro-cogénération. Quand le micro-cogénérateur est à l'arrêt, le circulateur est mis périodiquement sous tension pour faire circuler l'eau du circuit de refroidissement, et permettre la mesure d'une température de retour. Si la température de retour mesurée est inférieure à la température de consigne, le brûleur Stirling est mis en fonctionnement. Lorsque la température de tête dépasse 200°C, le générateur est synchronisé au réseau, et l'électricité produite commence à être exportée. Après un temps calibré permettant la montée en puissance du moteur Stirling puis sa stabilisation, si la température de départ est toujours inférieure à la température de consigne, le brûleur de la chaudière auxiliaire est allumé, puis sa puissance est modulée pour s'adapter à la demande.

Lorsque la demande diminue, la puissance de la chaudière est réduite pour maintenir la température de départ à la consigne. La demande continuant à diminuer, la chaudière est éteinte et seul le brûleur du moteur Stirling fonctionne. Si la demande devient nulle, le brûleur va continuer à fonctionner pendant une période de temporisation avant d'être arrêté. Lors

du refroidissement après arrêt de la combustion, la température de tête diminue. Lorsqu'elle atteint 170°C, le générateur est désynchronisé du réseau, puis lorsqu'elle passe en-dessous de 130°C, le ventilateur puis le circulateur sont mis à l'arrêt.

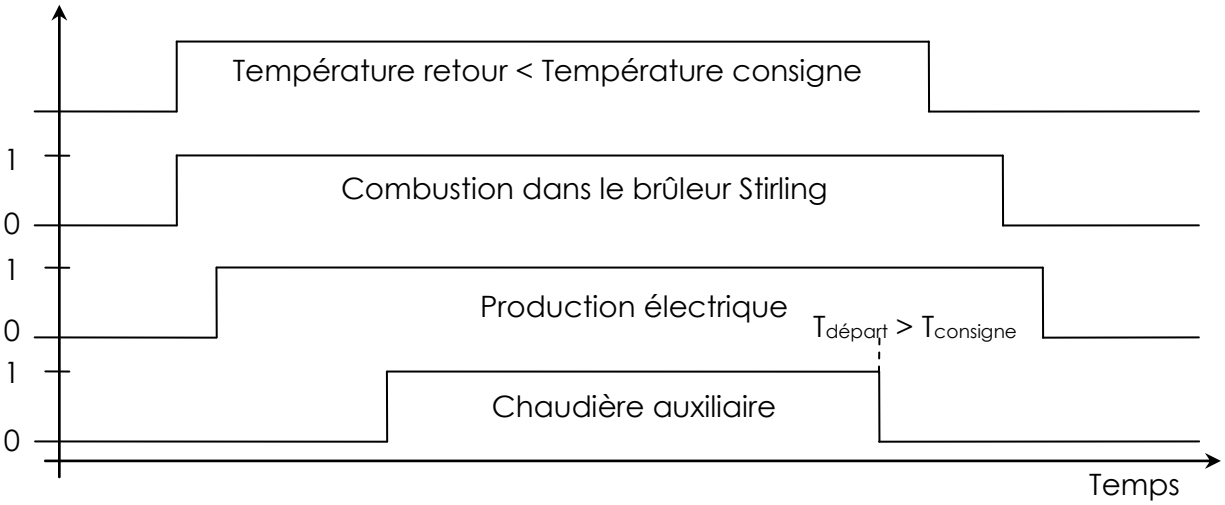


Figure 3.3 : Logigramme de fonctionnement de l'Hybris power (Andlauer, 2011)

L'Hybris power est équipé d'un circulateur trois vitesses. Il démarre en petite vitesse. Lorsque l'écart de température entre aller et retour devient supérieur à 10 K, le circulateur passe en vitesse supérieure (Figure 3.4). De plus, si le débit mesuré passe en dessous de 7 $L.min^{-1}$, la pompe passe en vitesse supérieure, et s'il devient inférieur à 3 $L.min^{-1}$, la micro-cogénération est mise en sécurité.

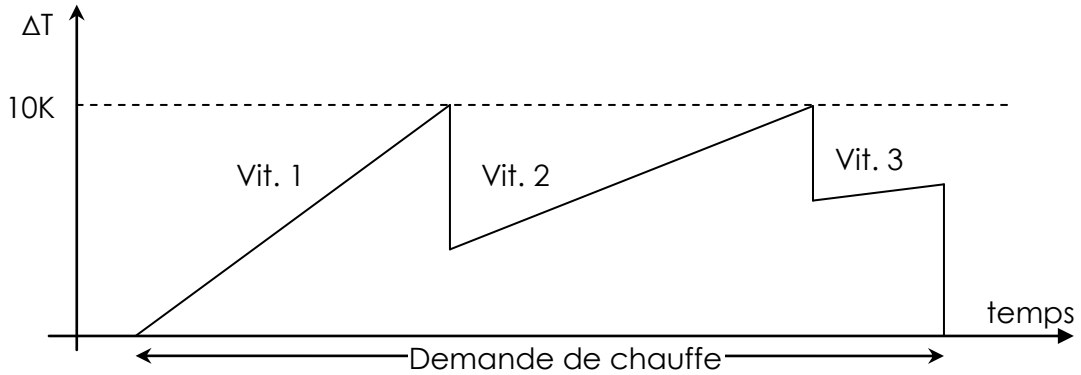


Figure 3.4 : Régulation en débit d'eau de refroidissement de l'Hybris power (Andlauer, 2011)

Une dernière loi de régulation est ajoutée, spécifique à la production d'électricité du moteur Stirling. La puissance apparente de sortie mesurée (produit de l'intensité fournie et de la tension du réseau) est régulée pour être égale à 1 kVA en permanence. A cette fin, le débit d'air comburant est régulé entraînant une variation du débit de combustible aspiré dans le venturi de pré-mélange et donc de la puissance du brûleur. En conséquence, la température de tête du brûleur est ajustée pour maintenir une puissance électrique constante. En fonctionnement, cette température est maintenue par une loi de sécurité entre 400°C et 525°C.

1.4. Résultats d'essais

1.4.1. Etude du moteur Stirling en régime permanent

Le régime permanent est considéré comme atteint lorsque la température de retour d'eau varie dans un intervalle de +/- 1,5°C autour de la valeur cible et la puissance électrique brute reste comprise entre 950 VA et 1050 VA.

Les essais ont été réalisés pour différents débits et différentes températures d'eau de retour (de 30 à 60 °C par pas de 10 °C).

Les Figures 3.5 à 3.7 montrent les résultats d'essais effectués en régime permanent. On observe les évolutions des puissances thermique, combustible et électrique en fonction de la température de retour d'eau et du débit d'eau.

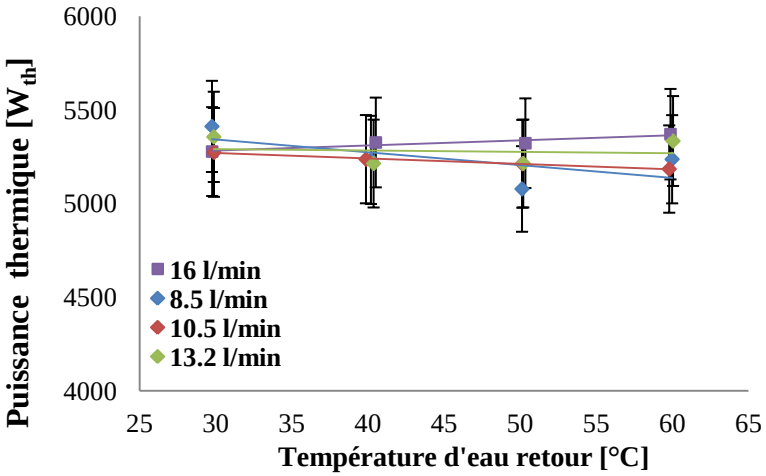


Figure 3.5. : Evolution de la puissance thermique en fonction de la température de retour d'eau et du débit d'eau (Bouvenot et al, 2014a)

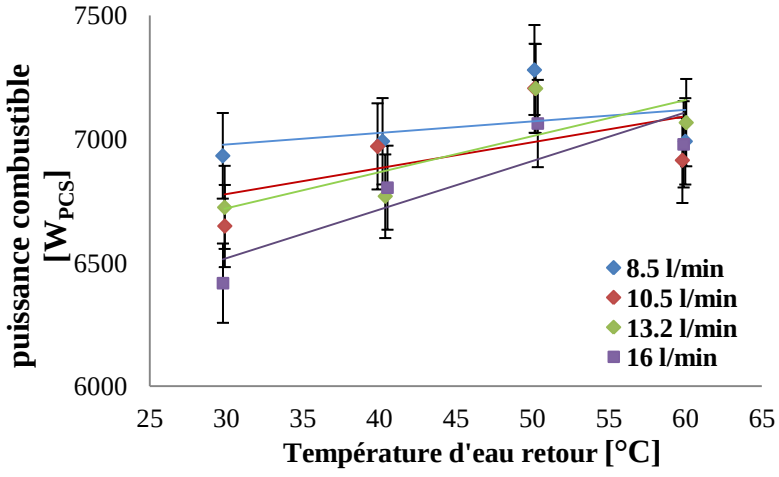


Figure 3.6. : Evolution de la puissance combustible (exprimée en W PCS) en fonction de la température de retour d'eau et du débit d'eau (Bouvenot et al, 2014a)

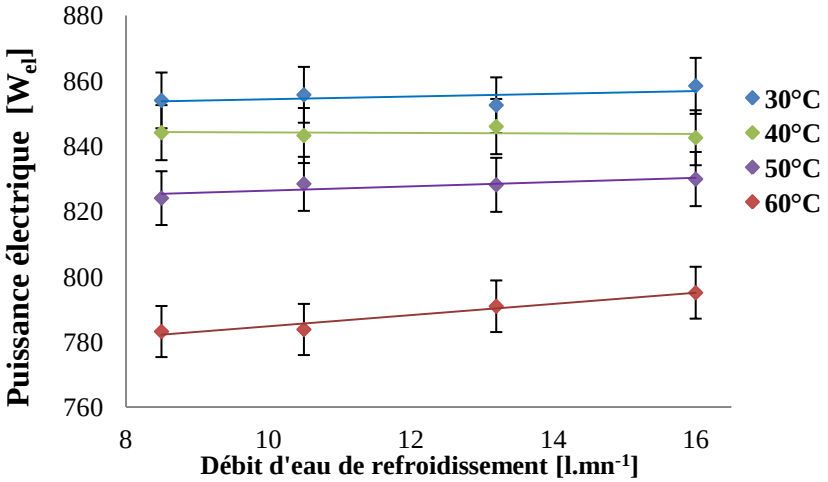


Figure 3.7. : Evolution de la puissance électrique en fonction de la température de retour d'eau et du débit d'eau (Bouvenot et al, 2014a)

Sur les courbes précédentes, on observe l'influence de la température de l'eau sur les puissances électrique, thermique et combustible. Alors que la puissance électrique décroit quand la température de l'eau augmente, la puissance thermique délivrée est relativement constante et la puissance combustible croît sensiblement.

Le rendement du cycle théorique de Stirling dépend des températures des sources chaude et froide. La source froide est refroidie par l'eau du circuit de chauffage et la source chaude du moteur est chauffée par le brûleur. Les basses températures de l'eau de chauffage augmentent l'écart de température entre les deux sources et donc le rendement théorique. Les basses températures favorisent également une meilleure condensation de la vapeur d'eau contenue dans les fumées.

Le débit massique a aussi une influence car il va jouer sur la température moyenne dans l'échangeur de chaleur. Plus le débit est élevé, plus la différence de température entre l'entrée et la sortie sera faible à puissance constante. Les basses températures moyennes dans les échangeurs de chaleur conduisent à de meilleurs rendements électriques mais aussi thermiques grâce à une meilleure condensation. La dépendance des performances au débit est toutefois plus faible. Les Figures 3.5 à 3.7 montrent les évolutions des puissances électrique, thermique et combustible en fonction du débit d'eau. Si la puissance électrique nette et la puissance thermique restent sensiblement constantes (dans le domaine d'incertitude de la mesure) quand le débit d'eau augmente, la puissance combustible diminue très légèrement.

Ces essais ont permis de paramétrer le modèle développé reposant sur des lois de comportement des puissances thermique, électrique et combustible en fonction de la température et du débit de l'eau de chauffage. Des lois linéaires peuvent être appliquées pour caractériser les puissances de ce micro-cogénérateur.

1.4.2. Etude du moteur Stirling en régime transitoire

Les différentes phases transitoires ont été étudiées. Les résultats ont été normalisés (par rapport à la puissance en régime établi), afin d'identifier le comportement général pour toutes les configurations et niveaux de puissance (Figures 3.8 à 3.11). Différents tests ont été effectués en modifiant la température de l'eau d'entrée et les débits volumiques. La

puissance thermique du moteur Stirling dans les phases transitoires varie plus avec les conditions d'essai que la puissance électrique. Le contrôle interne impliquant des suralimentations en gaz au démarrage joue un rôle sur la montée un peu chaotique de la puissance thermique.

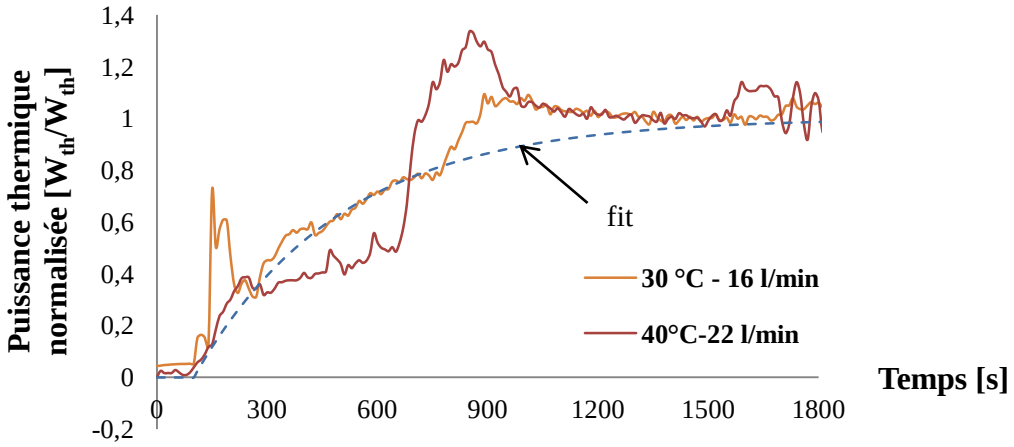


Figure 3.8 : Evolution de la puissance thermique normalisée durant la phase de démarrage du moteur Stirling (Bouvenot et al, 2014a)

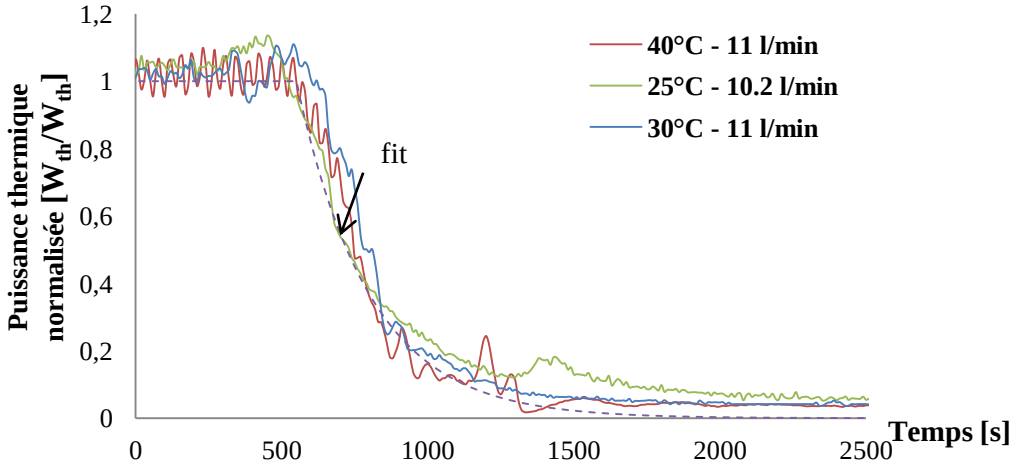


Figure 3.9 : Evolution de la puissance thermique normalisée durant la phase de refroidissement du moteur Stirling (Bouvenot et al, 2014a)

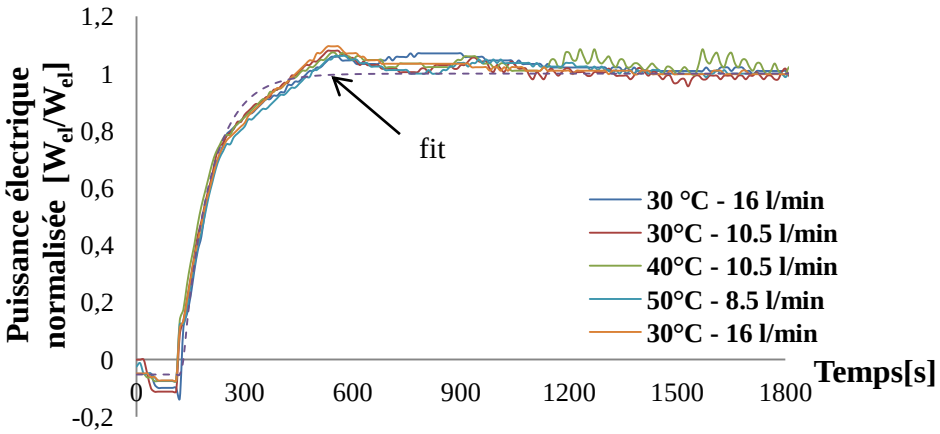


Figure 3.10 : Evolution de la puissance électrique normalisée pendant la phase de démarrage du moteur Stirling (Bouvenot et al, 2014a)

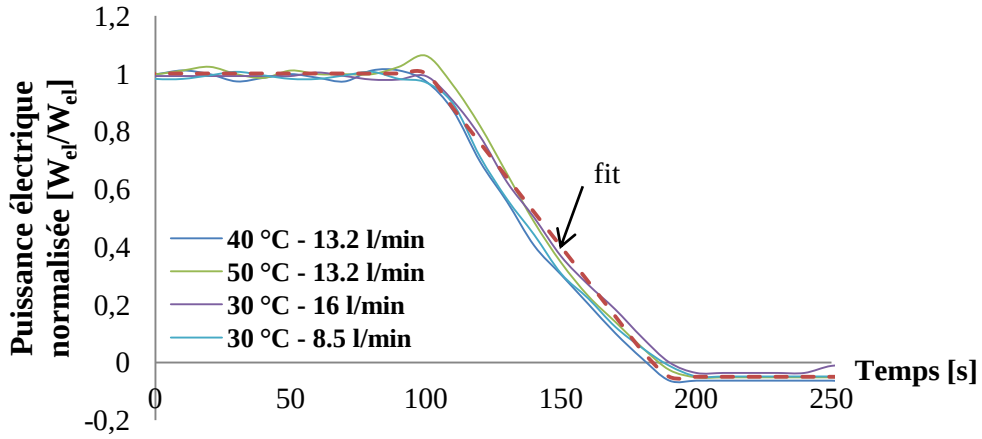


Figure 3.11 : Evolution de la puissance électrique normalisée pendant la phase de refroidissement du moteur Stirling (Bouvenot et al, 2014a)

Les phases de démarrage et d'arrêt sont modélisées par des lois simples, comme des lois exponentielles ou linéaires et paramétrées à partir des données expérimentales. Les lois retenues sont représentées en pointillé sur les Figures 3.8 à 3.11.

1.4.3. Performances de la micro-cogénération

Afin de caractériser plus finement le micro-cogénérateur, on peut estimer les **consommations des auxiliaires** (ventilateur, circulateur et électronique de régulation).

L'unité de micro-cogénération testée ne dispose que d'une seule connexion électrique, il est impossible de dissocier la production brute de la production nette. Ainsi, la phase de refroidissement est utilisée pour estimer la consommation des auxiliaires. La Figure 3.12. présente l'évolution de la puissance électrique nette au cours de quatre séquences de refroidissement différenciées par leur temps de fonctionnement avant le refroidissement.

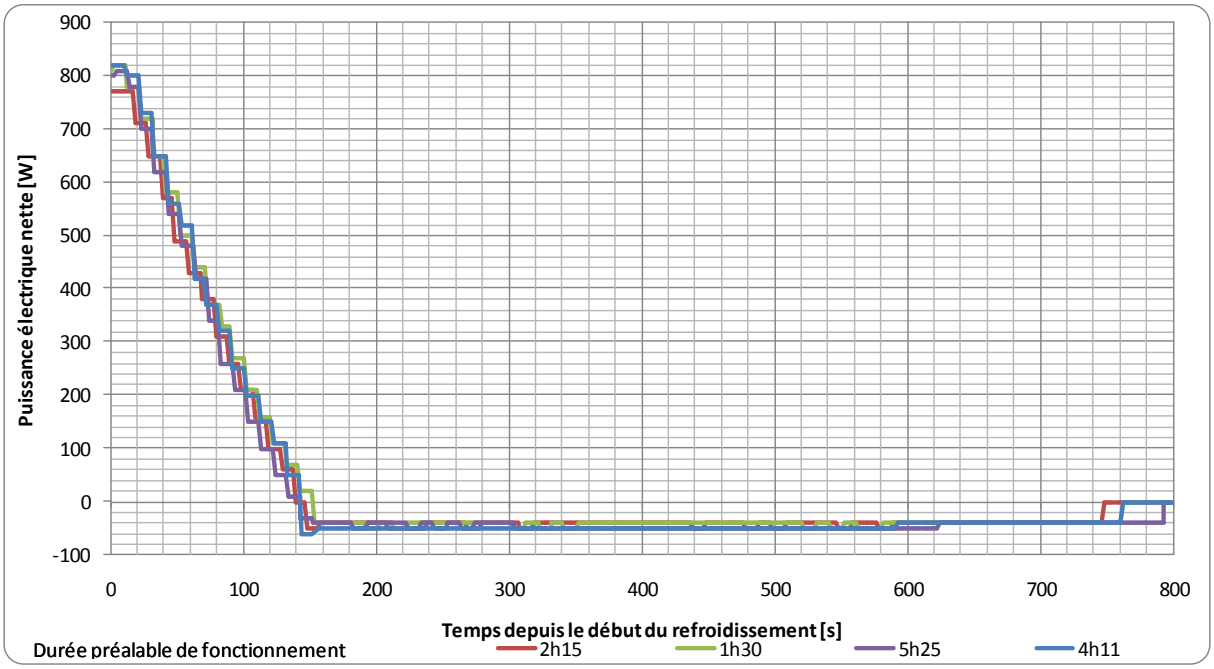


Figure 3.12 : Evolution de la puissance électrique nette produite durant quatre phases de refroidissement (Andlauer, 2011)

Sur la Figure précédente, on peut identifier quelque soit la séquence trois phases de refroidissement :

- A l'arrêt du brûleur, le moteur continue à fonctionner pendant environ 140 s produisant une puissance électrique qui décroît linéairement. Quand la tête du moteur passe en dessous de 170°C, le moteur est désynchronisé.
- Jusqu'à environ 750 s, le ventilateur et la pompe continuent à fonctionner pour assurer le refroidissement du moteur jusqu'à une température de tête de 130 °C. La puissance consommée est de l'ordre de 50W ;
- Au-delà de 750 s, Le micro-cogénérateur est en veille, seule l'électronique de régulation est sous tension. La mesure nous donne une consommation liée à l'électronique de 4 W.

De même, si on souhaite mieux caractériser les pertes thermiques du micro-cogénérateur, on peut caractériser les **pertes sensibles et latentes dans les fumées**. La Figure 3.13. présente les mesures de températures dans les fumées en fonction de la température de l'eau en entrée du moteur. L'évolution peut être représentée par une loi linéaire. Les flux d'enthalpie sensibles dans les fumées varient entre 110 et 240 W respectivement pour des températures d'eau de 30°C et 60°C.

