



HAL
open science

Projet MICRO 15 kWh Système de micro-cogénération et de ventilation adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques

Bruno Peuportier, Stéphane Thiers, Bernard Aoun, Françoise Thellier,
Frédéry Lavoye, Damien Labaume

► To cite this version:

Bruno Peuportier, Stéphane Thiers, Bernard Aoun, Françoise Thellier, Frédéric Lavoye, et al.. Projet MICRO 15 kWh Système de micro-cogénération et de ventilation adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques. [Rapport de recherche] Université toulouse 3 Paul Sabatier. 2009. hal-02177297

HAL Id: hal-02177297

<https://hal.science/hal-02177297>

Submitted on 8 Jul 2019

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.

Projet MICRO 15 kWh

Système de micro-cogénération et de ventilation adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques

RAPPORT FINAL
Octobre 2009

Coordinateur **ARMINES** : Convention ANR/ADEME – ARMINES n° 0604C0116

ARMINES – CEP - MINES ParisTech

Centre Energétique et Procédés
60 Bd St Michel - 75272 PARIS Cedex 06
Tel : 01 40 51 91 51 Fax : 01 46 34 24 91

Bruno PEUPORTIER :
bruno.peuportier@mines-paristech.fr
Stéphane THIERS, Bernard AOUN



Laboratoire PHASE

Université de Toulouse - Paul Sabatier,
Physique de l'Homme Appliquée à Son Environnement
118, route de Narbonne - 31062 TOULOUSE Cedex 9
Tél. : 0561 55.65.33 Fax : 0561 55 81 54

Françoise THELLIER : thellier@cict.fr
Frédéry LAVOYE, Bérangère LARTIGUE



ALDES Aéraulique

16 Avenue Charles de Gaulle, Bât 14 - 31130 BALMA
Tel : 05 61 24 95 65 Fax : 05 61 24 95 69

Damien LABAUME : labaume-damien@aldes.com



Sommaire

Sommaire	3
Résumé	5
1. Introduction	6
2. Phase 1a : État de l'art	7
2.1 Logements à faibles besoins énergétiques	7
2.2 Ventilation et chauffage aéraulique	8
2.3 Micro-cogénération par moteur Stirling	11
2.4 Méthode d'évaluation du "Confort Thermique"	14
3. Phase 1b : Banc d'essai	31
3.1 Introduction	31
3.2 L'unité de micro-cogénération à moteur Stirling	31
3.3 Description des composants du banc d'essai mis en œuvre	33
3.4 Instrumentation et acquisition des mesures	34
3.5 Stratégie des essais	36
3.6 Caractérisation du comportement à partir des essais réalisés	38
3.7 Conclusions	46
4. Phase 2a : Étude du système de chauffage par micro-cogénération	47
4.1 Modélisation du système	47
4.2 Simulation sur un cas de référence	67
4.3 Conclusion	75
5. Phase 2b : Étude des conditions de confort thermique	76
5.1 Etude du climat intérieur	76
5.2 Caractérisation et régulation du chauffage par air	86
5.3 Evaluation de la qualité de l'ambiance	91
5.4 La régulation du bâtiment	99
5.5 Simulations Thermiques Dynamiques	101
6. Phase 3 : Développement d'un produit	121
6.1 Principe de la solution	121
6.2 Dimensionnement de la solution	122
6.3 Cahier des charges	122
6.4 Premiers prototypes d'Ubio®	122
6.5 Essais d'investigation	125
6.6 Étude comparative de différentes stratégies de régulation du système Ubio® par simulation dynamique	130
6.7 Dernière version du prototype	130
7. Phase 4 : Préfiguration d'une expérimentation in-situ	134
7.1 Maison individuelle	134
7.2 Petit collectif	139
8. Phase 5 : Evaluations et recommandations	147
8.1 Recommandations concernant le système de chauffage à air par micro-cogénération	147
8.2 Recommandations concernant le confort thermique	147
9. Phase 6 : Activités de dissémination	149
9.1 Ouvrage	149
9.2 Thèse	149
9.3 Article soumis à une revue internationale	149
9.4 Communication dans un colloque	149
9.5 Posters	149
9.6 Brevet	149
9.7 Salons	149
9.8 Documentation technique	149
10. Tâche de Coordination	150
11. Conclusions et perspectives	151
11.1 Conclusions	151

11.2 Perspectives.....	152
Bibliographie.....	154
Annexes.....	159
A1 Photos du banc d'essai mis en place au CEP	
A2 Fichiers météorologiques utilisés	
A3 Documentation technique de l'Ubio®	
A4 Comptes-rendus des réunions d'avancement de projet	
A5 Communications.....	
 ANNEXE CONFIDENTIELLE JUSQU'AU 20/10/2012	
A6 Étude comparative de différentes stratégies de régulation du système Ubio® par simulation dynamique.....	