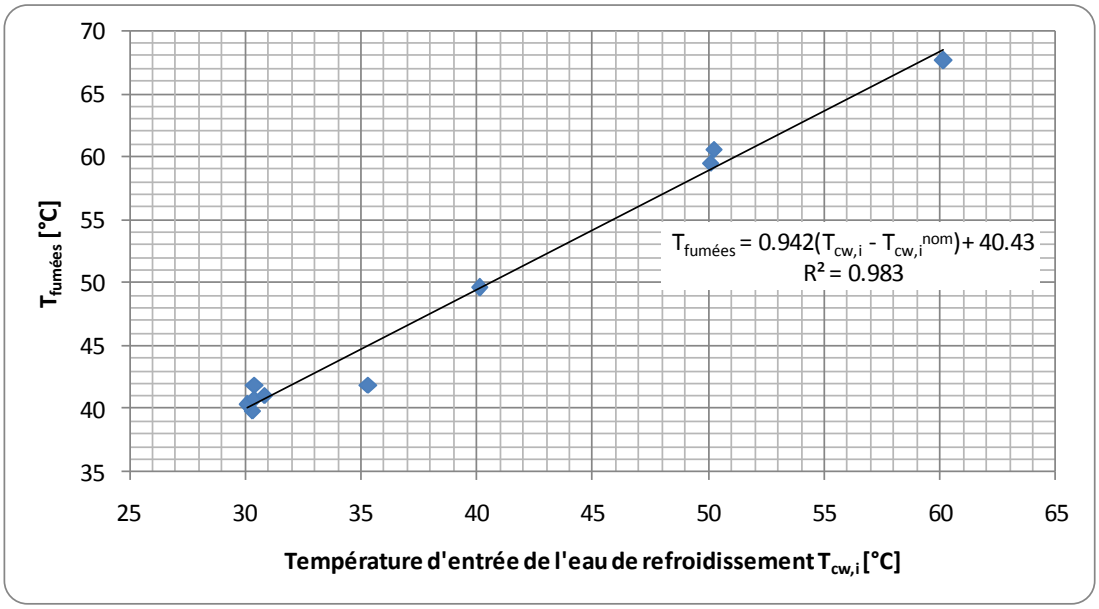


Figure 3.13 : Evolution de la température des fumées en fonction de la température de retour d'eau (Andlauer, 2011)

Ces pertes sont plus faibles que celles liées à la non-condensation de la vapeur d'eau contenue dans les fumées. La Figure 3.14 représente les mesures de débit des condensats mesurés en fonction de la température de l'eau en entrée du moteur Stirling. Les pertes latentes dans les fumées varient entre 200 et 750 W respectivement pour des températures d'eau de 30°C et 60°C

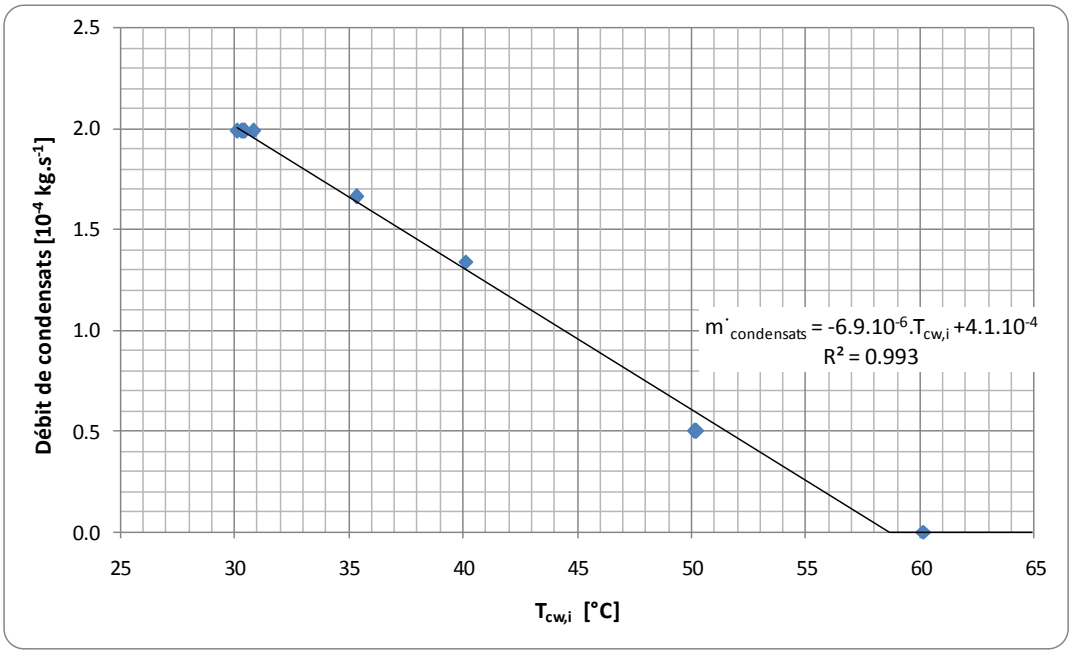


Figure 3.14 : Débit de condensats en fonction de la température de retour d'eau (Andlauer, 2011)

Des mesures des températures des parois du micro-cogénérateur grâce à une caméra infrarouge et par sonde de contact ont permis d'estimer les pertes thermiques de l'ordre de 100 W. On trouve le même ordre de grandeur en réalisant le bilan énergétique sur l'installation sans toutefois prendre en compte les pertes liées aux imbrûlés et aux condensats évacués à une température proche de celle des fumées.

1.5. Utilisation des données expérimentales pour le paramétrage du modèle

Nous avons développé un modèle de micro-cogénérateur (Andlauer, 2011) inspiré du modèle proposé par (Beausoleil-Morrison, 2008) dans le cadre de l'annexe 42 de l'AIE. Le modèle de l'annexe 42 demande un grand nombre de paramètres (91) et l'identification de ces paramètres peut nécessiter le recours à des algorithmes de minimisation. Afin de limiter les essais nécessaires à l'identification du modèle et simplifier la procédure de paramétrage, un modèle de comportement a été construit avec des lois simplifiées caractérisant le fonctionnement de l'appareil.

1.5.1. Description du modèle

L'approche de modélisation a été choisie afin de pouvoir intégrer le modèle dans des outils de simulation énergétique du bâtiment. Les exigences attendues du modèle sont :

- un temps de calcul rapide et compatible avec une simulation annuelle du bâtiment ; Cela exclut les modèles thermodynamiques qui nécessitent des petits pas de temps (quelques secondes ou moins) ;
- Le nombre limité de paramètres à identifier et une identification facile, paramètre par paramètre, à partir d'un nombre limité d'essais ;
- un modèle suffisamment générique pour être adaptable à d'autres µCHP unités ;
- un modèle représentatif du comportement de l'unité dans toutes les phases de fonctionnement.

a) Fonctionnement en régime permanent

En régime permanent, la puissance électrique (P_{gross}), la puissance combustible exprimée en W PCS(P_{fuel}) et la puissance de chauffage ($\dot{Q}_{HX}$) sont évaluées par des corrélations qui dépendent de la température d'entrée de l'eau ($T_{cw,i}$), du débit d'eau ($\dot{m}_{cw}$) et de la charge thermique dans le cas de la modulation de la micro-cogénération comme proposé par (Lombardi et al, 2010). Le moteur Stirling étudié ne modulant pas, les relations en fonction de la charge thermique ne sont pas représentées ici. Des fonctions linéaires pour la puissance thermique, la puissance électrique et la puissance thermique du combustible sont utilisées :

$$P_{fuel} = P_{fuel}^{nom} + a\left(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}\right) + b\left(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}\right) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{HX} = \dot{Q}_{HX}^{nom} + c\left(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}\right) + d\left(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}\right) \quad (2)$$

$$P_{gross} = P_{gross}^{nom} + e\left(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}\right) + f\left(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}\right) \quad (3)$$

Les expressions de la puissance thermique délivrée, de la consommation de combustible et de l'électricité produite sont définies en fonction des conditions nominales de débit et de température. Les coefficients linéaires sont identifiés à partir d'essais expérimentaux dans des conditions stabilisées (Figures 3.5 à 3.7).

La puissance électrique brute correspond à l'électricité produite par le moteur Stirling. La production nette est la production brute à laquelle on a retranché la consommation électrique de la cogénération nécessaire à son fonctionnement, c'est-à-dire, les auxiliaires (pompe, ventilateur et la carte électronique) :

$$P_{gross} = P_{net} + P_{aux} + P_{electro} \quad (4)$$

b) Fonctionnement en régime transitoire (marche/arrêt)

L'utilisation de courbes exponentielles pour les phases transitoires donne une bonne représentation de l'évolution des puissances au cours de ces phases, même si les courbes sont plus complexes (Figures 3.8 à 3.11) en raison de la désynchronisation du générateur de courant pendant la phase de refroidissement et de la suralimentation en combustible pendant la phase de démarrage.

La **phase de démarrage** est différente selon le type de moteur. Bien que notre approche vise à être générique, le modèle devra sans doute être adapté pour d'autres technologies, notamment par rapport à la gestion de la suralimentation en combustible au démarrage. Par ailleurs, lorsque le moteur n'est pas complètement refroidi à la température ambiante, le démarrage est partiel. (Andlauer, 2011) montre toutefois que les différences sur les énergies électrique et thermique sont faibles (respectivement 7% et 12%) entre un démarrage à chaud et un démarrage à froid sur le moteur Stirling spécifique étudié.

Nous proposons de découper le préchauffage en 3 phases comme représenté sur la Figure 3.15 :

- Au cours de la première phase de démarrage, Le brûleur gaz démarre pour chauffer la « tête » du moteur Stirling. La production thermique est supposée négligeable ;
- Au cours de la deuxième phase de démarrage, la combustion se poursuit et la production thermique débute toutefois sans production électrique ;

- Au cours de la troisième phase de démarrage, la température de la « tête » du moteur Stirling atteint une température suffisante pour que le moteur Stirling démarre. La production électrique débute.

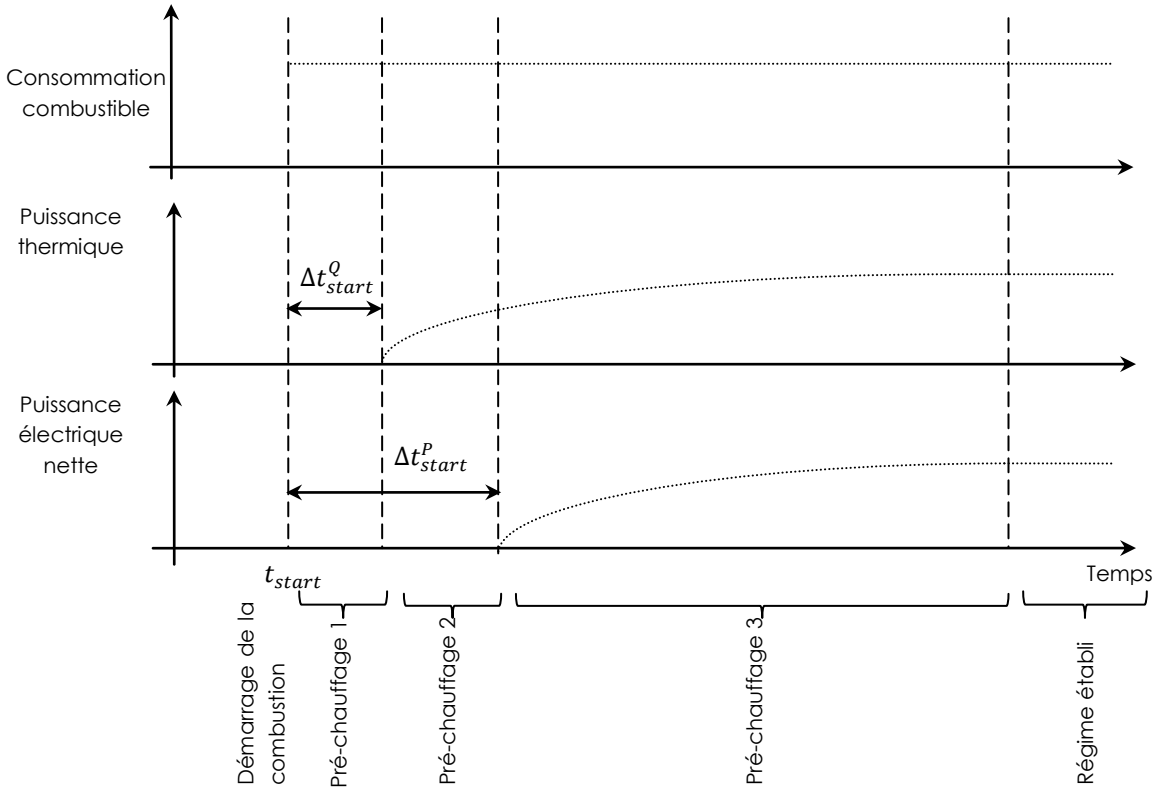


Figure 3.15 : Représentation de l'évolution des puissances électrique et thermique pendant les phases de préchauffage

Les puissances thermique et électrique au cours de la phase de démarrage sont supposées augmenter suivant une loi exponentielle avec comme paramètres des temps de retard et des constantes de temps (équations (5) et (6)).

$$\dot{Q}_{HX} = \begin{cases} 0 & for\ t < t_{start} + \Delta t_{start}^{Q} \\ \dot{Q}_{HX}^{nom}\left(1 - e^{-\frac{t-\left(t_{start} + \Delta t_{start}^{Q}\right)}{\tau_{start}^{Q}}}\right) & for\ t \geq t_{start} + \Delta t_{start}^{Q} \end{cases} \quad (5)$$

$$P_{net} = \begin{cases} 0 & for\ t < t_{start} + \Delta t_{start}^{P} \\ P_{net}^{nom}\left(1 - e^{-\frac{t-\left(t_{start} + \Delta t_{start}^{P}\right)}{\tau_{start}^{P}}}\right) & for\ t \geq t_{start} + \Delta t_{start}^{P} \end{cases} \quad (6)$$

La modélisation de la phase transitoire permet de prendre en compte l'inertie de ces systèmes. La Figure 3.10 montre l'évolution du rapport entre la puissance électrique au démarrage et la puissance électrique en régime établi. On observe que 95% de la puissance électrique nominale est atteinte au bout d'environ 6 minutes. La durée des cycles de fonctionnement peut jouer sur la performance de ces systèmes.

La **phase de refroidissement** débute à l'arrêt de la combustion. On distingue ensuite deux phases de refroidissement (Figure 3.16) :

- Au cours de la première phase de refroidissement, la pompe et le ventilateur fonctionnent permettant de récupérer de la chaleur au niveau de l'échangeur et de produire de l'électricité ;
- Au cours de la deuxième phase de refroidissement, la température de la tête du moteur étant faible, il est désynchronisé. La puissance électrique est nulle. La pompe et ventilateur continuent à fonctionner ainsi que la production thermique.

Pendant la phase d'arrêt du moteur, après la phase de refroidissement, le ventilateur et la pompe sont à l'arrêt. L'évolution de la température du moteur n'est régie que par les échanges thermiques avec l'ambiance ; les puissances thermique, électrique et de combustible sont égales à 0, seule la puissance liée à l'électronique n'est pas nulle.

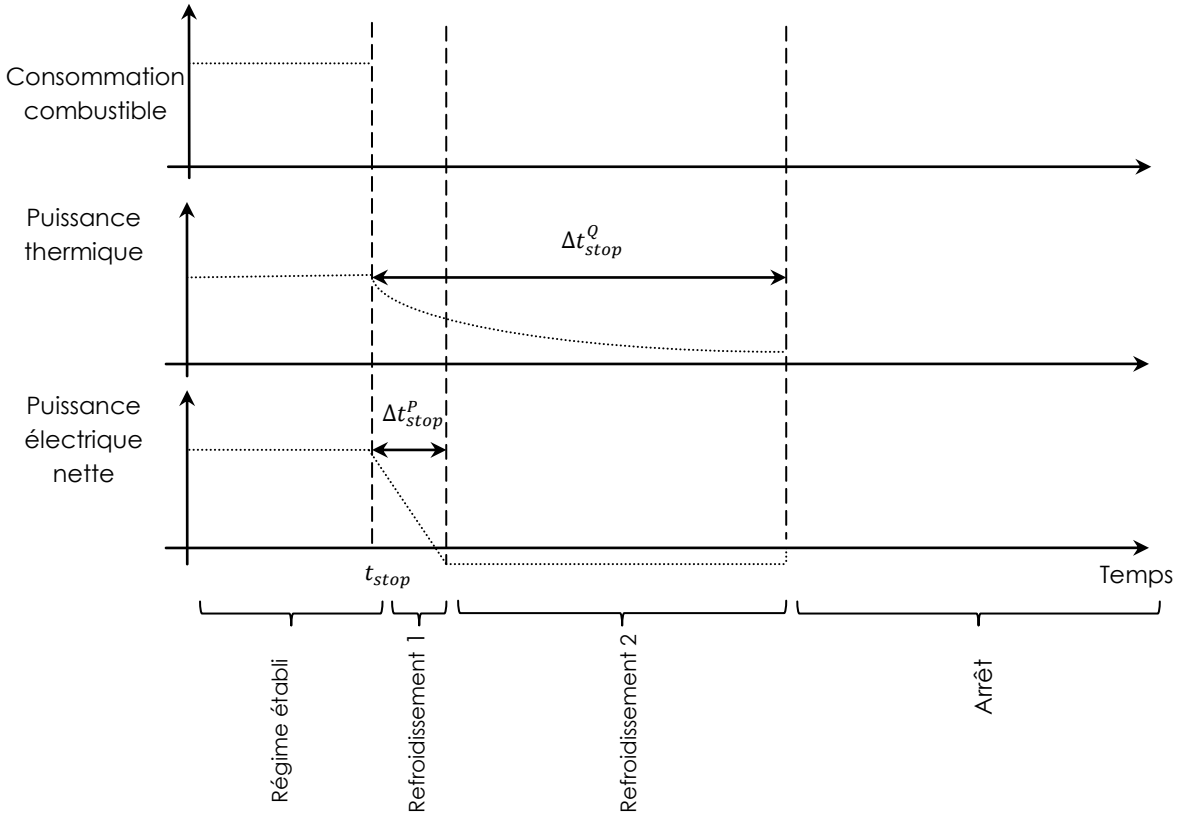


Figure 3.16 : Représentation de l'évolution des puissances électrique et thermique produites pendant les phases de refroidissement

La baisse de la production de chauffage au cours du temps est approximée par une fonction de transfert du premier ordre, caractérisée par une constante de temps (équation (7)). La durée de la phase de refroidissement avec le ventilateur et la pompe en fonctionnement est ici fixée par une temporisation.

La production d'électricité continue pendant quelques instants grâce à la chaleur accumulée par le moteur. Elle diminue presque linéairement jusqu'à 0 (Figure 3.11). La représentation retenue consiste en une loi linéaire (équation (8)).

$$\dot{Q}_{HX} = \begin{cases} 0 & for\ t > t_{stop} + \Delta t_{stop}^{Q} \\ \dot{Q}_{HX} = \dot{Q}_{HX}^{nom} e^{-\frac{t - t_{stop}}{\tau_{stop}^{Q}}} & for\ t \leq t_{stop} + \Delta t_{stop}^{Q} \end{cases} \quad (7)$$

$$P_{net} = \begin{cases} -P_{aux} - P_{electro} & for\ t > t_{stop} + \Delta t_{stop}^{P} \\ P_{net} = P_{gross}^{nom} \left(1 - \frac{t - t_{stop}}{\Delta t_{stop}^{P}}\right) - P_{aux} - P_{electro} & for\ t \leq t_{stop} + \Delta t_{stop}^{P} \end{cases} \quad (8)$$

Des équations supplémentaires peuvent être ajoutées afin d'évaluer les pertes sensibles et latentes dans les fumées (Andlauer, 2011). L'étape suivante consiste à identifier les paramètres du modèle à partir d'essais.

1.5.2. *Paramétrage du modèle (constantes de temps, consommation des auxiliaires)*

La procédure d'identification s'appuie sur les quatre périodes de fonctionnement: phase de démarrage, régime établi, phase de refroidissement, et phase d'arrêt. Trois types de paramètres peuvent être distingués : les paramètres caractérisant le régime permanent, ceux caractérisant les régimes transitoires dont ceux liés à la stratégie de contrôle.

Afin de paramétrer les équations (1), (2) et (3), c'est-à-dire identifier 6 coefficients et 5 valeurs nominales, plusieurs essais doivent être réalisés avec débit d'eau et température de départ d'eau variables. Dans le cas de la micro-cogénération testée, le modèle peut être réduit à 3 coefficients. En effet, la puissance thermique peut considérée comme constante quelque soit le débit et la température d'eau (Figure 3.5.) et la puissance électrique ne dépend pratiquement pas du débit d'eau (Figure 3.7).

Les consommations électriques liées aux auxiliaires (pompe, ventilateur et électronique) peuvent être déterminées par différents moyens : soit la micro-cogénération est équipée de deux câbles électriques distincts (l'un pour l'électricité produite et l'autre pour l'électricité consommée) ou ces consommations peuvent être déduites lors d'une phase de refroidissement quand la production électrique devient nulle, mais les auxiliaires sont encore en fonctionnement. Pour la consommation de l'électronique, elle peut être mesurée en phase d'arrêt. Ces valeurs peuvent également être trouvées dans les données du fabricant.

Les paramètres liés aux phases transitoires sont au nombre de 7. Trois constantes de temps sont utilisées pour : la puissance thermique au démarrage et à l'arrêt et la puissance électrique au démarrage uniquement. Quatre temps doivent être mesurés afin d'identifier les délais avant le début des productions thermique et électrique au démarrage et leur arrêt au refroidissement. Ces paramètres sont facilement identifiables à partir d'un essai lors de la phase de démarrage et celle de refroidissement.

Le modèle peut ainsi être paramétré avec peu d'essais. Il n'est pas nécessaire d'utiliser un solveur pour identifier les paramètres.

1.6. Conclusions

La caractérisation expérimentale des équipements est une étape indispensable au développement des modèles d'équipements et dans certains cas pour identifier les modèles. Elle nous a permis de construire le modèle (notamment identifier les paramètres influents et

ceux que l'on peut négliger en vue de la simplification du modèle) et de le valider. Des essais sont généralement nécessaires pour les nouveaux produits en cours d'introduction sur le marché. En effet, les données fournies par les constructeurs sont généralement insuffisantes. De plus, il y a rarement de normes disponibles pour les nouveaux produits et ils ne font pas encore partie de programmes de certification ou de bases données réglementaires telles que ATITA[2].

Un modèle empirique a été développé pour la micro-cogénération Stirling au gaz et mis en œuvre dans l'environnement TRNSYS afin d'évaluer ses performances énergétiques saisonnières. Il a été développé pour être adaptable à d'autres équipements de la même famille et pour être facilement paramétrable tout en étant le plus représentatif possible des différentes phases de fonctionnement. Le modèle a été validé pour le moteur Stirling De Dietrich pour des températures d'entrée d'eau de 30 à 60 °C et des débits d'eau de 8 à 16 $l.min^{-1}$. Des essais ont été menés sur un micro-cogénérateur fonctionnant au bois et ont permis de montrer comment le modèle peut être adapté pour un autre équipement de micro-cogénération (Bouvenot et al., 2014b).

[2] http://www.rt2005-chauffage.com/default.asp

II. Evaluation de la performance des systèmes – positionnement de la micro-cogénération

2.1. Introduction

Afin de répondre aux exigences minimales de performance énergétique dans les bâtiments, non seulement l'isolation, les infiltrations et la ventilation mais aussi la production de chaleur doivent être pris en compte. La performance énergétique et l'impact environnemental des systèmes de chauffage est une question récurrente qui a déjà donné lieu à de nombreuses publications. Cabrol et Rowley (2012) ont estimé les économies d'émissions de CO_2 obtenues par l'utilisation d'une pompe à chaleur à air à la place d'une chaudière à gaz classique. Les résultats varient entre 26% et 36%, en fonction du bâtiment et de la température considérée. Kelly et Cockroft (2011) ont également évalué ces économies liées à l'utilisation de pompes à chaleur à air en rénovation. Leurs simulations validées par des données expérimentales montrent que les pompes à chaleur produisent des émissions de GES de 12% de moins que les chaudières gaz à condensation. Dorer et Weber (2009) ont évalué la performance énergétique et les émissions de CO_2 de plusieurs systèmes de micro-cogénération et les ont comparés à des pompes à chaleur et des chaudières conventionnelles. La pompe à chaleur offre les réductions maximales d'émissions de CO_2 par rapport à une chaudière à gaz, tandis que les systèmes de micro-cogénération permettent d'atteindre les meilleures réductions de consommation d'énergie primaire, jusqu'à 34%.

Notre étude a visé à évaluer les performances énergétiques et environnementales de six systèmes de chauffage installés dans des immeubles résidentiels à faible consommation d'énergie. Les systèmes étudiés sont les suivants :

- La chaudière à condensation gaz
- La chaudière à bois
- La micro-cogénération
- La pompe à chaleur électrique air/eau
- La pompe à chaleur à absorption gaz air/eau
- La VMC double flux thermodynamique

Ces systèmes représentent un panel de différentes solutions proposées sur le marché dont certaines très présentes dans les constructions BBC (Figure 3.17). Sur la Figure 3.17, on observe la répartition nationale de l'énergie de chauffage pour les maisons individuelles dans le neuf. Pour l'énergie bois, les systèmes les plus représentés sont le poêle et la chaudière. Pour l'électricité, la pompe à chaleur est beaucoup plus fréquente que les radiateurs électriques. On observe une disparité entre les régions. Par exemple, en Languedoc Roussillon, le bois représenté 54% des maisons individuelles en secteur diffus.

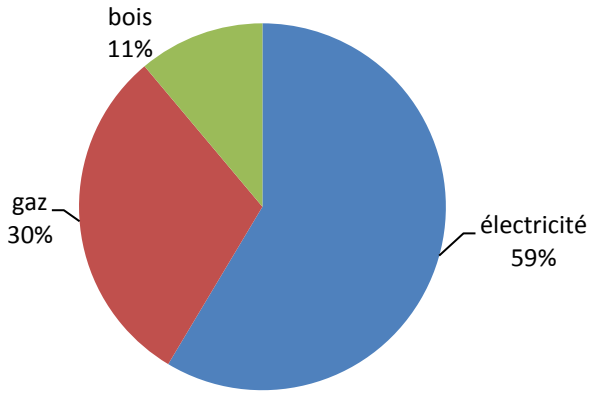


Figure 3.17 : Part des différents types de chauffage dans le BBC en France – maisons individuelles en secteur diffus (Observatoire BBC, 2014)

Dans nos cas d'étude, on retrouve les systèmes classiques à combustion (chaudière à condensation à gaz et chaudière à bois) et des systèmes thermodynamiques (PAC air/eau et VMC double flux thermodynamique). Par ailleurs, on a intégré des systèmes innovants en cours d'introduction sur le marché, comme la micro-cogénération et la pompe à chaleur à absorption. Cette étude (Pineau et al., 2013) a eu donc pour ambition de proposer une évaluation des performances des systèmes de chauffage adaptés au bâtiment à faible consommation d'énergie, basée sur la consommation d'énergie primaire ainsi que les émissions de gaz à effet de serre. Ces évaluations visent à comparer les systèmes, mais aussi étudier l'importance de leur dimensionnement et les effets introduits par l'absence sur le marché de faibles puissances pour certaines technologies.

2.2. Méthodologie

La comparaison des systèmes a été réalisée par simulation dans l'environnement TRNSYS sur une saison de chauffage (du 1er octobre au 30 avril). Les six systèmes de chauffage sont couplés à une maison individuelle à faible consommation énergétique. Les simulations permettent d'obtenir leur consommation d'énergie finale, et donc leur consommation d'énergie primaire et leurs émissions de gaz à effet de serre. Les besoins de chauffage de la maison ainsi que la performance de certains des systèmes étudiés dépendent du climat considéré, c'est pourquoi cette étude est menée sur quatre localisations géographiques différentes, représentatives de la variété des climats d'Europe de l'ouest (Tableau 3.2).

Tableau 3.2 : Climats retenus et Degrés Jours Unifiés

Ville	Gênes	Poitiers	Amsterdam	Munich
DJU (en °C.jour)	1258	2103	2480	3014

2.2.1. *Cas d'étude – description de maison individuelle*

Le bâtiment choisi comme cas d'étude est une maison individuelle décrite en détail dans (El Fouih et al., 2012). C'est une maison de plain-pied de 100 m² occupée par quatre personnes (deux adultes et deux enfants). Elle se compose d'une zone d'espace de vie de 33 m², d'une zone chambres de 56 m² et d'une cuisine de 10 m². La surface vitrée totale est de 25,5 m². La maison est bien isolée, ses murs extérieurs sont constitués de trois couches : 14 cm de ciment, 13,7 cm d'isolant et 1,2 cm de plâtre pour une conductivité thermique totale de 0,194 W/(m².K). La température de consigne est de 20 °C en période d'occupation et 16 °C en

période d'inoccupation (10:00-18:00 en semaine uniquement). Le renouvellement de l'air est assuré par une ventilation hygro-réglable.

Les apports internes, le débit de ventilation et les infiltrations de la maison sont donnés dans le Tableau 3.3. Lorsque les appareils sont en veille, ils ne consomment plus que 5% de cette puissance nominale. Les horaires de fonctionnement et de veille des appareils électriques, les horaires d'occupation des différentes pièces ainsi que la gestion de l'éclairage artificiel sont disponibles dans (Grignon Massé et al., 2009).

Tableau 3.3 : Quelques caractéristiques de la maison

Paramètre	Cuisine	Salon	Chambres
Puissance de l'éclairage (W/m²)	5	5	5
Puissance thermique dégagée par les appareils électriques (W/m²)	45	10	7
Densité d'occupation	1 pers. par 5,5m²	1 pers. par 6,6m²	1 pers. par 10m²
Ventilation maximale (m³/h)	150	65	85
Infiltration (m³/h)	111	61,75	29,75

2.2.2. *Choix des systèmes de chauffage*

Parmi les six systèmes de chauffage sélectionnés, cinq utilisent le vecteur eau pour la distribution de la chaleur dans les locaux. Ils sont donc indépendants du système de ventilation. Au contraire, la VMC double flux thermodynamique utilise le vecteur air pour le chauffage des locaux. Afin de maintenir l'équivalence entre les systèmes, la consommation électrique de la VMC dans le cas des systèmes à eau chaude est déduite de la consommation électrique de la VMC double flux thermodynamique.

Les rendements de la chaudière à gaz sur PCI à pleine charge et à charge partielle (30% de la charge nominale) sont établis pour correspondre à la performance moyenne des systèmes actuels, soit 98,0% à pleine charge et 108,3% à charge partielle (ATITA, 2012). Les rendements de la chaudière à bois sur PCI à pleine charge et à charge partielle sont également établis pour correspondre à la performance moyenne des systèmes actuels, soit 92,1% à pleine charge et de 89,5% à charge partielle (FLAMME VERTE, 2012).

Les performances de la pompe à chaleur électrique sont interpolées à partir de tests de laboratoire effectués par l'agence de certification WTE certification (Wärmepumpen-Testzentrum, 2009) et calibrés pour que le COP nominal aux conditions de référence corresponde à la performance minimale requise par le label Promotelec (Promotelec, 2011).

La micro-cogénération Stirling étant une technologie émergente, ses caractéristiques sont basées sur les résultats des tests de laboratoire du prototype Remeha fabriqué par De Dietrich présentés ci-avant.

De même, les performances de la pompe à chaleur gaz à absorption sont basées sur des essais en laboratoire effectués par (VDE, 2008) sur le modèle de l'E3 LT fabriqué par Robur.

La VMC thermodynamique est constituée d'un échangeur de chaleur air/air et d'une pompe à chaleur sur air extrait. Comme mentionné précédemment, ce dispositif sert au renouvellement de l'air ainsi qu'au chauffage. Le système considéré dans l'étude est le modèle 300/3000 T.Zen fabriqué par Aldes. Ses performances sont décrites dans la demande d'agrément de la réglementation thermique française du bâtiment de 2012 (JORF, 2012).

2.2.3. *Principe de modélisation*

Pour réaliser les simulations du fonctionnement du système de chauffage, le logiciel TRNSYS (Transient System Simulation Tool) a été utilisé. Le principe de modélisation retenu est basé sur une simulation au pas de temps horaire en « boucle ouverte ». En d'autres termes, le système est considéré comme régulé idéalement et capable de fournir la puissance moyenne sur une heure nécessaire pour atteindre la température de consigne. Une modélisation en « boucle fermée » aurait permis de prendre en compte la régulation du système laquelle peut avoir un impact non négligeable sur la consommation annuelle d'énergie (BLERVAQUE et al., 2013). Cependant, nous n'avons pas retenu cette solution dans cette étude pour deux raisons principales :

- La régulation est propre à chaque marque et leurs caractéristiques ne sont que très rarement fournies par les constructeurs. Introduire une régulation aurait nécessité des essais expérimentaux lourds ;
- L'introduction de la régulation impose d'utiliser des modèles de systèmes dynamiques ou pseudo-dynamiques et une modélisation sur des pas de temps beaucoup plus courts. La modélisation des systèmes dans les outils de simulation énergétique des bâtiments est aujourd'hui essentiellement fondée sur une approche quasi-statique et des pas de temps horaires. Une modélisation en « boucle fermée » aurait requis le développement de nouveaux modèles et aurait engendré des temps de calcul beaucoup plus importants.

À partir du calcul du besoin heure par heure en chauffage, ainsi que de la puissance nominale du système de chauffage considéré et du type de système d'émission (radiateur basse température ou plancher chauffant), un modèle de comportement du système de chauffage fournit les puissances de combustible et/ou d'électricité consommées par celui-ci heure par heure (Figure 3.18).

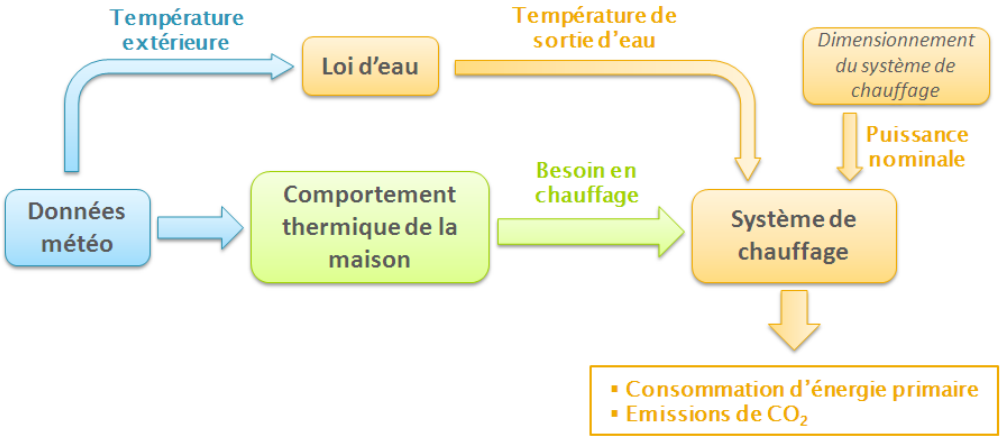


Figure 3.18 : Principe de modélisation (Pineau, 2012)

Dans cette étude, seul le système de production de chaleur est pris en compte. L'ensemble de la distribution et de l'émission est supposé idéal, c'est-à-dire fournissant l'ensemble de la chaleur produite aux pièces à chauffer, permettant d'atteindre exactement la température de consigne. Les pertes ne sont pas considérées (elles sont supposées récupérées par le bâtiment). Par ailleurs, la température de départ du système de production est généralement variable en fonction de la température extérieure. Cette température joue un rôle important dans la performance des systèmes thermodynamiques. En conséquence, la « loi d'eau », c'est-à-dire la relation entre la température extérieure et la température de

consigne de l'eau en sortie du système de chauffage a été modélisée. Dans cette étude, deux émetteurs sont étudiés, le plancher chauffant et le radiateur basse température. Leur loi d'eau respective est donnée par la norme européenne EN 14825 (CEN, 2013).

2.2.4. *Indicateurs de performance*

Les systèmes de chauffage sont analysés et comparés suivant deux indicateurs de performance : (a) la consommation annuelle d'énergie primaire, exprimée en kWh, et (b) les émissions annuelles de Gaz à Effet de Serre (GES), exprimées en kg équivalent dioxyde de carbone (kg eq-CO_2).

La consommation d'énergie primaire est l'indicateur standard utilisé pour évaluer la performance énergétique comme par exemple dans le cadre de la *Réglementation Thermique 2012*. Les facteurs de conversion en énergie primaire totale retenus sont extraits de la norme européenne EN 15603 (CEN, 2008). On trouve différentes valeurs qui résultent de conventions différentes d'un pays à un autre. Le facteur de conversion total défini dans la norme EN 15603 intègre, pour chaque vecteur énergétique, l'extraction, le traitement, le stockage, le transport, la transformation et la distribution. Ce facteur est toujours supérieur à 1[3]. Les facteurs d'énergie primaire peuvent aussi varier d'un pays à un autre, notamment pour l'électricité qui est produite par des mix de production très variables.

Tableau 3.4 : Coefficient de conversion d'énergie finale en énergie primaire

Type d'énergie	Coefficient de conversion en énergie primaire
Gaz	1.36
Bois[4]	1.06
Electricité[5]	3.31

Les facteurs d'émission des combustibles fossiles utilisés dans cette étude sont ceux fixés par l'ADEME (Tableau 3.5). Les émissions de gaz à effet de serre dues à la consommation d'électricité sont calculées par l'intermédiaire d'un facteur d'émission qui prend en compte les émissions de gaz à effet de serre du parc électrique considéré. Ce facteur dépend de la composition du parc électrique, et donc diffère selon le pays considéré. Notre étude portant sur quatre villes situées en France, en Allemagne, en Italie et aux Pays-Bas, le tableau suivant fournit le facteur d'émission dû à la consommation électrique pour ces quatre pays (ADEME, 2010).

Tableau 3.5 : Facteurs d'émission de GES (ADEME, 2010)

Type d'énergie	Gaz Naturel	Bois	Electricité		
			France	Allemagne & Italie	Pays-Bas
Facteur d'émission (kg CO_2/kWh *PCS*)	185	0			
Facteur d'émission (kg CO_2/kWh_e)			84	403	392

[3] En revanche, le facteur d'énergie primaire non renouvelable peut être inférieur à 1 car il ne prend en compte que l'énergie non renouvelable nécessaire à l'acheminement de l'énergie reçue par le bâtiment.
[4] Copeaux de bois
[5] « Mix » électrique UCTE

Les émissions annuelles de GES proviennent de la combustion du gaz naturel, de la consommation d'électricité mais aussi pour les pompes à chaleur électriques du fluide frigorigène utilisé (ici R410A) qui a un potentiel de réchauffement climatique important. Les fuites de fluide frigorigène pendant les phases de fonctionnement et de recyclage entraînent des émissions supplémentaires de gaz à effet serre (en kg éq. CO_2/an) calculées sur une base annuelle inspirée de la norme européenne EN 378 (CEN, 2011) :

$$AEWI\ (kg\ éq.\ CO_2/an) = E_{annual} \times \beta + PRG \times L + PRG \times m / n \times (1- \alpha_{rec}) \quad (9)$$

Avec AEWI l'impact annuel sur l'effet de serre (kg CO_2/an) ; E_{annual}, la consommation annuelle d'électricité (kWh) ; β le facteur d'émission (eq. CO_2/kWh) ; PRG, le potentiel de Réchauffement Global ; L le taux de fuite annuel (kg/an), m la charge en fluide frigorigène (kg), n la durée de vie de l'appareil et α_{rec} le facteur de récupération/recyclage (de 0 à 1).

Les fuites de réfrigérant représentent une part significative de l'impact total de la pompe à chaleur sur l'environnement.

2.3. Modélisation des systèmes de chauffage

L'approche quasi-statistique retenue ici et adaptée à la simulation au pas de temps horaire a conduit à utiliser des modèles de comportement identifiés avec des données de performance provenant de tests de laboratoire. Les six systèmes de chauffage considérés ont été modélisés sous TRNSYS ainsi que la pompe de distribution et le système de ventilation.

2.3.1. *La distribution de chaleur*

La pompe de circulation est dimensionnée de sorte que le débit d'eau puisse transporter la quantité de chaleur produite à la puissance nominale. La relation entre la consommation électrique de la pompe (en W), la puissance nominale de l'installation de chauffage (en kW) et l'augmentation de la température de l'eau à travers le système de chauffage (en ° C) est donnée par la relation empirique suivante (KEMNA et al., 2007) :

$$P_{pompe} = 196.3 \frac{P_{nom}}{c_p.\Delta T} + 26.7 \quad (10)$$

L'augmentation de la température de l'eau à travers le système de chauffage est donnée pour chaque technologie dans le Tableau 3.6.

Tableau 3.6. : Caractéristiques du système de chauffage

Caractéristiques	Chaudière à gaz	Chaudière à bois	Micro cogénération	PAC éléctrique air/eau	PAC absorption air/eau	PAC air/air
ΔT (°C)	20	20	8	5	10	-
τ_{min} (-)	0.3	0.3	1.0	0.4	0.3	0.4

La puissance électrique consommée par la pompe de circulation est supposée entièrement convertie en chaleur et fournie à l'eau. Cette puissance thermique est déduite de la demande interne de chauffage. La consommation électrique de la pompe est prise en compte dans l'évaluation des systèmes.

2.3.2. *Les systèmes non-thermodynamiques*

Les performances des systèmes de chauffage non-thermodynamiques ne sont pas directement influencées par la température extérieure. Toutefois, dans le cas de la chaudière et de la micro-cogénération à gaz, l'efficacité nominale varie en fonction de la température d'alimentation en eau, dans la mesure où l'efficacité de récupération de la chaleur sur les fumées est d'autant plus importante que la température de l'eau est faible. Par conséquent, l'efficacité nominale est calculée selon l'équation suivante :

$$\eta_x = \eta_{nom} + a_{nom} \times (T_{nom} - T_x) \quad (11)$$

avec η_{nom} le rendement nominal à T_{nom} et η_x le rendement à une température T_x

La puissance maximale varie également en fonction de la température d'alimentation en eau, et est calculée comme suit :

$$P_x = P_{nom} \times \eta_{nom} / \eta_x \quad (12)$$

Dans le cas de la chaudière à gaz, l'efficacité à 30% de la charge varie selon la même équation. Les paramètres utilisés dans l'équation (11) sont donnés dans le Tableau 3.7.

Les pertes thermiques lorsque la chaudière est éteinte sont estimés respectivement pour les chaudières à gaz et à bois par les relations empiriques ci-dessous, issues de la réglementation thermique française (CSTB, 2012) et de la norme EN 15316-4-1 (CEN, 2010) :

$$Q_{0,gaz} = \frac{Q_{0,30}}{\eta_{nom}} \times \left(\frac{T_{eau} - 20}{30} \right)^{1.25} \quad (13)$$

Avec

$$Q_{0,30} = \frac{Pnom \times (1.75 - 0.55 \times \log 10(Pnom))}{100}$$

Et

$$Q_{0,bois} = 0.08 \times P_{nom}^{0.72} \quad (14)$$

Les performances des chaudières à gaz et à bois à charge partielle sont régies par les mêmes hypothèses. Si le taux de charge, le rapport entre la demande de chauffage et la puissance maximale produite, est compris entre 1 et le taux de charge minimal, le système fonctionne en régime permanent et son efficacité est supposée varier linéairement avec le taux de charge. Pour les taux de charge en-dessous du facteur de charge minimal, le système fonctionne alternativement en marche/arrêt et les pertes thermiques sont supposées varier linéairement avec le taux de charge.

Tableau 3.7 : Paramètres des systèmes à combustion

Paramètres	Chaudière à gaz	Chaudière à bois	Micro-cogénération
η_{nom} (-)	0.980	0.921	0.801
a_{nom} (1/K)	0.002	-	0.0024
T_{nom} (°C)	70	-	38.5
$\eta_{30\%}$ (-)	1.083	0.895	-
$a_{30\%}$ (1/K)	0.002	-	-
$T_{30\%}$ (°C)	33	-	-
η_{elec} (-)	-	-	0.118

Les deux chaudières à gaz et à bois comprennent également des auxiliaires consommateurs d'électricité (un ventilateur, un processeur et l'électronique de commande). La consommation des auxiliaires des chaudières gaz est basée sur les données typiques (Tableau 3.8) fournies par KEMNA et al. (2007). La consommation électrique de la chaudière à bois est supposée varier linéairement avec le taux de charge, avec une consommation de 26,5 W en veille et de 50 W à pleine charge.

Tableau 3.8 : Consommation électrique des auxiliaires de la chaudière

Type d'auxiliaire	Type de fonctionnement	Consommation
Ventilateurs	Variation linéaire en fonction du taux de charge	De 6 à 30 W
Processeur	On/Off	6 / 8 W
Electronique de commande	On/Off	0 / 10 W

Le comportement de la micro-cogénération est modélisé suivant les essais réalisés sur le micro-cogénérateur Stirling de De Dietrich présenté ci avant. Le moteur Stirling fonctionne sans moduler en fonction de la charge. Il est couplé à une chaudière auxiliaire à gaz pour fournir le besoin thermique quand celui-ci augmente.

La Figure 3.19 présente l'efficacité de ces systèmes en fonction du taux de charge. Pour la micro-cogénération, la puissance nominale est fournie à 20% par le moteur Stirling et à 80% par la chaudière auxiliaire.

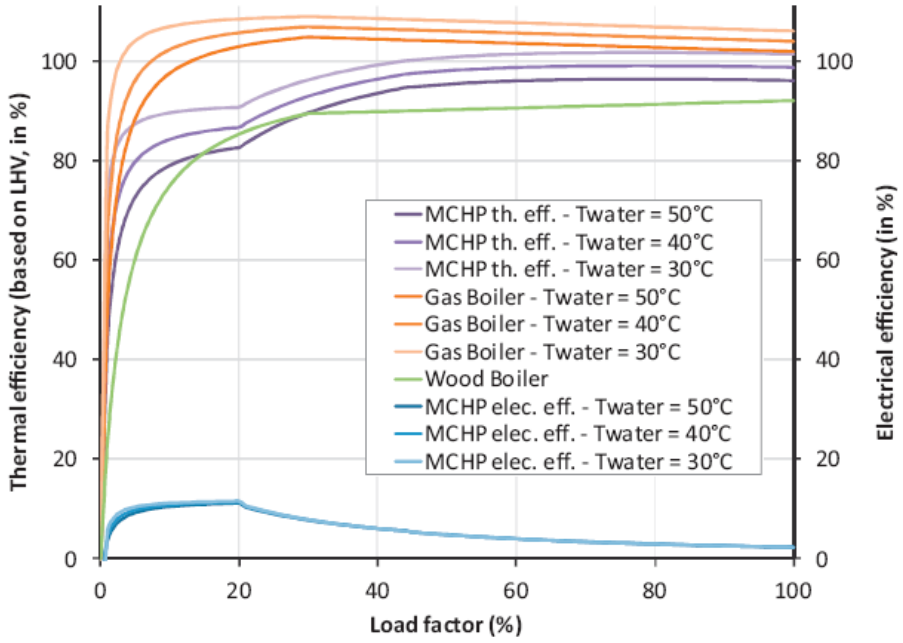


Figure. 3.19. : Rendement thermique (et électrique) des systèmes à combustion en fonction du taux de charge (Pineau et al., 2013)

2.3.3. *Les systèmes à pompes à chaleur*

Le principe de modélisation des pompes à chaleur électrique et à absorption est le suivant : la performance à pleine charge de la pompe à chaleur est calculée à partir de la température de l'air extérieur et de la température de l'eau de chauffage par l'intermédiaire de matrices de performances établies à partir de tests en laboratoire (COP et consommation électrique pour la PAC électrique et GUE[6] et consommation de gaz pour la PAC à absorption). Si les températures d'air ou d'eau sont différentes de celles des matrices, le COP à pleine charge et la consommation électrique ou de gaz sont calculés par interpolation linéaire à partir des valeurs les plus proches de la matrice correspondante.

Les performances à charge partielle des deux PAC air/eau électrique et à absorption sont régies par les mêmes hypothèses. En régime permanent, le COP est supposé varier linéairement avec le taux de charge jusqu'à un taux de charge minimal. Le COP au taux de charge minimal est calculé à partir de l'équation ci-dessous :

$$COP_{min} = k.\ COP_{nom} \qquad (15)$$

[6] GUE (Gas Utilisation Efficiency) est le rapport entre la puissance thermique fournie et la puissance gaz consommée par le brûleur

Si le taux de charge devient inférieur au taux de charge pour lequel le compresseur a atteint sa vitesse de rotation minimale, la pompe à chaleur fonctionne alors de façon intermittente. La puissance électrique consommée hors auxiliaires (ventilateur et compresseur) est alors supposée varier linéairement avec le taux de charge et être nulle en veille. Sa valeur au taux de charge minimum est déterminée en retranchant la consommation des auxiliaires à la consommation électrique totale. La consommation des auxiliaires (électronique, résistance de carter) est supposée constante. Elle est déterminée à partir de la puissance électrique totale consommée à pleine charge par l'équation suivante :

$$P_{aux} = \tau_{aux} \times P_{elec,nom} \quad (16)$$

Les paramètres des pompes à chaleur ainsi que les conditions nominales sont présentés dans le tableau 3.9.

Tableau 3.9. : Caractéristiques des Pompes à chaleur étudiées

Parameters	**PAC air/eau électrique**	**PAC air/eau à absorption**	**PAC sur air extrait**
Conditions de référence	T_{ext} = 7°C, T_{eau} = 35°C	T_{ext} = 7°C, T_{eau} = 50°C	T_{ext} = 7°C, T_{int} = 20°C
k (-)	1.09	0.9	-
τ_{aux} (-)	0.01	0.05	0.01
PRG (-)	2088	NA	2088
L (kg/an)	0.0325	NA	3%
m (kg)	0.3	NA	0.25
n (ans)	15	NA	15
α_{rec} (-)	0.9		0.9

En ce qui concerne la VMC thermodynamique, la modélisation s'appuie sur la pompe à chaleur électrique Z.Ten 300/3000 air-air d'Aldes. Elle opère suivant deux modes de fonctionnement : « normal » et « boost ». En mode « normal », la pompe à chaleur fonctionne avec un débit d'air de 160 m^3/h, et une fréquence de compresseur variant entre 20 Hz et 40 Hz. En mode « boost », le flux d'air augmente jusqu'à 400 m^3/h par recyclage de l'air extrait et la fréquence du compresseur croît de 40 Hz à 100 Hz, ce qui entraîne une augmentation de la puissance thermique produite mais aussi une baisse du COP.

En mode « normal », la puissance thermique fournie en fonction de la fréquence du compresseur, F, pour une température extérieure donnée est donnée par l'équation ci-dessous (JORF, 2012) :

$$P_{th} = a \cdot F^2 + b \cdot F + c \quad (17)$$

Les coefficients a, b et c varient en fonction de la température extérieure et sont calculés à partir des performances données dans (JORF, 2012). Comme la puissance thermique produite par la pompe à chaleur est égale à la demande de chauffage, la fréquence de fonctionnement du compresseur peut être calculée comme la racine d'un polynôme du second degré.