Résumé

Ce projet a pour objet d'étudier un système de micro-cogénération adapté aux bâtiments à très faibles besoins énergétiques (de type « maisons passives », Minergie ou *Bâtiment Basse Consommation*) tout en assurant le confort thermique des occupants et en réduisant les impacts environnementaux.

Le système étudié associe une unité de micro-cogénération à granulés de bois à un ballon de stockage d'eau chaude et à un système de chauffage aéraulique régulé pièce par pièce. L'unité de micro-cogénération produisant à la fois chaleur et électricité est déjà commercialisée tandis que le système de chauffage aéraulique a été spécifiquement conçu au cours de ce projet.

Chaque composant a d'abord été étudié séparément, puis modélisé. Enfin les différents modèles ont été couplés afin d'évaluer, par simulation, les performances énergétiques de l'ensemble et d'optimiser sa conception, le dimensionnement de chaque élément et les régulations des pompes, ventilateurs etc.

Le fonctionnement d'une unité de micro-cogénération à bois *Sunmachine* a été caractérisé au moyen d'un banc d'essai conçu spécialement pour ce projet. Les résultats de cette caractérisation ont permis d'alimenter un modèle empirique qui a été développé et implanté dans le logiciel de simulation thermique du bâtiment, COMFIE. Une fois le modèle réalisé, une étude paramétrique a permis de dimensionner le ballon de stockage d'eau chaude de manière à optimiser la production conjointe de chaleur et d'électricité.

Le chauffage aéraulique régulé pièce par pièce est pour l'instant peu développé. Les prototypes réalisés correspondent à un boîtier isolé comportant un ventilateur de recyclage, 2 entrées d'air, 3 ou 5 sorties d'air (selon le modèle) et une batterie d'échange eau/air positionnée à l'entrée de chaque gaine de soufflage. Les prototypes ont été successivement améliorés jusqu'à aboutir à un système répondant à la fois aux exigences énergétiques, mais aussi fonctionnelles et industrielles, du cahier des charges établi au début du projet. Le prototype réalisé est actuellement en cours d'essai et sera prochainement commercialisé.

Le système étudié doit assurer le confort thermique des occupants, c'est pourquoi la qualité des ambiances a été spécialement étudiée. Le modèle du système de chauffage aéraulique a été intégré au simulateur TRNSYS et couplé à un modèle représentant le comportement thermique des occupants. Ce modèle prend en compte les deux aspects de la thermorégulation humaine : d'une part la régulation physiologique (sudation, frisson), qui permet de connaître l'état thermique du corps humain en tenant compte de ses réactions physiologiques, et d'autre part, la régulation comportementale (modification de la tenue vestimentaire, modification de la consigne de chauffage), à travers un modèle de représentation simple. Ce modèle permet de mettre en évidence la réaction comportementale que l'occupant peut avoir lorsqu'il n'est pas satisfait des conditions de l'ambiance dans le lieu où il se trouve.

Les résultats obtenus montrent que l'unité de micro-cogénération étudiée présente des performances limitées¹ (rendement thermique sur PCS² : 50 %, rendement électrique net sur PCS : 9 %). Bien qu'il représente actuellement l'une des plus petites puissances disponible sur le marché, ce système semble plus adapté à un petit collectif qu'à un habitat individuel à très basse consommation. Une opération de démonstration de ce type a ainsi été étudiée sur un bâtiment de six logements à Chambéry. La régulation du système de diffusion de chaleur proposé permet d'assurer un niveau de confort satisfaisant en hiver et en mi-saison. Le confort d'été peut aussi être amélioré par la mise en œuvre d'un puits climatique ou du free-cooling, techniques qui peuvent être étudiées avec l'ensemble logiciel réalisé. Le système de micro-cogénération à base de bois produit de l'électricité en période de pointe, réduisant ainsi l'usage d'une production d'origine thermique à fort contenu en CO₂.

¹ Le fabricant poursuit actuellement le développement de son produit et l'amélioration de ses performances.