La puissance électrique consommée par la pompe à chaleur est ensuite calculée en utilisant l'équation ci-dessous, avec les coefficients d, e et f obtenus à partir des données extraites du (JORF, 2012).

$$P_{elec} = d \cdot F^2 + e \cdot F + f \quad (18)$$

La procédure pour le calcul de la consommation électrique de la pompe à chaleur en mode « boost » est similaire, bien que les coefficients soient différents. Lorsque la demande de chauffage est inférieure à la puissance thermique produite en mode « normal » à la fréquence minimale de fonctionnement du compresseur, la pompe à chaleur fonctionne en marche / arrêt. Le calcul de la performance en fonctionnement marche/arrêt suit un procédé similaire à celui utilisé pour les pompes à chaleur air-eau, avec les mêmes caractéristiques que la pompe à chaleur électrique air-eau.

Pour assurer la circulation d'air dans la centrale double flux, le système comprend deux ventilateurs, dont la consommation électrique peut devenir significative à des débits d'air élevés. Une relation entre la consommation électrique des ventilateurs (en W) et le débit d'air (en m^3/h) est établie à partir des données du fabricant (ALDES, 2012) comme suit :

$$P_{elec,\,fan} = \frac{Q_v \cdot \Delta P}{\eta_{fan}} = \frac{Q_v \cdot \left(0.414 \cdot \left(Q_v / Q_{v,nom}\right)^2\right)}{\left(0.610 \cdot \left(Q_v / Q_{v,nom}\right)^2 - 0.032 \cdot \left(Q_v / Q_{v,nom}\right) + 0.022\right)} \quad (19)$$

Comme mentionné dans le § 2.3.2, la consommation électrique de la VMC hygro-réglable utilisée dans la simulation des autres systèmes est déduite de la consommation totale du système de VMC Thermodynamique afin de comparer équitablement les systèmes.

L'évolution du COP en fonction du taux de charge et des températures extérieures pour les 2 pompes à chaleur air/eau et pour la pompe à chaleur sur air extrait est montrée sur la Figure 3.20. La performance de la pompe à chaleur électrique air-eau est très impactée par la température de l'air extérieur alors que la performance de la VMC thermodynamique varie beaucoup avec le taux de charge. Le COP de la PAC air/air est le plus élevé pour les faibles taux de charge. Les lignes en pointillés correspondent à la transition entre les deux modes de fonctionnement, « normal » et « boost ».

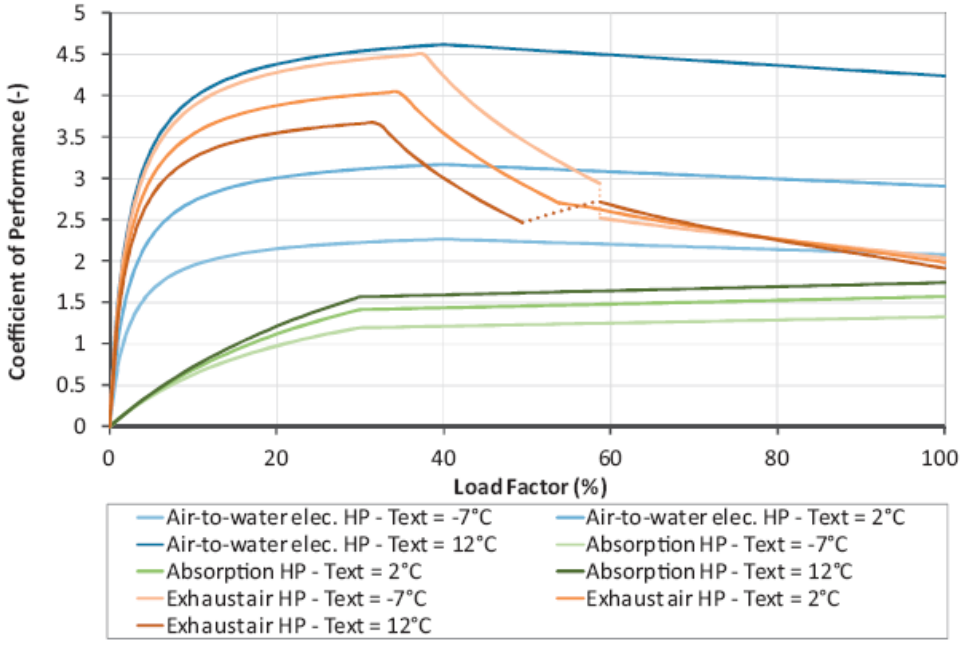


Figure 3.20. : Comportement des trois pompes à chaleur en fonction du taux de charge et pour différentes températures extérieures (Pineau et al., 2013)

L'ensemble des modèles décrits ici sont les modèles inspirés de la Réglementation Thermique 2012 (CSTB, 2012) et paramétrés par des données de la littérature. Des essais expérimentaux (§1.4.) menés sur une micro-cogénération Stirling gaz ont permis de construire et paramétrer un modèle simplifié. Les modèles pour les différents systèmes sont décrits dans (Pineau et al., 2013)

2.4. Dimensionnement des systèmes

Le dimensionnement du système de chauffage a une importance significative sur la performance du système et sur le niveau de confort thermique dans le bâtiment. Les études sur les systèmes de chauffage indiquent qu'ils sont généralement largement surdimensionnés. Liao et al. (2005) ont constaté un facteur de surdimensionnement de 50% en moyenne pour des chaudières installées dans les bureaux au Royaume-Uni. Peeters et al. (2008) ont observé des puissances installées pour des chaudières domestiques en Belgique en moyenne de près de trois fois supérieures aux puissances calculées avec une méthode normalisée. L'écart-type étant de130%, presque tous les systèmes installés étaient largement surdimensionnés.

Dans cette étude, les systèmes de chauffage sont dimensionnés suivant la méthode définie dans la norme EN 12831 (CEN, 2003). Le système de chauffage a pour objectif de produire l'énergie thermique nécessaire pour maintenir le confort thermique (c'est à dire la température de consigne) dans des conditions extérieures extrêmes. La méthode consiste à faire un calcul de déperditions en utilisant une température extérieure de référence. Nous avons utilisé les données de l'ASHRAE (2009). En plus de compenser les pertes de chaleur, le système de chauffage doit pouvoir fournir la puissance de relance nécessaire dans le cas d'un ralenti de température de jour ou de nuit dans le bâtiment. La surpuissance de relance est calculée dans la norme à partir de facteurs correctifs (en W/m² de surface chauffée) pour compenser les effets de l'intermittence du chauffage. Des facteurs ont été tabulés en fonction de la durée du ralenti, de la chute de température lors du ralenti mais aussi de l'inertie du bâtiment et du temps de relance.

2.4.1. Puissance nominale des systèmes de chauffage

Comme on l'a vu en introduction, le système de chauffage doit être capable de compenser les déperditions thermiques et de fournir la puissance de relance nécessaire à l'augmentation de la température de consigne dans la maison. Ainsi, la puissance nominale du système de chauffage P_n est donnée par la relation suivante :

$$P_n = \Phi_T(T_e) + \Phi_V(T_e) + \Phi_{RH} \quad (20)$$

avec Φ_{RH} la puissance de relance, estimée à 3,75 kW, Φ_T et Φ_V les déperditions par transmission et renouvellement d'air, calculées à la température de base T_e , la température minimale du climat considéré.

Cette puissance nominale correspond à la puissance que le système de chauffage doit pouvoir fournir à la température de base T_e. Ainsi, la puissance du système de chauffage varie en fonction du climat. D'autre part, si la puissance maximale que peut fournir un système de chauffage par combustion dépend très peu de la température extérieure et de la température d'eau, il n'en est pas de même pour les systèmes thermodynamiques. Ainsi, la puissance que peut fournir un système thermodynamique à la température extérieure T_e et la température d'eau T_{eau} diffère considérablement de sa puissance nominale dans les

conditions normalisées (c'est-à-dire la puissance nominale fournie par les constructeurs). Cette variation est illustrée sur la Figure 3.21.

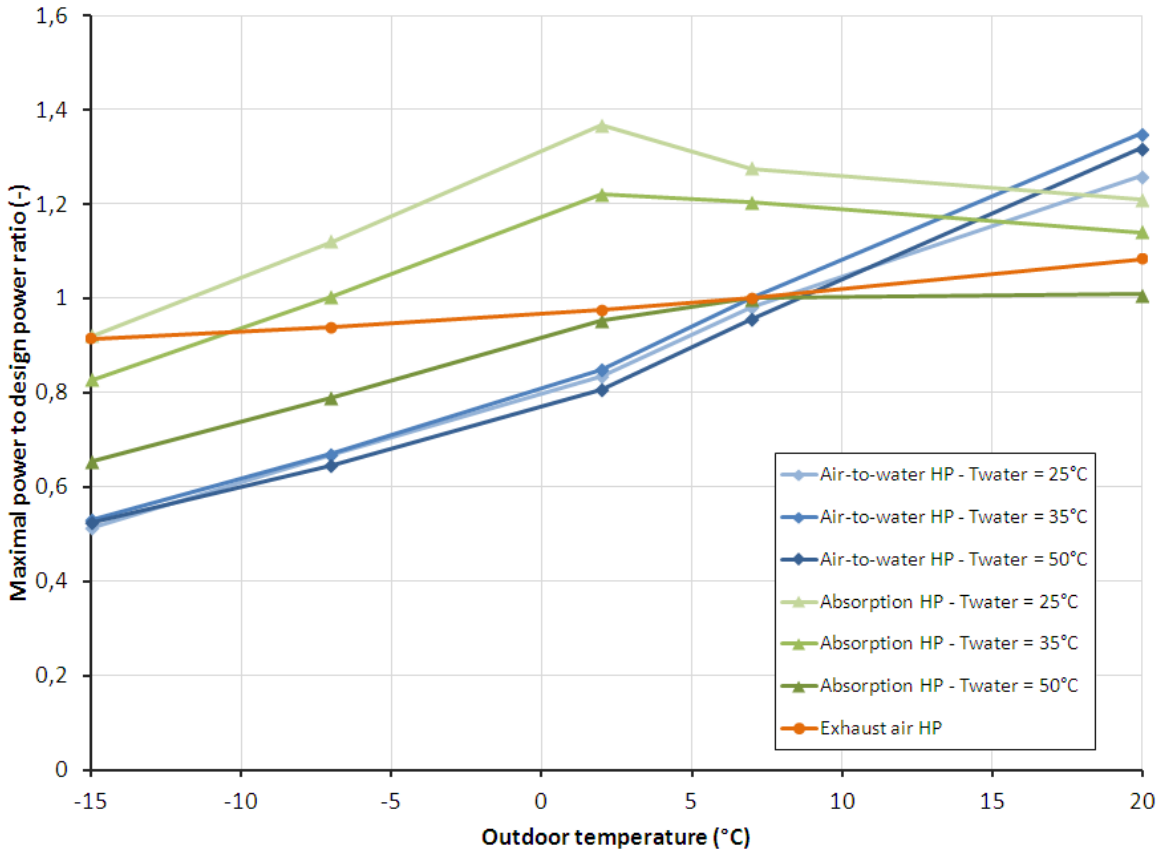


Figure 3.21. : Rapport de la puissance maximale fournie par le système de chauffage à différents niveaux de température extérieure à la puissance aux conditions nominales

De plus, la température d'eau à la température extérieure de base $T_{eau}(T_e)$ varie selon le système d'émission et sa loi d'eau. Ainsi, pour chaque système thermodynamique, il est nécessaire de calculer, à partir des cartes de performances, leur puissance nominale dans les conditions normalisées, à partir de la puissance qu'ils doivent fournir à la température T_e, et ce pour chaque type d'émetteur considéré dans l'étude. Le tableau suivant fournit le résultat du dimensionnement pour chaque type de chauffage.

Tableau 3.10 : Résultats du dimensionnement

Technologie	**Systèmes à combustion**	**PAC électrique**		**PAC à absorption**		**VMC thermo-dynamique**
Conditions normalisées[7]	-	$T_{e,nom}$ = 7°C $T_{eau,nom}$= 35°C		$T_{e,nom}$ = 7°C $T_{eau,nom}$ = 50°C		$T_{e,nom}$ = 7°C $T_{int,nom}$ = 20°C
Type d'émetteur	-	*Plancher chauffant*	*Radiateur basse temp.*	*Plancher chauffant*	*Radiateur basse temp.*	-
Gênes	6.5	7.9	5.2	7.9	5.8	2.9
Poitiers	7.8	11.6	7.7	12.0	9.0	2.9
Amsterdam	7.8	11.8	7.8	12.2	9.2	2.9
Munich	8.5	14.6	9.8	15.0	11.5	2.9

[7] Conditions dans lesquelles est donnée la puissance thermique du système thermodynamique. Données en (température extérieure en °C, température d'eau en °C) pour les deux PAC, en (température extérieure en °C, température intérieure en °C) pour la VMC thermodynamique.

Pour le système de VMC thermodynamique, le dimensionnement est basé sur le seul système existant pour lequel des données de performance détaillées ont pu être identifiées. Il s'agit de la pompe à chaleur de 2,9 kW développée par Aldes, et dont les performances ne peuvent pas être extrapolées à des puissances nominales plus élevées. La puissance du système est donc prise à 2,9 kW quel que soit le climat et elle est complétée par un chauffage auxiliaire par effet joule pour fournir la demande de chauffage supplémentaire.

2.4.2. *Puissances disponibles sur le marché*

Sur l'ensemble des technologies de chauffage prises en compte dans cette étude, certains systèmes sont déjà très répandus sur le marché. Ils sont proposés par de nombreux constructeurs, à des puissances nominales très variées. C'est le cas des chaudières à condensation gaz, des chaudières à bois et des PAC électriques air/eau. Au contraire, d'autres technologies émergentes sont très peu répandues sur le marché. C'est le cas de la micro-cogénération, dont le développement est en cours. Ainsi seule une version de cette technologie était disponible sur le marché au moment de l'étude, d'une puissance nominale de 25 kW. C'est également le cas de la PAC à absorption gaz, dont une seule version existait pour le chauffage résidentiel, d'une puissance nominale de 38 kW. Pour finir, la VMC thermodynamique est une technologie récente, proposée par un petit nombre de constructeurs.

La Figure 3.22 permet de comparer pour chaque technologie les puissances disponibles sur le marché avec les puissances de design des systèmes installés dans la maison à faible consommation d'énergie, pour chacun des climats considérés. On constate pour les chaudières à bois et à condensation gaz, que si la plupart des produits ont des puissances globalement trop élevées par rapport aux besoins d'une maison à faible consommation d'énergie, certains ont des puissances assez proches des besoins de la maison considérée dans cette étude. Le surdimensionnement dû à l'absence sur le marché de systèmes de faible puissance est relativement modéré. Pour les pompes à chaleur électriques, il existe de nombreux produits dans la gamme de puissance adaptée à la maison à basse consommation. En ce qui concerne la VMC thermodynamique, les puissances disponibles sont très limitées, mais elles correspondent assez bien aux puissances nécessaires pour la maison étudiée. Enfin, pour les technologies de micro-cogénération et de PAC à absorption gaz, une seule puissance est disponible induisant un surdimensionnement conséquent des installations. Ce surdimensionnement est en moyenne de 230% et 400% respectivement pouvant dégrader la performance de systèmes.

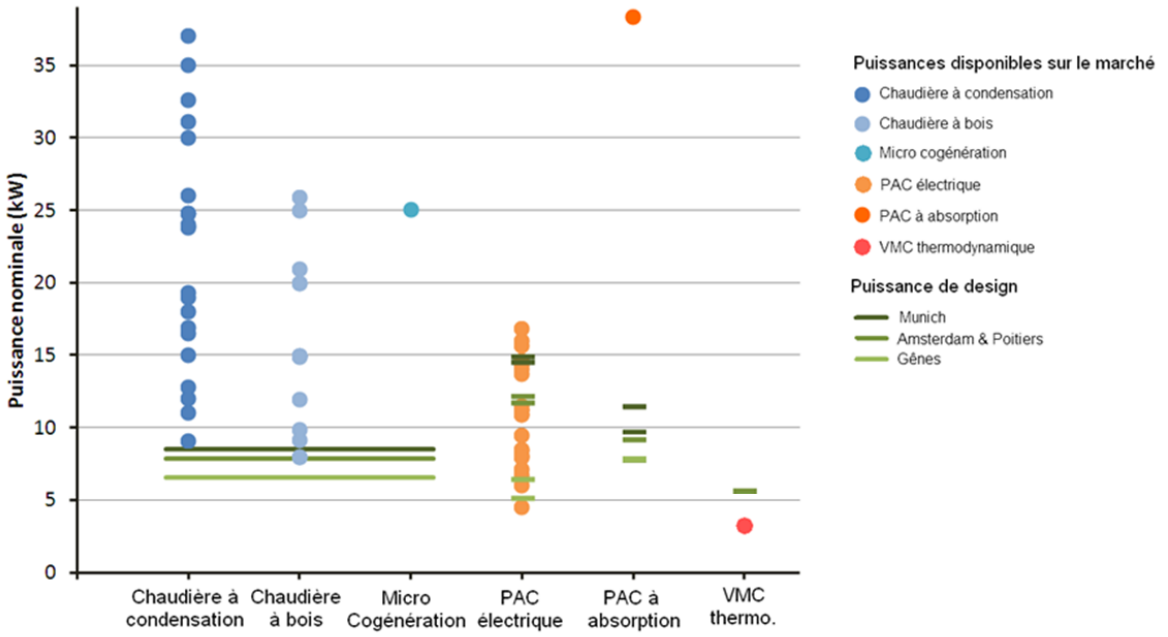


Figure 3.22 : Puissances disponibles sur le marché (Pineau, 2012)

2.5. Analyse des résultats

Des simulations sur la saison de chauffage ont été réalisées pour les six systèmes, dont les modèles ont été décrits dans le § 2.3. Les systèmes ont été dimensionnés selon les valeurs indiquées dans le Tableau 3.10. Les systèmes sont comparés en termes de consommation d'énergie primaire et d'émissions de Gaz à Effet de Serre. Des études de sensibilité sont ensuite menées afin d'évaluer l'impact de la limitation des puissances disponibles sur le marché, du surdimensionnement et de l'intermittence du chauffage sur les consommations d'énergie. Les résultats sont présentés en fonction des degrés-jours de chauffage de chacun des quatre climats européen étudiés (Tableau 3.2).

2.5.1. Comparaison des consommations d'énergie primaire

La Figure 3.23 montre la consommation d'énergie primaire annuelle de chaque système de chauffage en fonction des degrés-jours de chauffage (HDD) des climats considérés. Pour les climats chauds, les consommations d'énergie les plus faibles sont atteintes avec la VMC thermodynamique, la pompe à chaleur air/eau et la micro-cogénération. Pour les climats froids, la consommation d'énergie de la VMC thermodynamique augmente de façon significative, due à l'augmentation de la consommation d'énergie des radiateurs électriques d'appoint. Par ailleurs, le COP de la pompe à chaleur électrique air-eau est affecté par les températures extérieures basses, provoquant une augmentation importante de sa consommation d'énergie primaire quand la rigueur climatique croît. Les plus faibles consommations d'énergie dans les climats froids et tempérés sont atteintes avec la pompe à chaleur à absorption et la micro-cogénération, dont les performances sont stables quelque soit le climat.

Les conclusions sont similaires pour les deux types d'émetteurs. Cependant, l'utilisation du chauffage par le sol au lieu de radiateurs basse température conduit à des économies

d'énergie primaire moyennes de 1,8% avec une micro-cogénération ou une chaudière à gaz, contre 6,0% avec une pompe à chaleur air-eau (électrique ou à absorption).

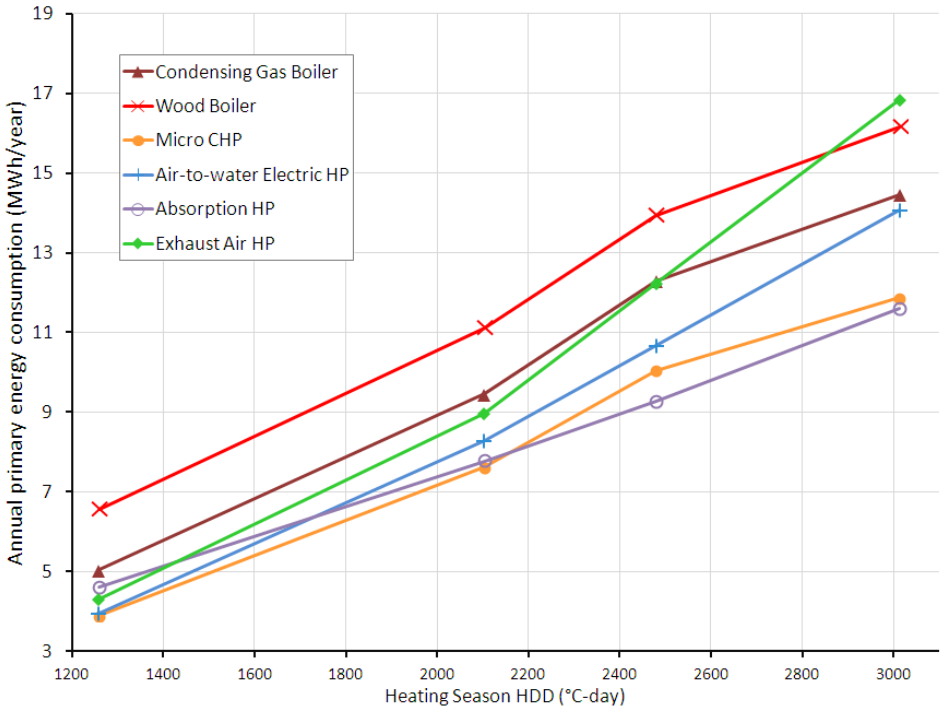


Figure. 3.23. : Consommation annuelle d'énergie primaire des six systèmes de chauffage couplés à des radiateurs basse température

2.5.2. *Comparaison des émissions de Gaz à effet de serre*

La comparaison des émissions de Gaz à Effet de Serre (GES) entre les six systèmes est très dépendante du mix énergétique utilisé pour la production d'électricité. La technologie la moins émettrice est naturellement la chaudière à bois, et ce quel que soit le mix électrique considéré. La Figure 3.24 montre que le mix énergétique français favorise les technologies électriques, alors que les mix allemand et italiens favorisent les technologies au gaz (Figure 3.25). Les résultats sur la Figure 3.24 présentent le cas de radiateurs basse consommation. On remarque que dans le cas du mix français, la micro-cogénération émet plus de gaz à effet de serre que la chaudière à condensation, la production électrique de la micro-cogénération à partir de gaz naturel étant plus émettrice de GES que le parc français, à dominante nucléaire. Compte tenu de la spécificité du mix énergétique français, prendre un facteur d'émission moyen comme pour les autres pays est contestable. L'ADEME (2010) a proposé une méthode de décomposition du contenu CO_2 par usage de l'électricité. Le facteur d'émission pour le chauffage est de 180 gCO_2/kWh, soit plus de deux fois supérieur au facteur d'émission moyen (84 g CO_2/kWh).

Les fuites de fluide frigorigène représentent une part importante de l'impact environnemental dans le cas de la pompe à chaleur électrique air-eau. Elles représentent 57% des émissions totales de GES de la pompe à chaleur électrique air/eau dans le contexte du mix électrique français, et 22% dans les contextes allemands et italiens. Comme la pompe à chaleur électrique sur air extrait est sous-dimensionnée par rapport à la demande de chauffage, les fuites de fluides frigorigènes ont un impact plus faible sur les émissions totales de GES, allant de 6 à 23% en fonction du mix électrique du pays.