² Pouvoir Calorifique Supérieur : énergie maximale que peut libérer un combustible, en prenant en compte la chaleur latente récupérable par condensation de la vapeur d'eau produite

1. Introduction

L'amélioration des performances thermiques de l'enveloppe des bâtiments induit des besoins de chauffage concentrés sur de courtes périodes. Les équipements de chauffage performants sont alors plus difficilement rentabilisés, ce qui constitue un frein à la réduction des impacts environnementaux. Un système multifonctionnel, assurant à la fois le chauffage, la préparation d'eau chaude sanitaire et en partie la génération d'électricité peut constituer une réponse adaptée aux logements très économes. La production d'électricité est corrélée aux besoins de chauffage, donc plus importante en période de pointe, ce qui est favorable du point de vue environnemental – la source d'énergie pouvant être du gaz naturel ou du bois.

Les besoins de chauffage d'un logement à haute performance³ sont très variables dans le temps et il est nécessaire de contrôler les risques de surchauffe liés aux apports solaires et internes. La très faible inertie du chauffage aéraulique, avec la possibilité de réguler la température de l'air soufflé par l'apport d'air extérieur, éventuellement complétée par la mise en œuvre de tubes enterrés (« puits climatique »), devrait permettre de répondre à deux exigences conjointes mais parfois antagonistes : minimiser les consommations d'énergie et maintenir un niveau de confort thermique optimal.

Le projet « MICRO 15 kWh » a pour objet la conception d'un système associant micro-cogénération, chauffage aéraulique et ventilation, pour des logements confortables et économes en énergie.

Ce projet a duré 30 mois, officiellement d'avril 2007 (date de signature de la convention) à octobre 2009. De fait, il a démarré lors de la réunion de lancement le 26 janvier 2007.

Le présent rapport final synthétise l'ensemble des phases du travail réalisé durant cette période ainsi que les conclusions auxquelles il a permis d'aboutir.

Phase 1 : État de l'art. Description du banc d'essai réalisé

Phase 2 : Modèles développés pour le système de micro-cogénération, la consommation des ventilateurs, le rafraîchissement passif et l'étude du confort thermique

Phase 3 : Développement d'un produit pour la diffusion de la chaleur : cahier des charges, essais du prototype et simulation de différentes stratégies de régulation

Phase 4 : Étude de préfiguration d'expérimentations in-situ du système de chauffage à air par micro-cogénération

Phase 5 : Recommandations issues de l'étude de quelques cas représentatifs

Phase 6 : Récapitulatif des activités de dissémination réalisées dans le cadre de ce projet

Phase 7 : Coordination des travaux

³ Par exemple, inférieurs à 15 kWh/m² sur l'année, seuil du label allemand *Passivhaus*[®] (maisons passives).

2. Phase 1a : État de l'art

2.1 Logements à faibles besoins énergétiques

Contribution de Damien Labaume – ALDES

Les défis énergétiques et environnementaux actuels (réchauffement climatique, limitation des ressources énergétiques) appellent diverses solutions. Dans le secteur du bâtiment, ces solutions passent par une réduction des consommations d'énergie, en particulier pour les nouvelles constructions. En France, commencent à apparaître des programmes de maisons neuves construites suivant les spécifications de labels basse consommation tels *Passivhaus*[®], *Minergie*[®] ou *Effinergie*[®] [Passivhaus 2008 ; Minergie 2008 ; Effinergie 2008].

Dans les logements à faibles besoins énergétiques, l'objectif est de réduire fortement la consommation d'énergie pour le chauffage, le rafraîchissement et la production d'eau chaude sanitaire. Pour ce faire, ces constructions sont caractérisées par une enveloppe fortement isolée, une faible perméabilité à l'air de l'enveloppe, la récupération d'énergie sur l'air extrait (via une ventilation double-flux) et des systèmes de production de chaleur très performants (Figure 2.1).

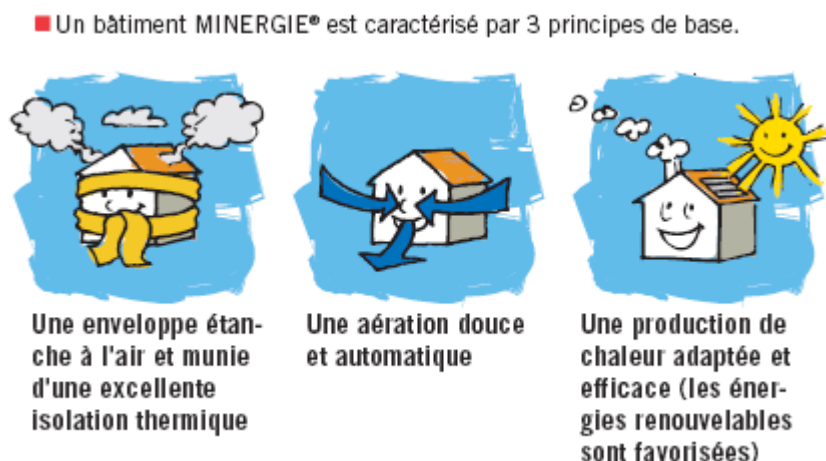


Figure 2.1 Principes de base des logements à faibles besoins énergétiques (Source : Minergie[®])