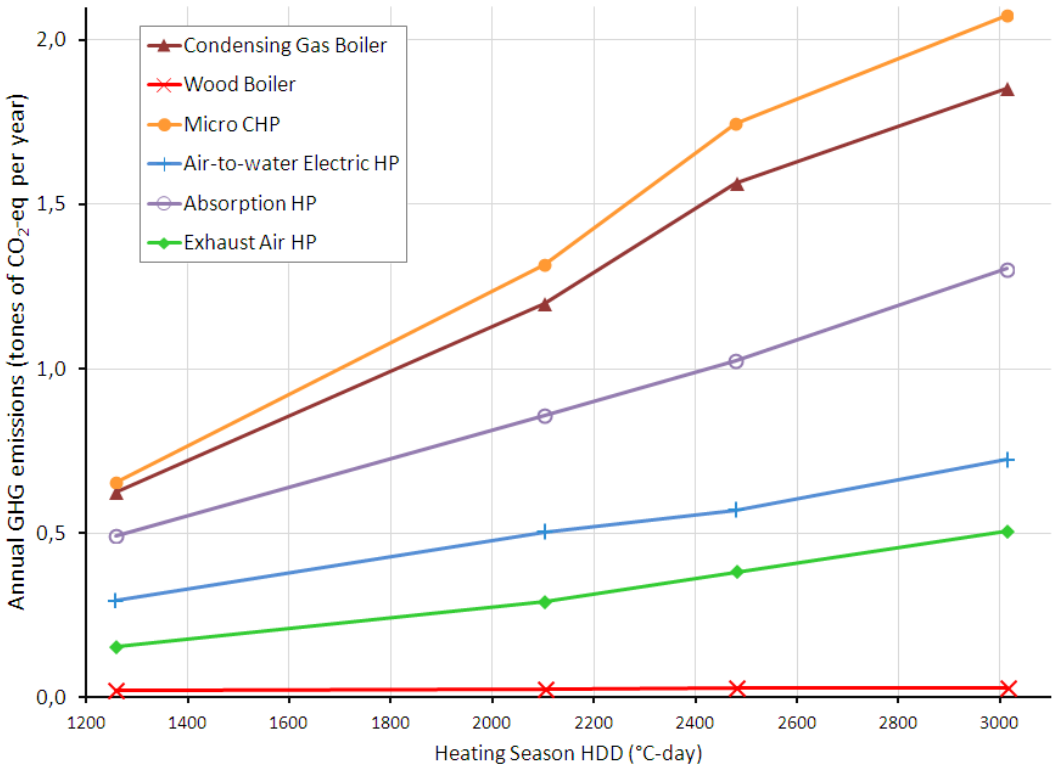


Figure 3.24. : Emissions annuelles de Gaz à Effet de Serre des systèmes de chauffage (cas de la France)

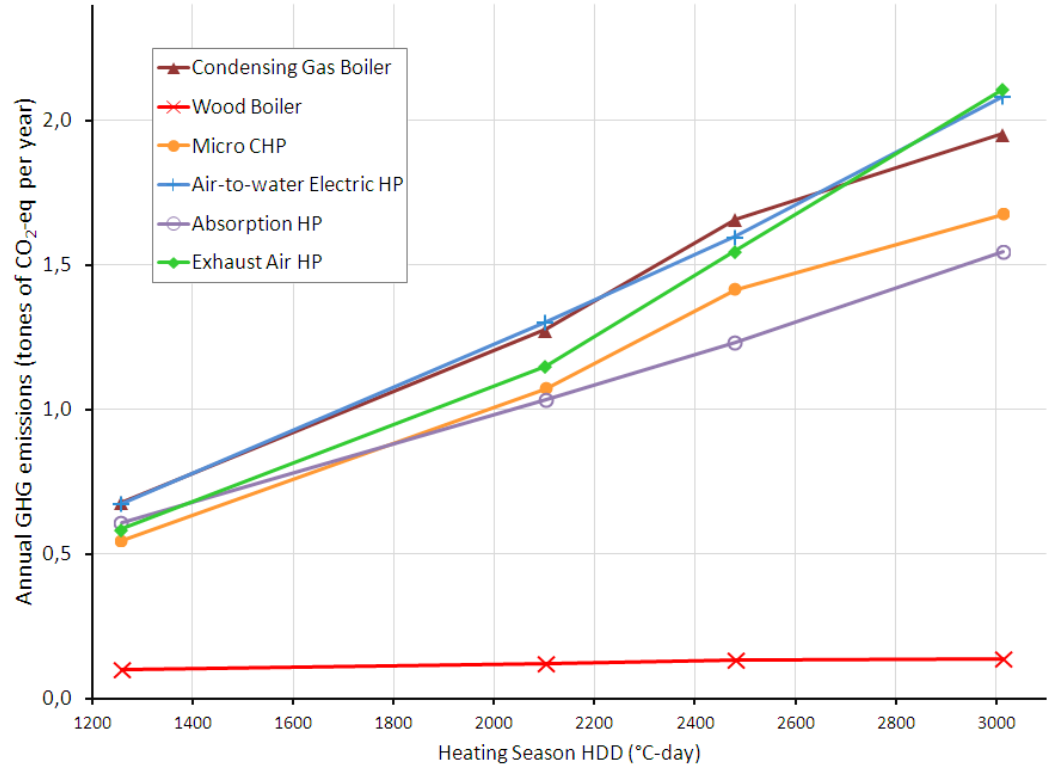


Figure 3.25. : Emissions annuelles de Gaz à Effet de Serre des six systèmes de chauffage (cas de l'Italie ou de l'Allemagne)

2.5.3. *Influence des puissances disponibles sur le marché*

L'état de développement de l'offre commerciale des systèmes de chauffage diffère considérablement selon les technologies (Figure 3.22). Cette différence provoque un surdimensionnement de l'installation de chauffage plus ou moins important en fonction de la disponibilité sur le marché des puissances de design nécessaires. Notons que l'analyse menée ici, ne porte que sur les systèmes assurant le chauffage uniquement, l'Eau Chaude Sanitaire est considérée comme produite par un autre système. On cherche à étudier l'influence sur les performances du système d'un surdimensionnement subi du fait de l'absence d'appareil à la puissance requise.

La Figure 3.26 montre la consommation d'énergie primaire lorsque le dimensionnement est idéal (en pointillés) et celle avec un système disponible sur le marché dont la puissance nominale est la plus proche de la valeur idéale (en traits pleins).

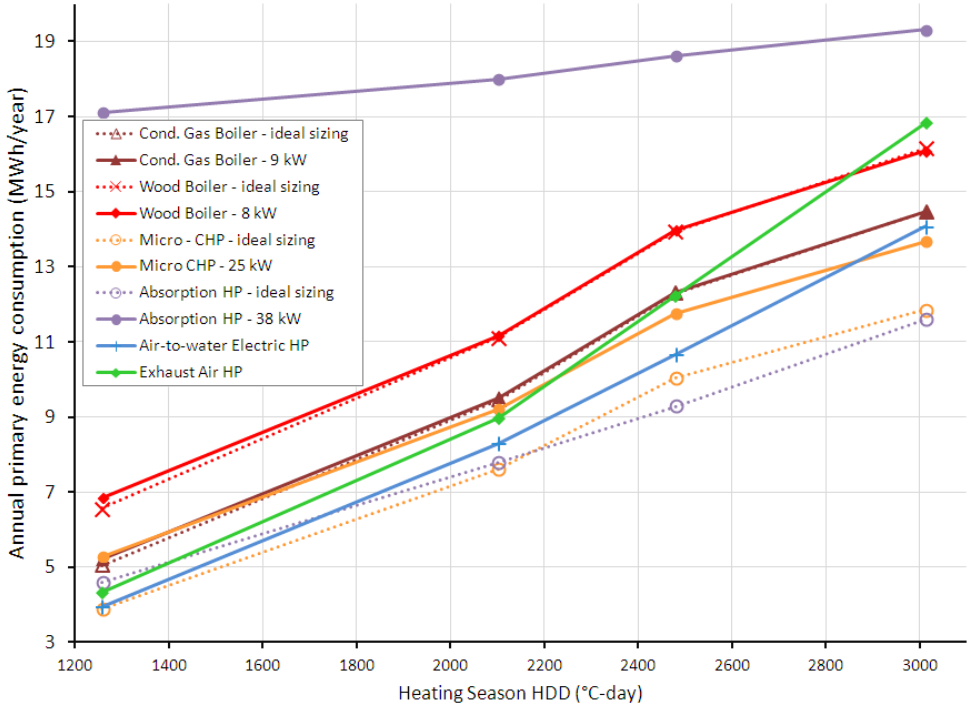


Figure 3.26. : Impact de la puissance disponible sur le marché sur la consommation d'énergie primaire

Pour les pompes à chaleur électriques air-eau, on trouve des puissances nominales disponibles allant de 4 à 17 kW en adéquation avec les puissances nécessaires pour la maison BBC. Pour cette technologie, pas de surdimensionnement est introduit. Il en est de même pour la VMC thermodynamique pour laquelle le système disponible sur le marché est légèrement sous-dimensionné. Pour les chaudières à gaz et à bois, des appareils de petite taille sont désormais disponibles. Comme le montre la Figure 3.26, en prenant les appareils de plus petite taille disponibles sur le marché, c'est-à-dire une chaudière à gaz de 9 kW et une chaudière à bois de 8 kW, la consommation d'énergie primaire est augmentée de seulement 1% par rapport au cas idéal pour les deux technologies. Pour la micro-cogénération et la pompe à chaleur à absorption, il n'existe pas d'appareils de petite taille. La micro-cogénération disponible sur le marché est composée d'un moteur Stirling de 5,5 kW et d'une chaudière à gaz à condensation de 20 kW. La pompe à chaleur à absorption disponible fournit une puissance nominale de 38,5 kW. Bien que les deux systèmes soient très

surdimensionnés, l'impact sur la consommation d'énergie est très différent, comme le montre la Figure 3.26. Pour la micro-cogénération, le surdimensionnement entraîne une augmentation de 22% de la consommation d'énergie, alors que l'impact est beaucoup plus important pour la pompe à chaleur à absorption, avec une augmentation de sa consommation d'énergie de 143%.

En prenant en compte les limitations en termes de puissance disponible de certains systèmes, la pompe à chaleur électrique devient la solution offrant les meilleures performances énergétiques pour presque tous les climats.

2.5.4. *Influence du surdimensionnement*

En supposant que les technologies de micro-cogénération et de PAC à absorption deviennent disponibles à des puissances adaptées à la maison à basse consommation, l'influence des pratiques actuelles de surdimensionnement sur la consommation d'énergie primaire est examinée ici en fonction de la technologie. Comme le montre la Figure 3.27, l'influence du surdimensionnement sur les chaudières à gaz et la micro-cogénération est limitée. L'influence est plus nette pour la chaudière à bois avec une surconsommation due principalement à son mauvais rendement à charge partielle. L'impact du surdimensionnement sur les systèmes thermodynamiques est significatif (Figure 3.28). En supposant un surdimensionnement de 130%, la consommation d'énergie de la pompe à chaleur électrique augmente de 29%, principalement en raison de la surconsommation de la pompe de circulation, qui représente une part importante de la consommation électrique de la PAC. La consommation de la PAC à absorption augmente de 38%, due à la fois à la surconsommation de la pompe de circulation et à la dégradation des performances à charge partielle. L'effet du surdimensionnement de la VMC thermodynamique ne peut être évalué, le modèle développé ne pouvant être extrapolé à des puissances plus élevées.

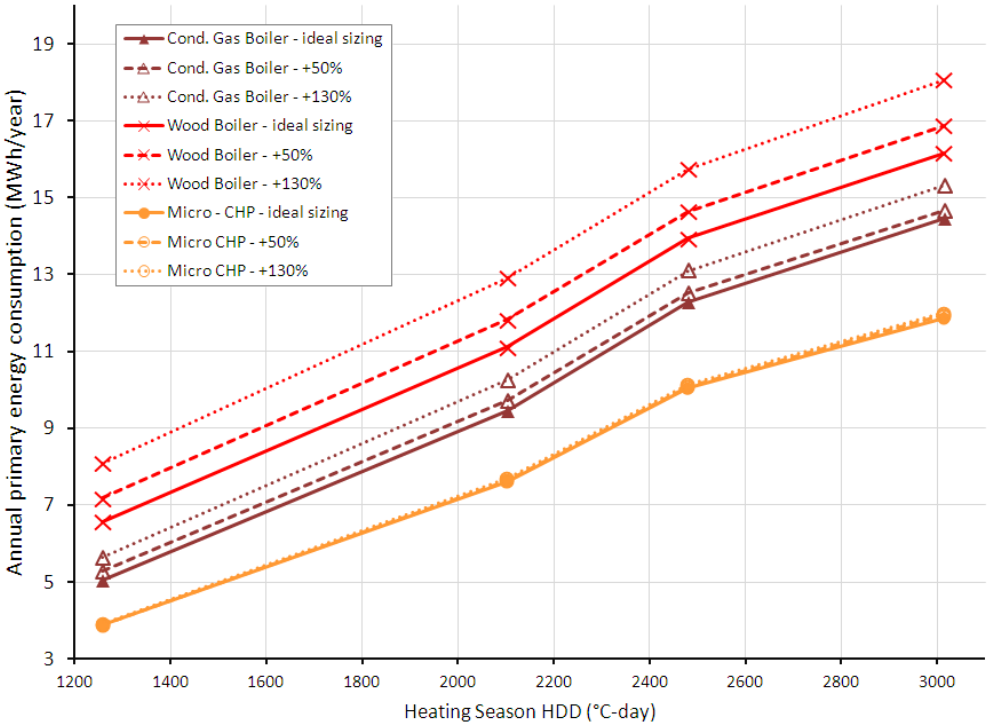


Figure 3.27. : Influence du surdimensionnement des chaudières et de la micro-cogénération sur la consommation d'énergie primaire

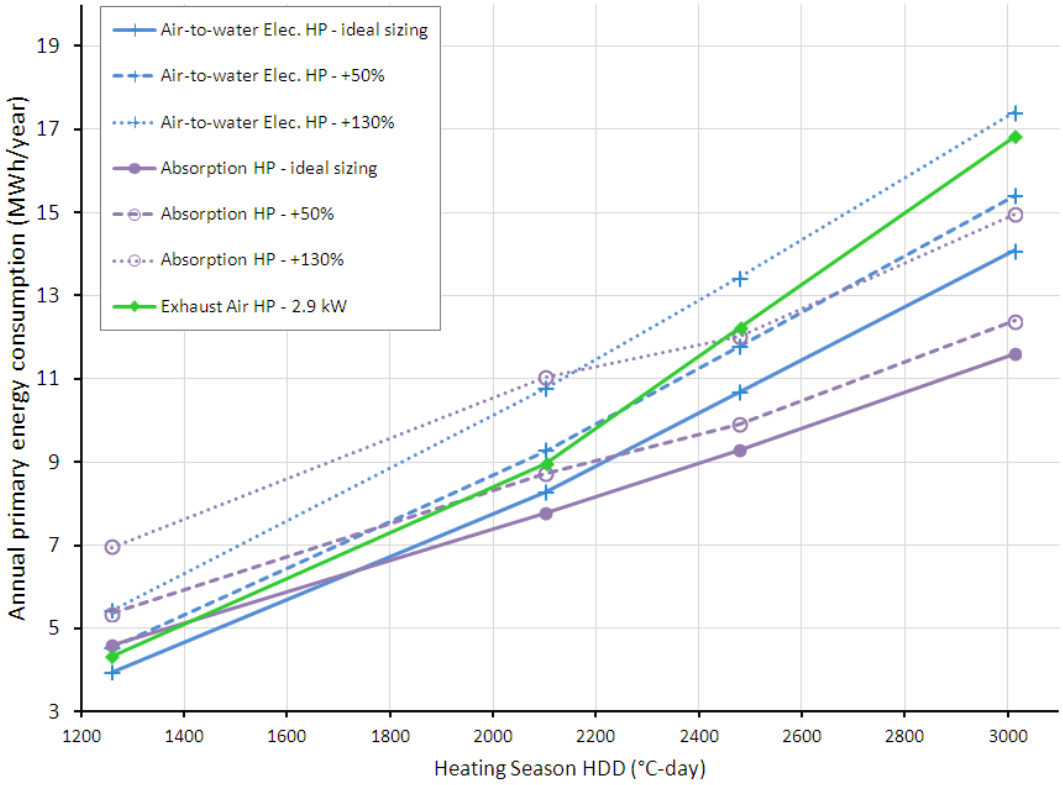


Figure 3.28. : Influence du surdimensionnement des systèmes à pompes à chaleur sur la consommation d'énergie primaire

Compte tenu de l'impact important du surdimensionnement sur les performances des systèmes thermodynamiques, les bonnes pratiques de dimensionnement sont essentielles. Si le surdimensionnement dépasse 50% pour chacun des systèmes, la micro-cogénération atteint les meilleures performances quel que soit le climat.

2.5.5. *Influence de l'intermittence du chauffage*

La réduction de la température de consigne durant les périodes d'inoccupation vise à réduire la consommation d'énergie du bâtiment. Toutefois, cette stratégie de chauffage intermittent entraîne un surdimensionnement du système de chauffage par rapport à une stratégie de chauffage en continu. Dans le cas des bâtiments mal isolés, la réduction de la performance du système de chauffage liée à son surdimensionnement est largement compensée par les économies d'énergie. Cependant, dans les maisons à basse consommation, les économies d'énergie sont limitées et pourraient remettre en question la stratégie de chauffage intermittent.

La Figure 3.29 montre que la stratégie de chauffage en continu conduit dans certains cas à des économies d'énergie par rapport à la stratégie de chauffage intermittent. La consommation avec une stratégie de chauffage intermittente est plus élevée qu'avec une stratégie de chauffage en continu pour la PAC air/eau électrique dont les performances sont significativement impactées par le surdimensionnement. La surconsommation moyenne est de l'ordre de 6%. En revanche, la stratégie continue de chauffage conduit à une augmentation moyenne de la consommation d'énergie primaire de 4% pour la chaudière à

gaz et la micro-cogénération. Bien que la stratégie de chauffage en continu ne conduise pas toujours à des économies d'énergie, la différence de consommation reste limitée. Cette stratégie semble économiquement intéressante permettant de sélectionner un système de chauffage de plus faible puissance et ainsi réduire son coût d'investissement.

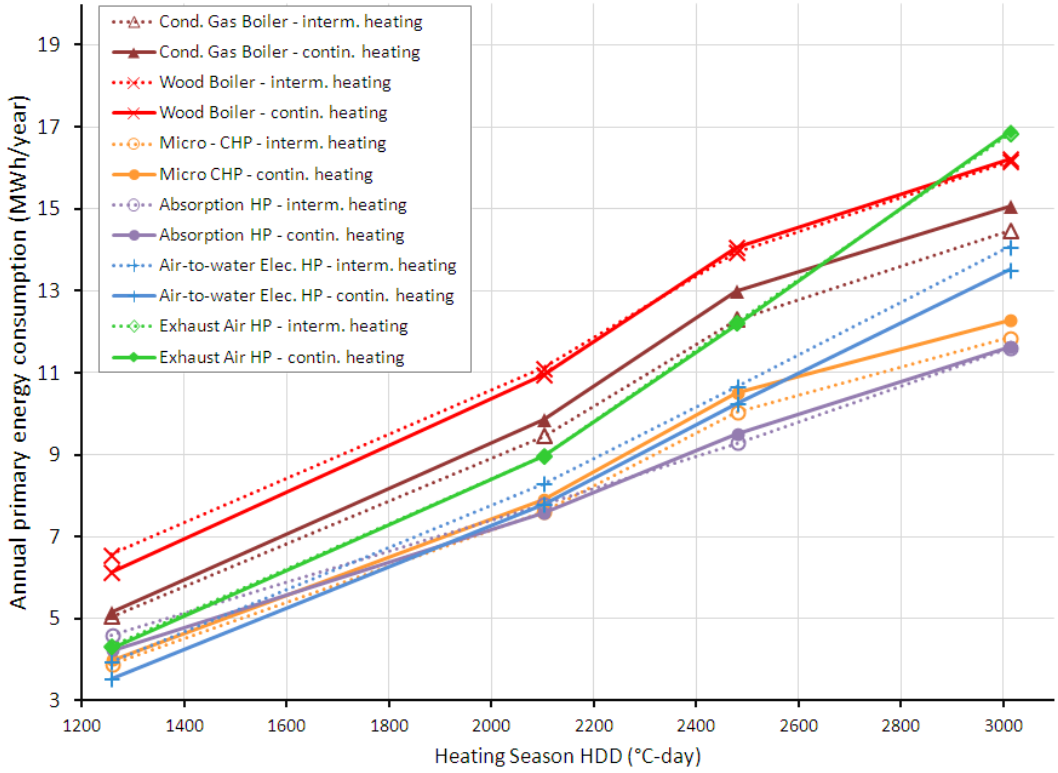


Figure 3.29. : Comparaison entre des stratégies avec et sans intermittence

2.6. Conclusion et perspectives

Cette étude a permis de positionner la micro-cogénération par rapport à d'autres solutions énergétiques proposées dans les bâtiments basse consommation. La **micro-cogénération** obtient les meilleures performances énergétiques dans la plupart des zones climatiques avec une PAC à absorption dimensionnée idéalement. Cependant, la PAC à absorption a des performances très sensibles au surdimensionnement et il n'existe actuellement pas d'appareil adapté aux BBC. La chaudière biomasse est la solution la moins émettrice de gaz à effet de serre quel que soit la zone climatique et le pays. La comparaison des émissions de Gaz à Effet de Serre entre les autres systèmes donne des conclusions très différentes en fonction du mix de production électrique du pays. La micro-cogénération apparaît comme une solution intéressante pour limiter les émissions de gaz à effet de serre en Allemagne et en Italie où la production électrique est très carbonée mais elle est moins bien placée en France comparée aux PAC électriques.

Nos travaux sur l'évaluation des performances énergétiques des systèmes CVC visent à comparer équitablement les systèmes. Nous avons retenu une **approche de modélisation** simplifiée pour tous les modèles. Cette approche a été imposée par la nature des données disponibles. Une modélisation détaillée des systèmes aurait requis des informations rarement

fournies par les constructeurs et donc obligé à prendre des valeurs par défaut. Des modèles de comportement ont donc été développés et identifiés à partir des données de performances issues de programmes de certification ou de nos propres essais. Cette approche générique basée sur une simulation horaire ne permet pas d'étudier finement les performances des appareils et notamment la question de la régulation. Comme montré dans (Blervaque et al, 2013), les stratégies de contrôle peuvent fortement impacter la consommation énergétique dans le BBC. La **régulation** et l'inertie des émetteurs jouent aussi un rôle non négligeable sur les consommations d'énergie. Tous ces éléments plaident pour le développement de modèles plus représentatifs des phénomènes physiques et de la régulation des systèmes. Si la modélisation couplée bâtiment/systèmes sur des pas de temps courts devient possible avec l'augmentation de la puissance de calcul des ordinateurs, le frein principal à l'utilisation de cette approche reste le manque d'information fournies par les fabricants d'équipements CVC, notamment sur la régulation de leurs systèmes.

Cette étude a montré l'importance du **dimensionnement** de certains systèmes dans leurs consommations énergétiques. Par exemple, la performance d'une PAC électrique est très sensible au dimensionnement. Dans le cas étudié, la consommation d'énergie primaire augmente de près de 30% pour un surdimensionnement de 130%. Les méthodes de dimensionnement actuelles basées sur un calcul de déperditions ne semblent plus adaptées aux BBC. En effet, les apports solaires et internes non pris en compte dans les méthodes jouent un rôle relativement plus important dans la réduction des besoins de chauffage des BBC. Par ailleurs, cette étude pose la question de l'opportunité d'un ralenti en inoccupation dans les BBC. Un ralenti entraîne une relance obligeant à surdimensionner le système de chauffage, lequel fonctionne alors à un taux de charge moyen plus faible, dégradant sa performance. Le choix d'un ralenti doit résulter d'une comparaison entre l'économie d'énergie liée à la réduction de la température de consigne (assez faible dans les BBC) et la consommation d'énergie supplémentaire liée au surdimensionnement du système de chauffage nécessaire à la relance. Les conclusions seront différentes suivant le comportement du système à charge partielle. Le surdimensionnement implique aussi un surcoût de l'installation.

L'étude menée compare les systèmes sur des critères énergétiques et environnementaux mais il est aussi nécessaire de les comparer sur des **critères économiques**. Des études coûts – bénéfices sont indispensables afin de prendre les meilleures décisions. On ne peut occulter a priori des solutions technologiques ayant une performance énergétique médiocre mais un attrait économique fort. Le chauffage par effet joule en est un exemple. Son faible coût d'investissement et le coût modéré de l'électricité associé à la diminution des besoins en chauffage des nouvelles constructions rendent cette technologie économiquement concurrentielle par rapport aux technologies étudiées ici. L'observatoire BBC répertoriait en 2011 un taux d'équipement en chauffage électrique dans les nouvelles maisons à basse consommation de 14%.

L'analyse avec des systèmes double service intégrant ECS et chauffage pourrait conduire à des conclusions différentes. L'optimisation de leur dimensionnement et de leur régulation est un sujet de recherche d'actualité. Ces questions se posent pour tous les **nouveaux systèmes** en développement pour les BBC tels que les systèmes basés sur le vecteur air (VMC thermodynamique), les systèmes multifonctions assurant l'ECS, le chauffage et la ventilation, les systèmes à base d'ENR (solaire thermique).

III. Impact des systèmes énergétiques du bâtiment sur les réseaux – intérêt de la micro-cogénération

3.1. Introduction

La croissance de la **pointe de consommation d'électricité** est une source de préoccupation pour la sécurité du système électrique français. Le système électrique français est caractérisé par son extrême sensibilité aux vagues de froid. La thermo-sensibilité de la demande[8] a fortement cru ces dernières années pour atteindre 2300 MW/°C en 2012 (RTE, 2012a). La France concentre presque la moitié du gradient européen pour un total de 5000 MW/°C (RTE, 2012b). Cette forte thermo-sensibilité de la demande d'électricité en France est due au fort taux de pénétration du chauffage électrique dans les bâtiments. La Figure 3.30 montre que sur la dernière décennie les pointes de puissances appelées ont augmenté de plus de 20 GW. Cette croissance plus élevée des pics de puissance par rapport à la consommation totale entraîne une désoptimisation du système électrique. Par ailleurs, cette évolution induit un accroissement du risque de défaillance et donc à terme une augmentation des investissements sur le réseau d'électricité. La Bretagne et la Provence-Alpes-Côte d'Azur (PACA) sont les régions où les tensions sur le réseau sont aujourd'hui les plus importantes.

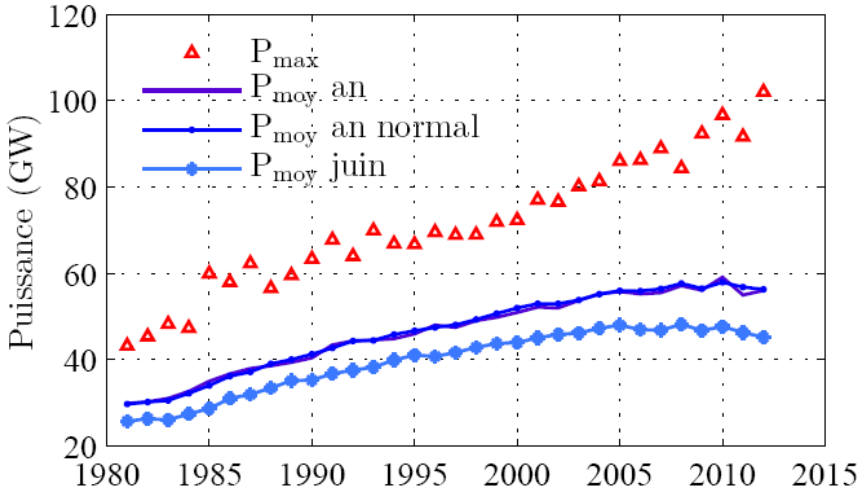


Figure 3.30 : Évolution des pointes électriques et des puissances moyennes annuelles et des mois de juin (données Pégase) extrait de (Vuillecard, 2013)

Pour réduire ces contraintes sur le réseau, des solutions peuvent être envisagées comme des actions sur la demande (maîtrise des consommations, incitations aux effacements durant les heures de pointes, changement de moyen de génération de chauffage…) ou des actions sur le réseau électrique (installation de nouveaux moyens de production, renforcement de lignes).

La **production décentralisée d'électricité** par des systèmes comme la micro-cogénération est une solution adaptée à réduction de pointe de consommation d'électricité (Figure 3.31). En effet, plus la température extérieure sera faible, plus la demande de chauffage sera importante et donc plus la micro-cogénération produira d'électricité. La Figure 3.31 montre

[8] Aussi appelée gradient thermique, grandeur caractérisant l'impact de la baisse d'un degré extérieur sur la puissance additionnelle appelée

l'impact de plusieurs technologies sur la demande d'électricité en fonction de la température. Notons que, outre la micro-cogénération, la chaudière hybride (PAC + chaudière) apparaît comme une solution adaptée pour limiter le problème de la thermo-sensibilité de la demande électrique.

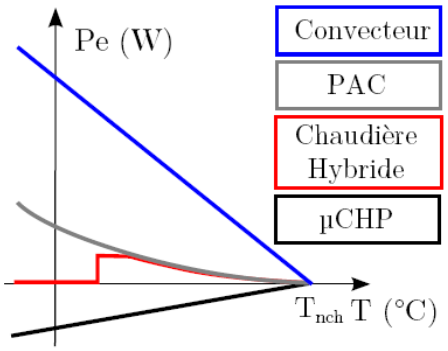


Figure 3.31 : Représentation schématique des puissances électriques appelées par technologie de chauffage en fonction de la température extérieure[9] (Vuillecard et al., 2011)

Le GRTgaz prévoit une baisse des consommations de gaz dans le secteur résidentiel-tertiaire pour les années à venir de l'ordre de 0.9%/an (Figure 3.32). En revanche, il prévoit une augmentation des consommations globales dues à une croissance du secteur de la production d'électricité qui croit de plus de 6,7 % par an.

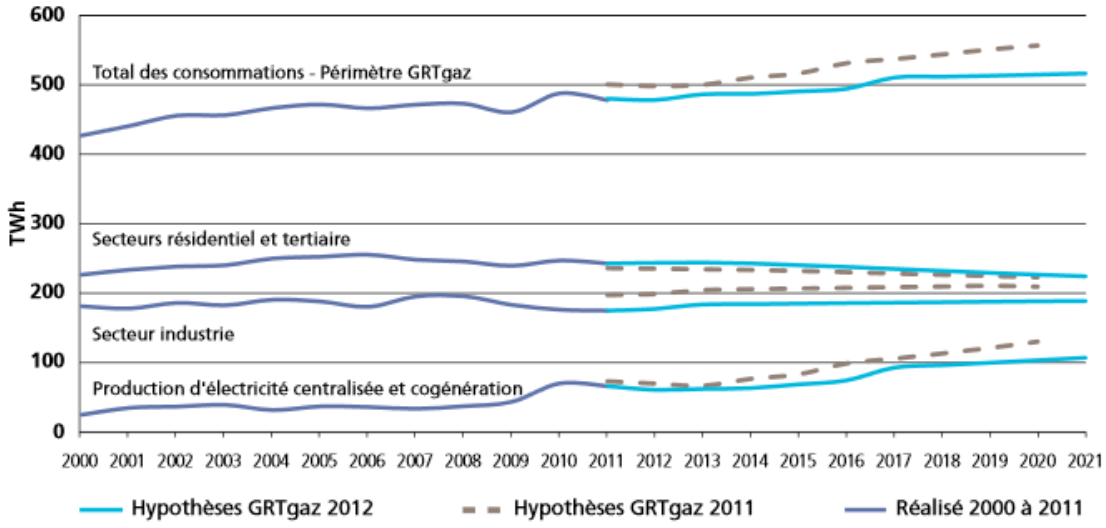


Figure 3.32 : Prévisions de consommations de gaz par GRTgaz en France (GRTgaz, 2012)

Afin d'éviter une sous-utilisation des **infrastructures gaz** dans les années à venir, celles-ci pourraient contribuer à **soulager les infrastructures électriques** et ainsi améliorer l'optimum global. Le gaz est d'ores et déjà une énergie de soutien au réseau électrique par l'installation de centrales à cycle combiné gaz (CCCG). Il y aussi tout intérêt à utiliser les complémentarités à l'échelle locale entre les réseaux de distribution de gaz et d'électricité comme présentées sur la Figure 3.33. Les CCCG interagissent au niveau du réseau de

[9] T_{nch} : température de non-chauffage

transport du gaz avec des contraintes fortes d'appels de gaz. En revanche, au niveau de la distribution, il existe des marges disponibles du fait de la baisse de la demande. De plus, les technologies de micro-cogénération et de chaudières hybrides se positionnent au même niveau que les systèmes de chauffage électrique responsables de la forte thermo-sensibilité du réseau électrique. Ces technologies gaz décentralisées peuvent donc apporter un soutien local aux réseaux électriques dans les périodes froides.

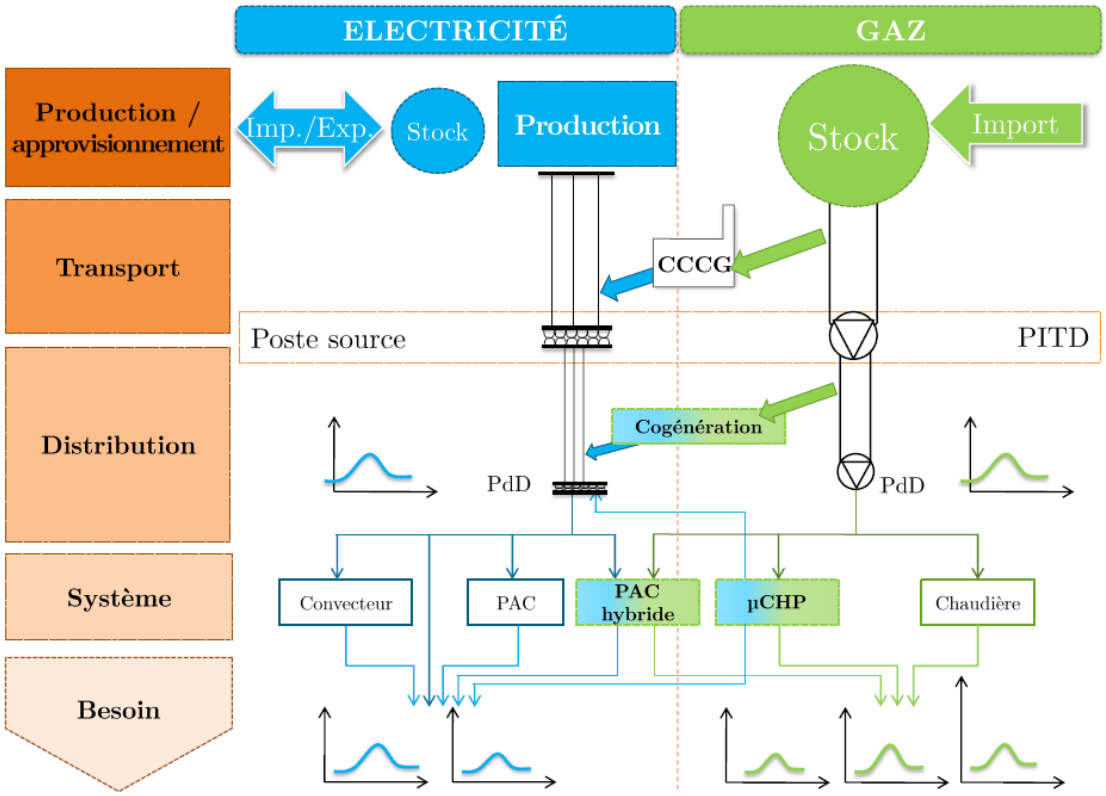


Figure 3.33 : Interactions entre les réseaux gaz et d'électricité (Vuillecard, 2013)

Nous avons étudié comment les technologies de chauffage au gaz peuvent contribuer à réduire les pointes de demande d'électricité. A partir de données mesurées sur 40 maisons équipées de micro-cogénération Stirling en Rhône Alpes, on a évalué le potentiel de réduction de la pointe de demande électrique grâce à cette technologie.

3.2. Impact de l'intégration de micro-cogénérations sur la demande d'électricité à l'échelle locale

3.2.1. *Représentativité des courbes de charges*

L'évaluation de la performance des micro-cogénérateurs est sensible aux pas de temps utilisés pour les profils de charge thermiques et électriques (Hawkes et Leach, 2005). Les auteurs recommandent d'utiliser des pas de temps de l'ordre de 10 min afin d'analyser le fonctionnement des micro-cogénérations. Au-delà, on risque de dimensionner le système de façon non optimale et de commettre des erreurs importantes sur l'évaluation économique et environnementale. Peacock et Newborough (2006) ont utilisé des profils de consommation

de gaz et d'électricité avec un pas de temps de 1 min. Dans leur étude, une micro-cogénération avec un rendement électrique de 15% est modélisée.
Boait et al. (2006) ont proposé un modèle de demande de chauffage pour évaluer l'électricité exportée par une habitation équipée d'une micro-cogénération Leur modèle utilisant un pas de temps de 5 min est en bon accord avec les données expérimentales. Ils ont évalué la production d'électricité entre 2 et 3.4 MWh pour 3 types de maisons, avec une part exportée de l'ordre de 40/50%.
Thomson et Infield (2008) montrent les limitations des études actuelles sur la micro-cogénération en soulignant que des considérations géographiques et temporelles doivent être prises en compte lors de la modélisation de l'effet de la micro-cogénération sur les réseaux de distribution.
Notre étude s'appuie sur des données expérimentales mesurées au pas de temps d'une minute sur des micro-cogénérateurs installés dans des maisons situées dans la même région.

3.2.2. *Définition des grandeurs utilisées pour caractériser l'agrégation d'un ensemble d'usagers*

Dans le but de caractériser la charge électrique, on introduit, la notion d'ADL (After Diversity Load) inspiré de l'ADMD (After Diversity Maximum Demand). L'ADL est le rapport entre la puissance fournie (P_f) à un ensemble de clients à un instant t et le nombre de clients (N). De plus, on introduit l'ADD (After Diversity Demand) comme le rapport entre la puissance demandée (P_d) par un ensemble de clients à un instant t et le nombre de clients (N). L'ADD fournit le profil moyen de demande d'un consommateur. La différente entre l'ADD et l'ADL représente la production d'électricité des micro-cogénérateurs installés chez les clients :

$$\begin{cases} ADD = \dfrac{P_d}{N} \\ ADL = \dfrac{P_f}{N} \end{cases} \tag{21}$$

De la définition précédente, nous pouvons introduire l'ADML qui représente la charge maximale sur un intervalle de temps après foisonnement. L'ADML est utilisé par l'industrie électrique (Peacock et Newborough, 2006) et caractérise l'impact moyen d'un usager sur la puissance de pointe appelée. On définit aussi l'ADmL, comme la charge minimale sur un intervalle de temps après foisonnement. Cette grandeur est importante pour l'étude d'un poste de distribution avec des moyens décentralisés de production comme les micro-cogénérations car elle peut être négative. (Peacock et Newborough, 2006) ont défini l'After Diversity Maximum Export équivalent à l'ADmL présenté ici.

$$\begin{cases} ADML = \max\limits_{[t_1,t_2]}\left(\dfrac{P_f}{N}\right) \\ ADmL = \min\limits_{[t_1,t_2]}\left(\dfrac{P_f}{N}\right) \end{cases} \tag{22}$$

Le Tableau 3.11 présente l'ensemble des grandeurs utilisées pour décrire l'agrégation sur un réseau.

Tableau 3.11 : Grandeurs descriptives des charges

	Profil	MAX	min
Generation (Production)	ADG	ADMG	ADmG
Demand (Demande)	ADD	ADMD	ADmD
Load (Charge)	ADL	ADML	ADmL

On utilise aussi le facteur de charge (LF) défini comme la puissance moyenne consommée sur le pic de puissance enregistré au cours de la période, P_{moy}/P_{max}. Il vise à caractériser le niveau d'utilisation de l'infrastructure.

3.2.3. Données expérimentales

Nous avons utilisé les résultats d'une campagne d'essai de 40 micro-cogénérations à moteur Stirling d'1 kWe installées dans des maisons situées en région Rhône-Alpes. Les mesures ont été relevées avec une résolution de 1 minute sur une année entière.

a) Représentativité de l'échantillon mesuré

L'échantillon est comparé à des consommations de référence fournies par le CEREN afin de a vérifier que ce panel très restreint est représentatif des valeurs moyennes de consommation de gaz et d'électricité sur le parc national des logements individuels. Les maisons ont été sélectionnées avec comme seules contraintes d'être chauffées au gaz et d'être occupées par leur propriétaire. L'échantillon est assez représentatif des maisons individuelles chauffées au gaz avec une surface moyenne de plancher de 117m², comparable à la moyenne régionale (118m²), et à la moyenne nationale (109m²). Cependant, les bâtiments sélectionnés sont en moyenne un peu moins âgés qu'au niveau national (Figure 3.34).

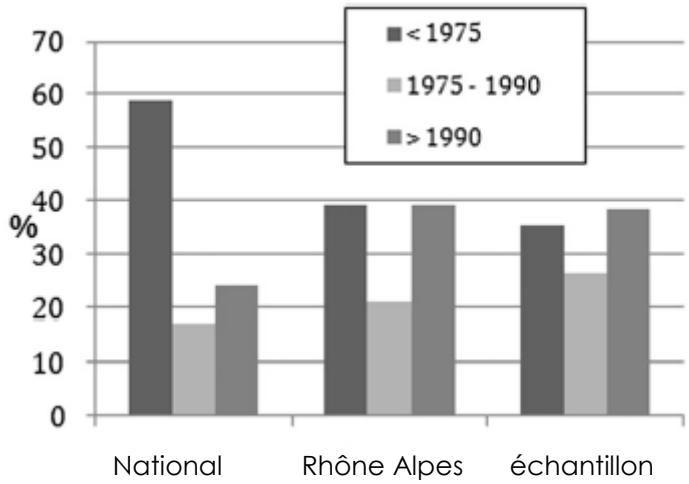


Figure 3.34 : Distribution des périodes de construction des maisons à différentes échelles (Vuillecard et al, 2011)

Les maisons de l'échantillon, d'une superficie allant de 80 à 140 m², ont une consommation annuelle de gaz due au chauffage et à l'Eau Chaude Sanitaire entre 10 000 kWh et 40 000 kWh, avec une moyenne à 16 890 kWh. Les consommations moyennes de gaz mesurées par unité de surface de plancher s'établissent à 144 kWh/m² entre juin 2008 et juin 2009 (correspondant à 2498 DJU). Le Tableau 3.12 montre la comparaison des consommations moyennes de l'échantillon avec les études du CEREN[10], à l'échelle de la région Rhône Alpes et nationale. Les données CEREN de consommation de gaz ont été corrigées du climat. Les

[10] Centre d'études et de Recherches économiques sur l'énergie

consommations moyennes d'électricité et de gaz de l'échantillon sont très proches de celles données pour la région Rhône Alpes. En revanche, les consommations de gaz sont plus importantes à l'échelle nationale. Cela peut s'expliquer du fait que l'échantillon comporte une proportion de bâtiments très anciens plus faible qu'à l'échelle nationale.

Tableau 3.12 : Comparaison des consommations annuelles d'énergie (2008/2009)

	National	Rhône Alpes	Echantillon
Gaz (chauffage+ECS) (kWh/m²)	159	142	144
Electricité (kWh)	4105	4711	4690

b) Mesures effectuées sur les maisons

Les anciennes chaudières à gaz des maisons ont été remplacées par la première génération de micro-cogénération Stirling (de marque Whispergen) sans modification du système de distribution et d'émission, radiateurs ou planchers chauffants. Le système consiste en un moteur Stirling générant 1 kW d'électricité et environ 7 kW d'énergie thermique et d'une chaudière auxiliaire de 6 kW. Par ailleurs, dix maisons ont une cheminée dont certaines sont souvent utilisées.

Les 40 logements ont été équipés de capteurs et compteurs fournissant les informations suivantes à chaque instant :

- électricité produite par la micro-cogénération (kWh/min)
- électricité consommée sur le réseau (kWh/min)
- électricité injectée sur le réseau (kWh/min)
- consommation de gaz (m^3/min)
- température intérieure (K)
- température de stockage de l'eau chaude sanitaire (K)
- Consommation d'eau chaude (m^3/min).

Les mesures quotidiennes sont illustrées sur la Figure 3.35.

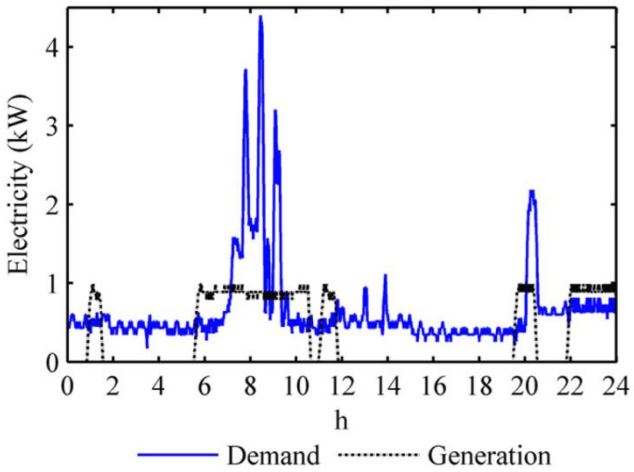


Figure 3.35 : Exemple de demande et de génération d'électricité sur une journée de janvier (Vuillecard et al, 2011)

La micro-cogénération fonctionne en mode marche/arrêt. Si la température intérieure ou celle du stockage de l'eau chaude sanitaire sont en dessous d'une limite acceptable, la

micro-cogénération est lancée. Le chauffage du ballon de 200L pour l'ECS est prioritaire. Notons que les brûleurs auxiliaires ne fonctionnent que quelques heures par an.

3.2.4. *Résultats*

a) *Analyse des consommations de l'ensemble des maisons*

La Figure 3.36 représente la demande, la production et la quantité exportée quotidienne d'électricité pour l'ensemble des 40 maisons de Juin 2008 à Juin 2009. On observe une consommation supplémentaire importante en hiver, jusqu'à 150 kWh par jour au-dessus de la moyenne, équivalent à 3,75 kWh par ménage. On peut noter que l'exportation d'électricité représente 47% de la production ce qui est du même ordre de grandeur que les résultats obtenus par Boait et al. (2006). Pendant les périodes de forte demande d'électricité, la micro-cogénération fournit une part importante de la demande quotidienne d'électricité. Cependant cette analyse basée sur des valeurs journalières est insuffisante pour évaluer la réduction de la pointe de demande électrique et les pointes d'export d'électricité.

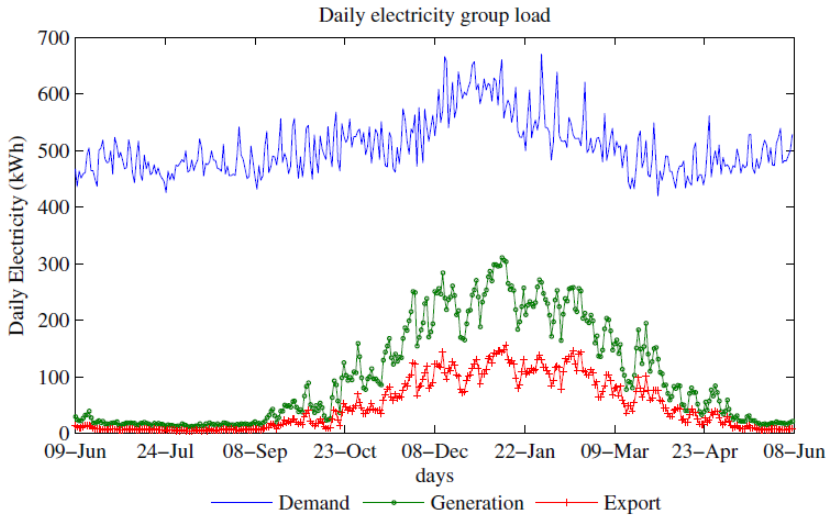


Figure 3.36 : Consommation, production et export d'électricité journalier pour les 40 maisons de juin 2008 à juin 2009

b) *Réduction de la demande de pointe et export d'électricité*

On cherche à quantifier l'impact de la micro-cogénération sur la demande de pointe et les risques de reflux d'électricité sur le réseau.

Le Tableau 3.13 fournit la **charge maximale** cumulée sur les 40 maisons enregistré le 14 septembre quand la micro-cogénération ne produit pas d'électricité de manière significative et la **demande maximale** enregistrée le 17 décembre. La production d'électricité des micro-cogénérateurs réduit significativement la charge quand la température extérieure est basse.

Tableau 3.13 : Maxima sur 1 min pour l'ensemble des 40 maisons pour le jour de pic de demande et celui de pic de charge.

	14 septembre	**17 décembre**
Demande maximale (kW)	51.9	**62.7**
Charge Maximale (kW)	**51.9**	48.6
Température moyenne journalière (°C)	13.4	1.4

La Figure 3.37 montre l'évolution de l'ADMD, ADmD définis au § 3.2.2. L'analyse des relevés expérimentaux met en évidence une réduction de la pointe annuelle de 17% entre l'ADMD et l'ADML pour le groupe de 40 maisons. Les deux maximums sont indiqués par une double flèche et correspondent aux valeurs indiquées dans le Tableau 3.13. La micro-cogénération est ici pilotée en fonction de la demande de chaleur. L'ADmL est négatif en hiver car les productions nocturnes génèrent des reflux de courant. Ces exports nets pour l'ensemble des 40 maisons se produisent typiquement entre 1h et 5h du matin quand la demande électrique est la plus faible. Ces exportations sont très faibles par rapport aux capacités du réseau de distribution et peuvent être consommées par un nombre à peu près équivalent de maisons sans moyen de production électrique.

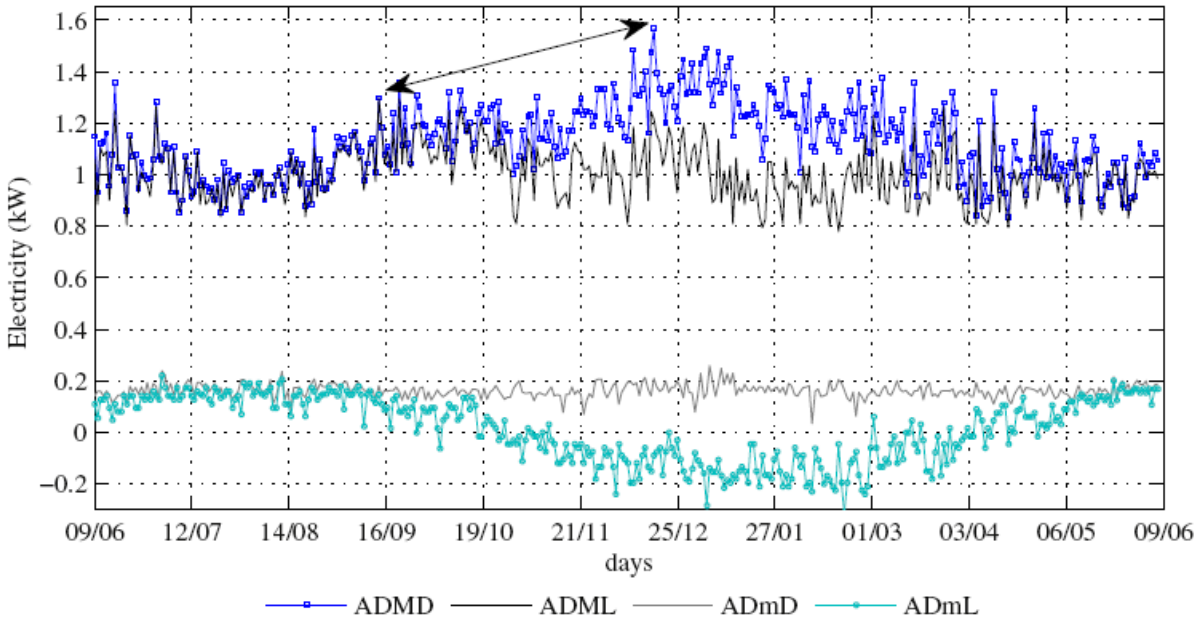


Figure 3.37 : Descripteurs journaliers des courbes de charge électrique de logements équipés de micro-cogénération (Vuillecard et al., 2011)

(Peacock et Newborough, 2006) ont obtenu une réduction maximale de 44% avec une micro-cogénération similaire sur un jour de Janvier. Nos résultats montrent une réduction maximale de 35% du pic journalier en Janvier sur la saison d'hiver 2008/2009 avec une réduction moyenne du pic journalier de 20% et une réduction absolue du pic de 17%.

Les résultats expérimentaux montrent un réel impact sur la charge globale mais plus faible que prévu. Plusieurs raisons peuvent être évoquées. Tout d'abord, la phase transitoire de démarrage de la micro-cogénération est trop longue, environ 10-20 min. D'autre part, un nombre élevé de cycles par jour a été observé lié à des problèmes de régulation, ce qui contribue à l'augmentation du temps de fonctionnement en la phase transitoire. Un phénomène similaire a été observé lors des essais in-situ menés dans le projet EUDEEP (Berger, 2009). Cependant, avec les nouveaux modèles de micro-cogénération Stirling on peut espérer une augmentation du potentiel de réduction de la pointe sur le réseau. En effet, leur phase transitoire est plus courte et leur rapport chaleur/électricité est légèrement amélioré (voir §1.4). La modulation de la charge avec les moteurs Stirling est aussi possible.

Les facteurs de charge annuels (LF) sur l'ensemble des 40 maisons sont de 34,5% sans micro-cogénération contre 33,4% avec les micro-cogénérateurs (Tableau 3.14). Cette technologie diminuant plus fortement les consommations que les pointes journalières, n'améliore pas

l'utilisation du réseau. On peut voir sur le Tableau 3.14 que le système de chauffage permettant d'avoir le meilleur facteur de charge électrique est la chaudière au gaz (sans impact sur la demande électrique). Les solutions de micro-cogénération et de chaudière hydride (ou PAC hybride) dégradent très peu le facteur de charge comparées aux solutions de chauffage tout électrique. Dans un parc de logements avec un fort taux d'équipement en systèmes de chauffage électrique, l'introduction de micro-cogénérateurs sur une partie du parc est un moyen de réduire la pointe (ADML le plus bas) et d'améliorer le facteur de charge du réseau.

Tableau 3.14 : Descripteurs des courbes de charge électrique suivant différentes technologies de chauffage pour les 40 maisons

	ADML (kW)	ADmL (kW)	LF(%)
Demande	1.57	0.06	34.5
Micro-cogénération	1.30	-0.24	33.4
Pompe à chaleur	3.22	0.098	24.2
Chaudière hybride	1.85	0.06	32.0
Radiateur électrique	6.74	0.08	21.0

Dans cette étude (Vuillecard et al., 2011), nous avons montré que le scénario de température intérieure de consigne (ralenti de nuit ou température de consigne constante) joue un rôle non négligeable sur la courbe de production de l'électricité (plus importante le matin avec un ralenti de nuit). Le contrôle de la température des logements doit être pris en compte dans l'analyse de solutions de maitrise de la demande (MDE) sur les réseaux électriques.

3.3. Conclusion et perspectives

A l'aide de profils mesurés de courbes de charges de logements équipés de micro-cogénérateurs, nous avons montré l'impact de ces systèmes pour réduire la pointe de charge sur les réseaux de distribution. Nous avons aussi mis en évidence les effets sur la courbe de charge infra-journalière du type de scénario de consigne de température intérieure dans le logement.

La réduction de la pointe saisonnière de consommation électrique est un sujet d'actualité. Des solutions existent telles que des actions de MDE, des offres d'effacement sur des courtes durées de systèmes électriques et des offres d'effacement des usages thermiques de l'électricité par des technologies au gaz. Cependant, il est nécessaire d'évaluer le potentiel technique et économique de ces solutions.

L'approche top-down est intéressante pour analyser les déterminants de la courbe de charge mais elle ne peut être utilisée pour prédire l'impact d'actions de MDE sur les réseaux. Une approche « bottom-up » de reconstruction des courbes de charges nous semble plus appropriée. Dans ce modèle « bottom-up », une caractérisation fine du parc de bâtiments paraît indispensable. Il est aussi nécessaire de mieux caractériser les déterminants de la demande de chauffage via des études sociologiques et des mesures in-situ afin de reproduire plus fidèlement les consommations à l'échelle d'un parc.

Ce modèle de « bottom-up » de reconstruction de courbes de charges serait utile pour étudier l'impact sur les réseaux d'offres d'effacement de la demande et des actions de MDE à des échelles agrégées.

Une modélisation fine de la demande permet de mieux rendre compte des phénomènes en jeu mais augmente le nombre de paramètres à renseigner. La calibration d'un tel modèle reste aujourd'hui difficile, les courbes de charges régionales n'étant pas disponibles.

Références

ADEME (2010) Bilan Carbone Guide méthodologique version 6.1. Juin 2010.

ALDES (2012) C3000 technical documentation (in French). Available online: http://pro.aldes.fr/upload/documents/VC100840_Doc%20tech%20C3000-bd.pdf

ANDLAUER B. (2011) Optimisation systémique de micro-cogénérateurs intégrés aux bâtiments, *PhD thesis*, MINES ParisTech, Paris, France

ASHRAE (2009) ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI Edition), American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

ATITA (2012) certified products database. Disponible sur: http://www.rt2012-chauffage.com/default.asp

BEAUSOLEIL-MORRISON I. (2008) An experimental and simulation-based investigation of the performance of small-scale flue cell and combustion-based cogeneration devices serving residential buildings, *Final Report of IEA-ECBCS Annex 48*. Ottawa: National Resources Canada

BERGER M (2009) Experimental data of 5 experiments Single site tests: Grenoble & Athens aggregation tests: United Kingdom, Germany and Greece, D8 WP4&5. EUDEEP Project 2009

BERTHOU T. (2013) Développement de modèles de bâtiment pour la prévision de charge de climatisation et l'élaboration de stratégies d'optimisation énergétique et d'effacement, *Thèse de doctorat, Mines ParisTech*, déc. 2013

BLERVAQUE H., FILFLI S., SCHUMANN M., STABAT P., MARCHIO M. (2013) Impacts of control strategies on light and heavy radiant floors in low energy buildings by modelica simulation. Building simulation conference, Chambéry, France. 25-28 August 2013

BOUVENOT J.B., ANDLAUER B., STABAT P., MARCHIO D., FLAMENT B., LATOUR B., SIROUX M. (2014a) Gas Stirling engine micro CHP boiler experimental data driven model for building energy simulation, *Energy and Buildings*, publication en cours

BOUVENOT J.B., LATOUR B., STABAT P., SIROUX M, FLAMENT B., MARCHIO D., MERMOND Y. (2014b) Dynamic model based on experimental investigations of a wood pellet steam engine micro CHP for building energy simulation, *Applied Thermal Engineering*, publication en cours

BIANCHI M., DE PASCALE A., RUGGERO SPINA P. (2012) Guidelines for residential micro-CHP systems design. *Applied Energy,* Vol. 97, 673-685

BOAIT PJ, RYLATT RM, STOKES M. (2006) Optimisation of consumer benefits from microcombined heat and power. *Energy and Buildings*. Vol. 38:981-987.

CABROL L., ROWLEY P. (2012) Towards low carbon homes - A simulation analysis of building-integrated air-source heat pump systems, *Energy and Buildings, vol.* 48, 127-136.

CEN (2003) Heating systems in buildings - Method for calculation of the design heat load. European Committee for Standardization, Standard EN 12831

CEN (2008) Energy performance of buildings - Overall energy use and definition of energy ratings. European Committee for Standardization, Standard EN 15603

CEN (2010) Heating systems in buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 4-1: Space heating generation systems, combustion systems (boilers), European Committee for Standardization, Standard EN 15316-4-1,

CEN (2011) Refrigerating systems and heat pumps - Safety and environmental requirements European Committee for Standardization, Standard EN 378.

CEN (2013) EN 14825 *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*. s.l. : European Committee for Standardization. EN 14825

CSTB (2012) Méthode de calcul th-BCE 2012. Annexe à l'arrêté portant approbation de la méthode de calcul Th-BCE 2012, CSTB.

DIRECTIVE 2010/31/EC of the European Parliament and of the council of 19 May 2010 on the energy performance of buildings (recast), European Commission.

DORER V., WEBER A. (2009) Energy and CO_2 emissions performance assessment of residential micro-cogeneration systems with dynamic whole-building simulation programs, *Energy Conversion and Management*, vol. 50, 648-657.

EL FOUIH Y., STABAT P., RIVIÈRE P., HOANG P., ARCHAMBAULT V. (2012) Adequacy of air-to-air heat recovery ventilation system applied in low energy buildings, *Energy and Buildings, vol.* 54, 29-39.

FLAMME VERTE (2012) Certified products database. Disponible sur: http://www.flammeverte.org/listes-appareils-labellises.html

GRIGNON-MASSÉ L., MARCHIO D., DA SILVA D., ADNOT J., RIVIERE P. *Work Package 4: Assessment of energy savings related to sustainable summer comfort. KeepCool Project, Intelligent Energy Europe,* 2009

GRTGAZ (2012): Plan décennal de développement 2012-2021 de GRTgaz du réseau de transport,
http://www.grtgaz.com/fileadmin/plaquettes/fr/Plan_decennal_2012_2021_08102012.pdf.

HAWKES A, LEACH M. (2005) Impacts of temporal precision in optimisation modelling of micro-combined heat and power. *Energy*, vol. 30:1759-1579.

JORF (2012) Arrêté du 19 mars 2012 relatif à l'agrément de la demande de titre V relative à la prise en compte du système Températion® T.Zen 400/4000 dans la réglementation thermique 2012. Journal Officiel de la République Française, 30 mars 2012.

KELLY N., COCKROFT J. (2011) Analysis of retrofit air source heat pump performance: Results from detailed simulations and comparison to field trial data, *Energy and Buildings*, vol. 43, 239-245.

KEMNA R., VAN ELBURG M., LI W., VAN HOLSTEIJN R. (2007) Preparatory study on eco-design of boilers : Task 5 (final) - Base case, VHK, September 2007.

LIAO Z., SWAINSON M., DEXTER A. (2005) On the control of heating systems in the UK, Energy and Buildings 40 (3) 343–351.

LOMBARDI K., UGURSAL V.I., BEAUSOLEIL-MORRISON I. (2010) Proposed improvements to a model for characterizing the electrical and thermal energy performance of Stirling engine micro-cogeneration devices based upon experimental observations, *Applied Energy*, Vol. 87(10), 3271-3282

OBSERVATOIRE BBC (2014) http://www.observatoirebbc.org/site/lr/IND_Chauffage consulté en aout 2014

PEACOCK AD, NEWBOROUGH M. (2006) Impact of micro-combined heat-and-power systems on energy flows in the UK electricity supply industry. *Energy,* Vol. 31(12), 1468-1482

PEETERS L., VAN DER VEKEN J., HENS H., HELSEN L., D'HAESELEER W. (2008) Control of heating systems in residential buildings: Current practice, *Energy and Buildings* vol. 40, 1446-1455.

PINEAU D. (2012) Analyse de solutions de chauffage pour des maisons individuelles à basse consommation d'énergie, Rapport de stage Mines Paristech, décembre 2012

PINEAU D., RIVIERE. P, STABAT P., HOANG P., ARCHAMBAULT V. (2013) Performance analysis of heating systems for low energy houses. *Energy and Buildings*, vol. 65, p. 45-54

PROMOTELEC (2011) Label Promotelec Performance – Cahier des prescriptions techniques, March 2011 (in French). Available online: www.promotelec.com

RTE (2012a) Bilan prévisionnel de l'équilibre offre-demande d'électricité en France, www.rte-france.com/uploads/Mediatheque_docs/vie_systeme/annuelles/bilan_previsionnel/bilan_complet_2012.pdf.

RTE (2012b) Vague de froid de février 2012 : analyse par RTE des conséquences sur le système électrique français. www.rte-france.com/uploads/media/pdf_zip/alaune/Rex_Vague_froid-2012.pdf.

STABAT P., MARCHIO D. (2009) Opportunities for reversible chillers in office buildings in Europe. *Building simulation*, 2 (2), p. 95-108

THOMSON M, INFIELD D. (2008) Modelling the impact of micro-combined heat and power generators on electricity distribution networks. *Proc. IMechE Part A J. Power and Energy*, vol. 222(7):697-706.

VUILLECARD C, HUBERT CE, CONTREAU R, MAZZENGA A, STABAT P, ADNOT J. (2011) Small scale impact of gas technologies on electric load management—µCHP& hybrid heat pump. *Energy*, vol. 36, 2912–2923.

VUILLECARD (2013) Méthode de construction d'une offre d'effacement électrique par technologies gaz naturel – application : micro-cogénération et chaudière hybride. Thèse De doctorat, Mines Paristech

VDE (2008), VDE Prüf- und Zertifizierungsinstitut, Test report for the Information of the applicant – Product air-water-heat pump type E3 A, February 2008. Available online:

http://www.robur.com/documenti_prodotto/ROBUR_VDE-certificate_E3GS-20080616114143.pdf

WÄRMEPUMPEN-TESTZENTRUM (2009), Feuille d'information du Centre de test pour pompes à chaleur à Buchs - Importante différence entre EN 14511 et EN 255, January 2009 (in French).

Chapitre IV

Conclusions et perspectives

Le cœur de mes travaux de recherche est le développement de modèles simples et robustes de solutions énergétiques pour le bâtiment. Ces modèles ont pour objectif d'optimiser l'intégration des systèmes énergétiques dans le bâtiment. L'amélioration des performances des systèmes passe par un dimensionnement adéquat du système afin d'éviter le fonctionnement à très faibles taux de charge et le choix de stratégies de régulation adaptées.

Les **bâtiments à basse consommation d'énergie** ou à énergie positive appellent à une évolution des outils de simulation. En effet, si les variables explicatives de la demande des bâtiments sont les mêmes, le poids de chacune de ses variables change. Les variables prédictibles largement prépondérantes devant les variables stochastiques dans les bâtiments anciens ne le sont plus dans les nouveaux bâtiments à faible consommation. De même, la performance des équipements devient plus sensible à des facteurs négligés jusqu'ici tels que la régulation.

Par ailleurs, les **attentes de la modélisation** du bâtiment évoluent. Les outils de simulation développés dans les années 70/80 ont été utilisés essentiellement dans une optique de comparaison de solutions techniques afin de faire des choix de conception. La simulation a été ensuite introduite dans les années 2000 dans les calculs réglementaires afin d'atteindre des niveaux de performance minimale des bâtiments. Aujourd'hui, on attend que la simulation soit capable de prédire les consommations d'énergie pour des usages et un climat donnés afin de garantir la performance intrinsèque du bâtiment. Ce sujet est devenu une préoccupation majeure pour l'ensemble des acteurs du bâtiment. D'autre part, on s'intéresse de plus en plus aux appels de puissance qui ont un impact important sur les réseaux. On souhaite quantifier des effacements de puissance des systèmes électriques dans les bâtiments. Des projets visent à piloter à distance des équipements électriques et d'autres à définir de nouvelles tarifications de l'électricité plus adaptées aux nouvelles problématiques sur les réseaux électriques. Pour cela, on a besoin d'évaluer des stratégies de MDE dynamique[11] en lien avec les moyens de production électrique engagés sur une période donnée (estimation des gisements de flexibilités dans les bâtiments, des coûts et des bénéfices engendrés par le pilotage à distance des équipements du bâtiment…)

Ces évolutions dans le bâtiment et ces nouvelles attentes conduisent à **reconcevoir les modèles de systèmes énergétiques** dans le bâtiment. Afin de mieux modéliser les appels de puissance et prendre en compte la régulation du système qui a un impact non négligeable sur la consommation dans des bâtiments basse consommation, il paraît nécessaire de changer d'approche de modélisation. Les approches statiques de modélisation des équipements sur des pas de temps horaires qui prévalaient jusqu'à maintenant ne sont plus adaptées aux bâtiments à basse consommation d'énergie. La caractérisation de la dynamique des équipements devient une problématique majeure. Il nous faut désormais développer des modèles adaptés à des pas de temps de simulation courts avec une

[11] La MDE dynamique porte sur la consommation au meilleur moment à la différence de la MDE statique qui vise à la réduction des consommations

représentation explicite des phases transitoires de fonctionnement et une modélisation de la régulation afin de prendre en compte les interactions entre le bâtiment et le système. Cependant, cette nouvelle approche est confrontée au manque d'informations fournies par les fabricants d'équipements CVC sur 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 couteuse et délicate. Ce manque d'information est aujourd'hui un frein important à une évaluation précise de leurs performances.

D'autre part, l'expérience montre qu'il existe encore de grands écarts entre les consommations prévisionnelles fournies par la simulation dynamique des bâtiments et les consommations réelles d'un bâtiment après construction. Pour fixer des engagements sur la consommation maximale d'énergie visant à la garantie de la qualité du bâti et des systèmes dès le stade de la construction, il est nécessaire de développer des **méthodes statistiques afin de fiabiliser l'utilisation des outils de simulation**.

Mes travaux futurs visent à l'amélioration de la représentativité des modèles des équipements (cycles marche/arrêt, fonctionnement à charge partielle, consommation de veille...) intégrant la régulation et aussi une meilleure maîtrise des incertitudes liées à la simulation dynamique des bâtiments.

Aujourd'hui, un bâtiment doit garantir à la fois une très faible consommation d'énergie, un bon confort thermique et visuel et une qualité environnementale acceptable (bruit, qualité de l'air). Toutes ces contraintes génèrent des exigences sur les caractéristiques d'un bâtiment qui se révèlent souvent contradictoires. Les travaux de modélisation en vue d'améliorer la conception des bâtiments doivent intégrer une **approche multi-physique** permettant d'étudier par exemple les interactions entre les protections solaires, l'éclairement, les gains solaires, la ventilation naturelle et l'acoustique. La connaissance des écoulements d'air dans les bâtiments et l'évaluation du confort thermique restent encore des verrous majeurs dans le domaine de l'énergétique des bâtiments. Le développement des outils CFD offre des solutions pour analyser et mieux comprendre les écoulements d'air. Cependant, leur utilisation est complexe (paramétrage, choix des modèles de fermeture, interprétation) nécessitant des expérimentations en vue de leur validation.

Avec le développement à venir des bâtiments à énergie positive, se pose la question de l'installation d'équipements de chauffage très performants mais très chers pour un taux d'utilisation très faible. Le choix des systèmes énergétiques devrait être mené avec une **approche globale** intégrant bâti et systèmes. Une optimisation globale bâti/système semble aujourd'hui plus appropriée qu'une optimisation séparée du bâti et du système.

Par ailleurs, **l'impact des équipements électriques sur les réseaux** est une problématique croissante. Des méthodologies sont à développer pour analyser les stratégies de MDE dynamique et les effets de nouveaux systèmes énergétiques dans le bâtiment sur les courbes de charges électriques. En particulier, une modélisation permettant d'évaluer les appels de puissance ainsi que des méthodes d'agrégation des appels à l'échelle locale ou régionale est un chantier pour les années à venir. Des expérimentations sur des bâtiments et des données détaillées sur des postes de distribution sont nécessaires pour affiner la calibration des modèles de parc.

En outre, la modélisation bâtiment/système peut être étendue **à l'échelle des quartiers** afin d'optimiser **l'intégration de solutions mutualisées** de production d'électricité, de chauffage, d'eau chaude sanitaire et de rafraîchissement à partir d'énergies renouvelables, de

récupérations de chaleur entre bâtiments tertiaires et résidentiels… L'analyse des flexibilités sur les bâtiments raccordés aux réseaux thermiques peut permettre d'optimiser le dimensionnement, les consommations et l'impact environnemental de la production thermique. Des méthodes d'analyse coût-bénéfices sont aussi nécessaires afin de définir les conditions pour lesquelles un raccordement de bâtiments basse consommation sur des réseaux de chaleur est intéressant.

SYNTHESE DES ACTIVITES SCIENTIFIQUES

Publications & communications.....170

Encadrement d'étudiants.....177

Participations à des activités liées à la recherche.....179

Publications & communications

PUBLICATIONS DANS DES REVUES INTERNATIONALES AVEC COMITE DE LECTURE

1. MORISOT O., MARCHIO D., **STABAT P**. Simplified Model for the Operation of Chilled Water Cooling Coils Under Non-nominal Conditions. *HVAC&R Research*, 2002, 8 (2), p. 135- 158

2. GINESTET S., **STABAT P.**, MARCHIO D. Control design of open-cycle desiccant cooling systems using a graphical environment tool. *Building Serv. Eng. Res. Technol.*, 2003, 24 (4), p. 257-269

3. **STABAT P**., MARCHIO D. Simplified model for indirect-contact evaporative cooling-tower behaviour. *Applied Energy*, 2004, 78 (4), p. 433-451

4. **STABAT P**., MARCHIO D. Heat and Mass transfers Modelling for rotary desiccant dehumidifiers. *Applied Energy*, 2008, 85 (2-3), p. 128-142

5. **STABAT P**., MARCHIO D. Opportunities for reversible chillers in office buildings in Europe. *Building simulation*, 2009, 2 (2), p. 95-108

6. VUILLECARD C., HUBERT C. E., CONTREAU R., MAZZENGA A., **STABAT P.**, ADNOT J. Small scale impact of gas technologies on electric load management – µCHP & hybrid heat pump. *Energy*, 2011, 36 (5), p. 2912-2923

7. CACIOLO M., **STABAT P**., MARCHIO D. Full scale experimental study of single-sided ventilation: Analysis of stack and wind effects. *Energy and Buildings*, 2011, 43 (7), p. 1765-1773.

8. CACIOLO M., **STABAT P**., MARCHIO D. Numerical simulation of single-sided ventilation using RANS and LES and comparison with full-scale experiments. *Building and Environment*, 2011, 50, p.202-213

9. EL FOUIH Y., **STABAT P**., RIVIERE. P, HOANG P., ARCHAMBAULT V. Adequacy of air-to-air heat recovery ventilation system applied in low energy buildings. *Energy and Buildings*, 2012, 54, p.29-39

10. GIRARD S., ROMARY T., FAVENNEC J-M, **STABAT P.,** WACKERNAGEL H., Sensitivity Analysis and Dimension Reduction of a Steam Generator Model for Clogging Diagnosis. *Reliability Engineering and System Safety, 2013,* 113, p.143-153

11. CACIOLO M., CUI S., **STABAT P**., MARCHIO D. Development of a new correlation for single-sided natural ventilation adapted to leeward conditions. *Energy and Buildings*, 2013, 60, p.372-382

12. PINEAU D., RIVIERE. P, **STABAT P**., HOANG P., ARCHAMBAULT V. Performance analysis of heating systems for low energy houses. *Energy and Buildings*, 2013, 65, p. 45-54

13. BERTHOU T., **STABAT P**., SALVAZET R., MARCHIO D. Development and validation of a grey box model to predict thermal behavior of occupied office buildings. *Energy and Buildings*, 2014, 60, p.372-382

14. BOUVENOT J.B., ANDLAUER B., **STABAT P.,** MARCHIO D., FLAMENT B., LATOUR B., SIROUX M. Gas Stirling engine µCHP boiler experimental data driven model for building energy simulation, *Energy and Buildings*, 2014, 84, p.117-131

15. BOUVENOT J.B., LATOUR B., **STABAT P.,** SIROUX M., FLAMENT B., MARCHIO D., MERMOND Y. Dynamic model based on experimental investigations of a wood pellet steam engine micro CHP for building energy simulation, Applied Thermal Engineering, accepté

PUBLICATIONS DANS UN OUVRAGE

1. **STABAT P**. CACIOLO M., MARCHIO D., Progress on single-sided ventilation techniques for buildings. in *Advances in Building Energy Research, ed. Mat Santamouris, Taylor and Francis,* 2012, 6(2), p. 212-241

BREVETS

1. **STABAT P.**, PILLIOT B., ROUSSEL J. Dispositif de mesure du débit d'un des constituants d'un fluide multiphasique en écoulement dans un conduit. WO 2008037897, Veolia Propreté, 2008

2. LAGIER T., SYLVAIN M., **STABAT P.** Procédé et robot automoteur autonome pour une surveillance des émissions gazeuses diffuses émanant d'un site émissif. WO 2008087349, Veolia Propreté, 2008

REVUES PROFESSIONNELLES

1. GINESTET S., **STABAT P.** Formule approchée pour déterminer la température humide. CVC (Chauffage, Ventilation, Conditionnement d'Air), novembre 2001, n° 11, p. 26-27.

2. BOLHER A., FLEURY E., MILLET J.R., MARCHIO D., **STABAT P**. Guide de faisabilité et de pré-dimensionnement de systèmes de climatisation à faible consommation d'énergie. CSTB Magazine, septembre-octobre 2002, n° 143, p. 17-19.

3. FLEURY E., MARCHIO D., MILLET J.R., ROUJOL S., **STABAT P.** Méthode de calcul : Consommation d'énergie des bâtiments climatisés. CVC (Chauffage, Ventilation, conditionnement d'air), 2004, n°827, p. 29-33

4. BOLHER A., FLEURY E., MARCHIO D., MILLET J.R., **STABAT P.** Guide Technique: Systèmes de climatisation à faible consommation d'énergie – Guide de faisabilité et de pré-dimensionnement. *Cahier Technique du CSTB n°3454*, 60 pages, avril 2003

5. ANDLAUER B., **STABAT P.**, MARCHIO D., FLAMENT B. MCHP. Quale futuro nelle case a basso consumo? AICARR journal n°2, juin 2010 p. 30-35

6. RAYNAUD M., **STABAT P.** Influence des incertitudes liées aux entrées de la méthode 3CL en maison individuelle. CVC (Chauffage, Ventilation, Conditionnement d'Air), juillet/octobre 2011, n° 870, p. 18-22.

PUBLICATIONS DANS DES CONGRES INTERNATIONAUX AVEC ACTES

1. **STABAT P.**, MARCHIO D., ORPHELIN M. Pre-Design and Design Tools for Evaporative Cooling. ASHRAE Winter Meeting, in ASHRAE Transactions Vol. 107, Part 1, p. 501-510. Atlanta, USA, January 2001

2. BOLHER A., FLEURY E., MARCHIO D., MILLET J.R., **STABAT P.** Indirect Evaporative Cooling System – Tools and Sizing Guidelines. *7th world congress Clima 2000*, Naples, 15-18 September, 2001

3. BOLHER A., FLEURY E., MARCHIO D., MILLET J.R., **STABAT P.** Guidance and Tools for Chilled Ceilings Combined with a Wet Cooling Tower. 3rd European Conference on Energy Performance & Indoor Climate in Buildings "EPIC 2002 AIVC", Lyon, 23-26 October 2002

4. GINESTET S., **STABAT P.**, MARCHIO D. Control Strategies of Open Cycle Desiccant Cooling Systems Minimising Energy Consumption. Proceedings of ESIM 2002 Conference, Montréal, Québec, 13 September 2002 , Prix du meilleur article

5. GINESTET S., **STABAT P.**, MARCHIO D. Control design of open cycle desiccant cooling systems using a graphical environment tool. Proceedings of the 6th International Conference "System Simulation in Buildings" (SSB'2002), Liège, Belgium, 16-18 December 2002

6. ROUJOL S., FLEURY E., MARCHIO D., MILLET J.R., **STABAT P.** Testing the energy simulation building model of ConsoClim using BESTEST method and experimental data. 8th international IBPSA conference, Eindhoven, Netherlands, 11-14 august 2003

7. **STABAT P.**, GINESTET S., MARCHIO D. Limits of feasibility and energy consumption of desiccant and evaporative cooling in temperate climates. CIBSE/ASHRAE conference on building sustainability, value and profit. Edinburgh, Scotland, UK, 24-26 september 2003

8. CACIOLO M., MARCHIO D., **STABAT P.** Reversible air conditioning potential in office buildings in Europe. 5th International Conference on Improving Energy Efficiency in Commercial Buildings, Frankfurt, Germany. 10-11April 2008

9. CACIOLO M., FILFLI S., **STABAT P.**, MARCHIO D. Effect of technical solutions on non-heating and non-cooling temperatures and free cooling potential in office buildings. *AIVC 29th Conference: Advanced building ventilation and environmental technology for addressing climate change issues*. Kyoto, Japan. 14-16 October 2008

10. CACIOLO M., MARCHIO D., **STABAT P**. Survey of the existing approaches to assess and design natural ventilation and need for further developments. *11th International IBPSA Conference*. Glasgow, Scotland. 27-30 July 2009

11. BERTAGNOLIO S., **STABAT P.,** SOCCAL B., GENDEBIEN S. ANDRE P. Simulation Based Assessment of Heat Pumping Potential in Non-Residential Buildings – Part 1: Modeling. *10th REHVA World Congress - Clima 2010*. Antalya, Turkey. 9-12 May 2010

12. BERTAGNOLIO S., **STABAT P.,** GENDEBIEN S. ANDRE P. Simulation Based Assessment of Heat Pumping Potential in Non-Residential Buildings – Part 2: Parametric Study. *10th REHVA World Congress - Clima 2010*. Antalya, Turkey. 9-12 May 2010

13. FABRY B., ANDRE P., BERTAGNOLIO S., LEBRUN J., **STABAT P.** Simulation Based Assessment of Heat Pumping Potential in Non-Residential Buildings – Part 3: Application to a typical office building in Belgium. *10th REHVA World Congress - Clima 2010*. Antalya, Turkey. 9-12 May 2010

14. ANDLAUER B., **STABAT P.**, MARCHIO D., FLAMENT B. Are micro-cogeneration products adapted to low energy houses?. 10th *REHVA World Congress - Clima 2010*. Antalya, Turkey. 9-12 May 2010

15. ANDLAUER B., **STABAT P.**, MARCHIO D., FLAMENT B. Multi-objective optimisation procedures for sizing and operating building-integrated micro-cogeneration systems. *8th International Conference on System Simulation in Buildings*. Liege, Belgium. 13-15 December 2010

16. GIRARD S., ROMARY T., FAVENNEC J.M., **STABAT P.**, WACKERNAGEL H. Towards a better understanding of clogged steam generators: a sensitivity analysis of dynamic thermo-hydraulic model output. 19th International Conference on Nuclear Engineering. Chiba, Japan. 16-19 May 2011

17. VUILLECARD C., DELAS H., **STABAT P.**, ADNOT J. Bottom-up model for local gas and electricity interactions with hybrid technologies. International Gas Union Research Conference- IGRC. 19-21 October 2011

18. BLERVAQUE H., **STABAT P.**, FILFLI S., MURESAN C., MARCHIO M. Comparative analysis of air-to-air heat pump models for building energy simulation. SIMBUILD Conference, IBPSA, Madison, Wisconsin, USA. 1 - 3 August 2012

19. CUI S., GOURDON E., ISSOGLIO R., **STABAT P.,** MARCHIO D., EL MANKIBI M. How far can "baffle shutters" attenuate outdoor noise while maintaining acceptable natural ventilation rates? Low Carbon Town and Physical Energy Storage APEC Conference, Changsha, Hunan, China. 25-26 May, 2013

20. GRESLOU O., **STABAT P.,** DUPLESSIS B., ADNOT J. Impacts of different combinations of heating load profiles of a building island on a small district heating system**.** Sustainable energy and Environmental Protection Conference, Maribor, Slovenia. 20-23 August 2013

21. BERTHOU T., **STABAT P**., SALVAZET R., MARCHIO D. Optimal control for building heating: an elementary school case study. Building simulation conference, Chambéry, France. 25-28 August 2013

22. BLERVAQUE H., FILFLI S., SCHUMANN M., **STABAT P.**, MARCHIO M. Impacts of control strategies on light and heavy radiant floors in low energy buildings by modelica simulation. Building simulation conference, Chambéry, France. 25-28 August 2013

23. CUI S., **STABAT P**., MARCHIO D. Influence of natural ventilation on solar gains and natural lighting by opening windows, Chambéry, France. 25-28 August 2013

24. CUI S., ISSOGLIO R., KOFFI J., EL MANKIBI M., **STABAT P.,** MARCHIO D. Performance evaluation of natural ventilation through windows with horizontal blade shutters. Indoor Air conference, Hong Kong, China. 7-12 July, 2014

25. RIVALIN L., MARCHIO D., **STABAT P.,** CACIOLO M., COGNE B. Influence of building zoning on annual energy demand, 3rd International High Performance Buildings Conference at Purdue, July 14-17, 2014

PUBLICATIONS DANS DES CONGRES NATIONAUX AVEC ACTES

1. **STABAT P.**, MORISOT O., MARCHIO D. Comparaison de modèles de batterie froide à eau glacée pour le calcul des consommations d'énergie d'un bâtiment climatisé. Conférence IBPSA France, Sophia-Antipolis, 26-27 octobre, 2000

2. FLEURY E., ALESSANDRINI J.M., BOLHER A., MARCHIO D., MILLET J.R., ROUJOL S., **STABAT P.** Incertitudes et variables critiques dans un calcul de consommation d'installation de climatisation. Conférence IBPSA France, Saint-Denis La Plaine, 17-18 octobre 2002

3. CACIOLO M., MARCHIO D., **STABAT P.**, FILFLI S. Effet de différentes solutions techniques sur les températures de non-chauffage et de non-refroidissement et sur le potentiel de "free cooling" dans les bâtiments de bureaux. Conférence IBPSA France, Lyon, 6-7 novembre, 2008

4. **STABAT P.** Potential of reversible chillers and heat recovery on chillers in office buildings and health care institutions in Europe. *Journée d'étude de l'ATIC "La pompe à chaleur: une réponse au futur énergétique dans le tertiaire et grands complexes*". Bruxelles. 18 novembre, 2008

5. **STABAT P.** Retour d'expérience des PAC réversibles dans le tertiaire et annexe 48 de l'AIE. *Journée Française du Froid "Quoi de neuf dans les pompes à chaleur?*". Paris, 10 février, 2010

6. BERTHOU T., **STABAT P**., SALVAZET R., MARCHIO D. Comparaison de modèles linéaires inverses pour la mise en place de stratégies d'effacement. Conférence IBPSA France, Chambéry , 6-8 juin 2012

7. BOUVENOTJ.B., ANDLAUER B., FLAMENT B., **STABAT P.**, MARCHIO M., LATOUR B., SIROUX M. Modélisation numérique de solutions de micro-cogénération. Congrès français de thermique, SFT, Gerardmer 28-31 mai 2013

8. BOUVENOT J.B., LATOUR B., **STABAT P.**, FLAMENT B., SIROUX M. MARCHIO M., MERMOND Y. Modélisation numérique de solutions de micro-cogénération biomasse. Congrès français de thermique, SFT, 3-6 juin 2014 2013

9. BOUVENOT J.B., LATOUR B., **STABAT P.**, FLAMENT B., SIROUX M. MARCHIO M. Développement d'un modèle numérique pour l'optimisation d'un micro-cogénérateur gaz couplé au bâtiment, Colloque Francophone en Energie, Environnement, Economie et Thermodynamique, COFRET, Paris, CNAM 23-25 avril 2014

CONFÉRENCES

1. **STABAT P.** Optimization of narrow angle radiometer probes. *6th Annual EuroFlam Seminar.* Cardiff, United Kingdom. June 23-24, 1999

2. **STABAT P.**, MARCHIO D., BOLHER A. Système de climatisation à faible consommation d'énergie - Guide de pré-dimensionnement. *Université du confort et de l'eau ICO*, Chambéry 2002

RAPPORTS DE CONTRATS

1. LALLEMANT N., **STABAT P.** A catalogue of gas and soot radiative property models. IFRF Doc, No. G8/y/10, 1999

2. LALLEMANT N., **STABAT P.** Total radiance calculations in gas soot mixtures. IFRF Doc, No. G8/y/11, 1999

3. ORSINO S., TAMURA M. , **STABAT P.**, COSTANTINI S., PRADO O., WEBER R. Excess enthalpy combustion of coal. The results of the HTAC99 trials. IFRF Doc, No. F46/y/3, 2000

4. BOHLER A., FLEURY E., MARCHIO D., MILLET J. R., **STABAT P.** Guide de faisabilité et de pré-dimensionnement de systèmes de climatisation à faible consommation d'énergie. rapport convention ADEME n° 99.04.080, Réf. CSTB DDD/CVA-02.121R, septembre 2002. 111 p.

5. BOHLER A., FLEURY E., MARCHIO D., MILLET J. R., **STABAT P.** Calcul des consommations des techniques de climatisation à faible consommation d'énergie. rapport convention ADEME n° 99.04.080, Réf. CSTB DDD/CVA-02.124R, septembre 2002. 45 p.

6. BOHLER A., FLEURY E., MARCHIO D., MILLET J. R., **STABAT P.** Rapport de synthèse des techniques de climatisation à faible consommation d'énergie rapport final convention ADEME n° 99.04.080, Réf. CSTB DDD/CVA-02.125R, septembre 2002. 13 p.

7. ALESSANDRINI J. M., BOHLER A., FLEURY E., MARCHIO D., MILLET J. R., ROUJOL S., **STABAT P**. Etude de la sensibilité et validation in situ de la méthode CONSOCLIM, rapport CSTB, novembre 2002.

8. ABDESSELAM M., FLEURY E., MARCHIO D., **STABAT P.,** TRAISNEL J.P. ClimaDOM - Une méthode d'évaluation des bâtiments tertiaires climatisés dans les DOM. Rapport EDF/ADEME, mai 2003. 43 p.

9. **STABAT P.** Energy Audits in the agro-food sector in France. Rapport de contrat AIGUISOL/ARMINES n° EIE 07-224 SAHC PROJECT. Task 2.2. of SAHC project. February 2009. 36p.

10. **STABAT P.** Barriers for SAHC Systems in France. Rapport de contrat AIGUISOL/ARMINES n° EIE 07-224 SAHC PROJECT. Tasks 5.1. and 5.2. of SAHC project. November 2009. 23p.

11. **STABAT P.,** ANDRE P., BERTAGNOLIO S., CACIOLO M., FRANCK P.Y., ROGIEST C., SARRADE L. Analysis of building heating and cooling demands in the purpose of assessing the heat recovery and reversibility potentials. Final report of IEA-ECBCS Annex 48, August 2010. 112 p.

12. BERTAGNOLIO S., CACIOLO M., CORGIER D., **STABAT P.** Review of heat recovery and heat pumping solutions. Final report of IEA-ECBCS Annex 48, February 2010. 67 p.

13. BERTAGNOLIO S., GENDEBIEN S., SOCCAL B., **STABAT P.** IEA 48 simulation tools: reference book. Final report of IEA-ECBCS Annex 48, May 2010. 96 p.

14. MARCHIO D., RAYNAUD M., **STABAT P.** Importation des modèles des systèmes Ca-sis et ConsoClim sous TRNSYS. Rapport de contrat EDF/ARMINES. Juin 2010. 110p.

15. REGNER M., NEVEUX G., **STABAT P**. Analyse du potentiel national pour l'application de la cogénération à haut rendement. Rapport de synthèse pour le MEEDM. Septembre 2010. 118 p.

16. RIVIERE P., ADNOT J., GRESLOU O., SPADARO J., **STABAT P.**, HITCHIN R., POUT C., KEMNA R. , VAN ELBURG M., Van HOLSTEIJN R., Sustainable Industrial Policy – Building on the Ecodesign Directive – Energy-Using Product Group Analysis/2 : Lot 6: Air-conditioning and ventilation systems ; Final report of Task 3 - Air-conditioning products. Rapport de Contrat No. ENTR/B1/35-2009/LOT6/ SI2.549494. July 2012. p100.

17. RIVIERE P., ADNOT J., GRESLOU O., SPADARO J., **STABAT P.**, HITCHIN R., POUT C., KEMNA R. , VAN ELBURG M., Van HOLSTEIJN R., Sustainable Industrial Policy – Building on the Ecodesign Directive – Energy-Using Product Group Analysis/2 : Lot 6: Air-conditioning and ventilation systems ; Final report of Task 4. Rapport de Contrat No. ENTR/B1/35-2009/LOT6/ SI2.549494. July 2012. p152.

18. CUI S., MARCHIO M., **STABAT P.,** El MANKIBI, M., GOURDON E., ISSOGIO R., BARTHELME A.F., WURTZ E., FLAMENT B. Bibliothèque de solutions techniques et de typologies de systèmes d'ouvertures vitrées intégrant ventilation naturelle et protections solaires, Rapport de projet ANR-VILD-007-01-OVISOLVE, Livrable 1, Août 2012. p.86.

19. MARCHIO D., **STABAT P.,** MONTANDON L. Optimisation du couplage bâtiment-production en coût global et minimisation des émissions de CO2 par gestion optimisée de l'énergie. Rapport de contrat, Région Alsace, Octobre 2012, p58

20. BERTOU Y., STABAT P. Rapport intermédiaire du Projet SIC « Sustainable Indoor Climate », contrat région PACA n°2011-12480, avril 2013

21. CUI S., MARCHIO M., **STABAT P.,** El MANKIBI, M., GOURDON E., ISSOGIO R., BARTHELME A.F., WURTZ E., FLAMENT B. Description des essais thermo-aérauliques, acoustiques et optiques, protocoles de mesure et base de données de résultats expérimentaux – façade double peau et ouvertures vitrées, Rapport de projet ANR-VILD-007-01-OVISOLVE, Livrable 2, Juin 2013. p.126.

Encadrement d'étudiants

PARTICIPATION A L'ENCADREMENT DE THESES DE DOCTORAT

Soutenues :

CACIOLO M. Analyse expérimentale et simulation de la ventilation naturelle mono-façade pour le rafraîchissement des immeubles de bureaux. soutenue le 17 décembre 2010.
Directeur de thèse: MARCHIO D. / maître de thèse: STABAT P.

ANDLAUER B. Optimisation systémique de micro-cogénérateurs intégrés aux bâtiments. soutenue le 7 décembre 2011.
Directeur de thèse: MARCHIO D. / maîtres de thèse: STABAT P., FLAMENT B.

GIRARD S. Diagnostic des dysfonctionnements des générateurs de vapeur - Approche couplant modélisation physique et statistique. soutenue le 17 décembre 2012.
Directeur de thèse: WACKERNAGEL H. / maîtres de thèse: ROMARY T., STABAT P.

VUILLECARD C. Méthode de construction d'une offre d'effacement électrique par technologies gaz naturel. Soutenue le 14 mars 2013.
Directeur de thèse: ADNOT J. / maître de thèse: STABAT P.

BERTHOU T. Développement de modèles de bâtiment pour la prévision de charge de climatisation et l'élaboration de stratégies d'optimisation énergétique et d'effacement. Soutenue le 16 décembre 2013
Directeur de thèse : MARCHIO D./ maîtres de thèse : STABAT P.

En cours :

BLERVAQUE H. Règles de modélisation pour les systèmes de production et de distribution dans les bâtiments BBC, application au dimensionnement des systèmes et aux stratégies d'effacement dans les bâtiments basse consommation. Soutenance prévue fin 2014. Directeur de thèse: MARCHIO D. / maître de thèse: STABAT P.

CUI S. Modélisation multi-physique d'ouvertures vitrées. Soutenance prévue fin 2015.
Directeur de thèse: MARCHIO D. / maître de thèse: STABAT P.

RIVALIN L. Garantie des performances énergétiques dans les immeubles neufs. Soutenance prévue fin 2015. Directeur de thèse: MARCHIO D. / maître de thèse: STABAT P.

GRESLOU O. Analyse des flexibilités de la demande et optimisation de réseaux de chaleur multi-énergies intégrant des bâtiments basse consommation. Soutenance prévue fin 2015. Directeur de thèse: ADNOT J. / maître de thèse: STABAT P.

ENCADREMENT DE STAGES NIVEAU MASTER

LEMAIRE J. Cahier des charges d'un calorimètre destiné à la mesure du Pouvoir Calorifique Inférieur des Ordures Ménagères et des Combustibles Solides de Récupération, Projet de fin d'études ENSMA, juillet 2004

OLIVEIRA B. Perspectives de développement des systèmes de climatisation solaire. Master Stratégies énergétiques, Mines ParisTech 2008

FATEH A. PAC Gaz : Caractérisation et développement d'une méthode de calcul. Master Stratégies énergétiques, Mines ParisTech 2009, co-encadrement: P. RIVIERE

EL FOUIH Y. Ventilation Double Flux dans les Bâtiments à Energie Positive. Master Stratégies énergétiques, Mines ParisTech 2012, co-encadrement: P. RIVIERE

MONTANDON L. Analyse des opportunités d'intégration de la micro-cogénération dans les bâtiments. Projet de fin d'études ENSEM, aout 2012, co-encadrement: D. MARCHIO

CUI S. Etude de systèmes intelligents d'ouvertures vitrées intégrant protection solaire et ventilation naturelle, projet de fin d'études, Ecole des Mines d'Albi, septembre 2012, co-encadrement: D. MARCHIO

PINEAU D. Analyse de solutions de chauffage pour des maisons individuelles à basse consommation d'énergie, Projet fin d'études, cycle Ingénieur civil Mines ParisTech, décembre 2012 co-encadrement: P. RIVIERE

BASHEIR R. Analyse technico-économique d'un système DEC, Master Stratégies énergétiques, Mines ParisTech 2013 co-encadrement: Y. BERTHOU

Participations à des activités liées à la recherche

RELECTEUR POUR DES REVUES INTERNATIONALES

- Building and Environment, Editor : Q. Chen, Elsevier
- Applied Energy, Associate editor: S.K. Chou, Elsevier
- Applied Thermal Engineering, Regional Editor: D. Reay, Elsevier
- Building Simulation, An international Journal, Editor-in-Chief: X. Yang, Springer
- Energy Efficiency, Editor-in-Chief: P. Bertoldi, Springer
- Journal of Heat Transfer, Associate editor: G. Lorenzini, ASME Journal
- International Journal of Heat and Mass Transfer, Editor-in-Chief: W. Minkowycz, Elsevier
- International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, Editor-in-Chief: R W Lewis, Emerald
- International Journal of Refrigeration, Editor: J. Bonjour, Elsevier

EXPERTISE DE PROJETS DE RECHERCHE

ADEME Appel à Projets PACTE ECS 2009

ANR Programme HABISOL 2010

ANR Programme SEED 2012

PARTICIPATION A DES JURYS DE THESE

CACIOLO M. (décembre 2010)
Composition du jury :

Président :	M. François CAUNEAU	Professeur, CEP, Ecole des Mines de Paris
Rapporteurs:	M. Francis ALLARD	Professeur, LEPTIAB, Université de la Rochelle
	M. Pierre MICHEL	Professeur, ENPTE Lyon
Examinateurs:	M. Jean Robert MILLET	Responsable de la division Energie du CSTB
	M. Dominique MARCHIO	Professeur, CEP, Ecole des Mines de Paris
	M. Pascal STABAT	Docteur CEP, Ecole des Mines de Paris

ANDLAUER B. (décembre 2011)
Composition du jury :

Président :	M. Vincent LEMORT	Professeur, Laboratoire de thermodynamique, Université de Liège
Rapporteurs:	M. Georges DESCOMBES	Professeur, CNAM, Paris
	M. Vincent LEMORT	Professeur, Laboratoire de thermodynamique, Université de Liège
Examinateurs:	M. Dominique MARCHIO	Professeur, CEP, Ecole des Mines de Paris
	M. Pascal STABAT	Docteur CEP, Ecole des Mines de Paris
	M. Bernard FLAMENT	Docteur, INSA de Strasbourg
	M. Armand ERB	Enseignant, INSA de Strasbourg

BERTAGNOLIO S. (juin 2012)
Composition du jury :

Président :	M. Pierre DEWALLEF	Professeur, Université de Liège
Examinateurs:	M. Jean-Marie HAUGUSTAINE	Professeur, Université de Liège
	M. Michaël KUMMERT	Professeur, Ecole Polytechnique de Montréal
	M. Jean LEBRUN	Professeur, Université de Liège
	M. Vincent LEMORT	Professeur, Laboratoire de thermodynamique, Université de Liège
	M. Dirk SAELENS	Professeur, Université catholique de Louvain
	M. Pascal STABAT	Docteur CEP, Ecole des Mines de Paris
Promoteur:	M. Philippe ANDRE	Professeur, Université de Liège

GIRARD S. (décembre 2012)
Composition du jury :

Président :	M. Gérard BIAU	Professeur, ENS et Université Pierre et Marie Curie
Rapporteurs:	Mme. Clémentine PRIEUR	Professeur, Université Joseph FOURIER
	M. Marc GRANDOTTO	HDR, DEN/D2MS/STMF/LMEC, CEA
Examinateurs:	M. Hans WACKERNAGEL	Professeur, Centre de Géosciences, Mines ParisTech
	M. Thomas ROMARY	Docteur Centre de Géosciences, Mines ParisTech
	M. Pascal STABAT	Docteur CEP, Mines ParisTech
	M. Jean-Melaine FAVENNEC	Ingénieur Sénior, STEP, EDF R&D

VUILLECARD C. (mars 2013)

Composition du jury :

Président :	M. Damien ERNST	Professeur associé, SYSMOD, Université de Liège
Rapporteurs:	M. Joseph VIRGONE	Professeur, CETHIL, Université Lyon 1
	M. Hamid BEN AHMED	HDR, SATIE, ENS Cachan
Examinateurs:	M. Jérôme ADNOT	Professeur, CEP, Mines ParisTech
	M. Pascal STABAT	Docteur CEP, Mines ParisTech
Invités:	M. Eric VIDALENC	Service Prospective, ADEME
	M. Anthony MAZZENGA	Responsable pôle Stratégie, GrDF

BERTHOU T. (décembre 2013)

Composition du jury :

Président :	Mme Elena PALOMO DEL BARRIO	Professeur, TREFLE, Université Bordeaux 1
Rapporteurs:	M. Gilles FRAISSE	Professeur, LOCIE, Université de Savoie
	M. Christian GHIAUS	Professeur, CETHIL, INSA de Lyon
Examinateurs:	M. Dominique MARCHIO	Professeur, CES, Mines ParisTech
	M. Pascal STABAT	Docteur CES, Mines ParisTech
	Mme Nelsie BERTHELOT	Docteur, VERI, Veolia Environnement
Invités:	M. Raphaël SALVAZET	Ingénieur de Recherche, VERI, Veolia Environnement