La construction de maisons passives (label *Passivhaus*[®]) est soumise à de strictes normes constructives, initialement adaptées aux pays d'Europe du Nord (et notamment l'Allemagne) et répond à des exigences énergétiques bien définies. L'objectif est, par une conception adaptée, de réduire considérablement les besoins énergétiques afin d'éviter la mise en œuvre de tout système classique de chauffage (planchers chauffants, radiateur à eau...). Cette conception passe par une orientation judicieuse du bâtiment permettant de profiter des apports solaires gratuits (tout en sachant s'en protéger), un fort niveau d'isolation couplé à la mise en œuvre d'une étanchéité de qualité et un système de ventilation performant qui, tout en apportant la juste quantité d'air nécessaire à l'obtention de conditions hygiéniques satisfaisantes, fait office de vecteur d'appoint de chauffage.

Le fort niveau d'isolation de l'enveloppe se traduit par un coefficient de transmission thermique global inférieur à **0,15 W/m².K**. Une telle valeur ne peut être atteinte que par la pose d'une épaisseur conséquente d'isolant (de 30 à 40 cm) sur les murs extérieurs et en toiture, ainsi que de triple vitrage. Le facteur solaire de ces derniers est de l'ordre de 0,5 afin de trouver un bon compromis entre apports solaires et limitation des risques de surchauffe.

L'étanchéité à l'air est contrôlée sur chantier par un « test de la porte soufflante » (*blower door test*). La mise en pression sous 50 Pa de l'habitation ne doit pas faire apparaître un taux d'infiltration supérieur à **0,6 vol/h**.

Cette étanchéité à l'air implique nécessairement la mise en œuvre d'un système de ventilation hygiénique. Ce dernier doit être doté de type « double-flux avec récupération de chaleur sur l'air vicié » afin de réduire les déperditions thermiques par renouvellement d'air.

La réduction des déperditions thermiques (par transmission et renouvellement d'air) doit laisser apparaître des besoins de chauffage (énergie utile) inférieurs à **15 kWh/m².an**. La puissance maximale

appelée ne peut excéder **10 W/m²**. On peut d'ores et déjà parler d'appoint de chauffage car pour une maison de 150 m², les consommations ne dépassent pas 2 250 kWh/an et la puissance appelée 1,5 kW.

Le rendement des équipements énergétiques est pris en considération. En effet, les consommations en énergie finale ne peuvent excéder **42 kWh/m².an**, tous usages confondus (chauffage, ECS, ventilation et électricité spécifique)

Le choix de la source d'énergie est déterminé par la fixation d'une limite de consommation en énergie primaire à **120 kWh/m².an**.

Dans une maison passive, les besoins de chauffage sont très faibles. Les systèmes traditionnels de chauffage, largement surdimensionnés, ne conviennent donc pas. La ventilation via le réseau aéraulique va donc être souvent utilisée pour distribuer l'appoint de chaleur nécessaire. D'autre part, l'usage d'une chaudière, même performante, pour la production de chaleur sera difficile à rentabiliser du fait des très faibles besoins. C'est pourquoi, un système de cogénération, produisant simultanément chaleur et électricité semble intéressant à la fois des points de vue énergétique, environnemental et économique.

2.2 Ventilation et chauffage aéraulique

Contribution de Damien Labaume – ALDES

Dans une maison passive, deux configurations de chauffage peuvent être mises en œuvre :

- Un système de chauffage indépendant, le plus souvent associé à un système de ventilation mécanique à double flux et récupération de chaleur sur l'air extrait, afin de préchauffer l'air de ventilation
- Un chauffage aéraulique par l'air neuf de ventilation.

Ici, nous nous intéressons exclusivement au chauffage aéraulique pour lequel il existe deux configurations différentes :

- Les systèmes fonctionnant en recyclage
- Les systèmes de chauffage sur l'air neuf de ventilation.

2.2.1 Le chauffage aéraulique par recyclage

2.2.1.1 Principe

L'installation comprend trois éléments :

- Une unité extérieure située hors de la maison qui récupère l'énergie disponible dans l'air pour le chauffage (pompe à chaleur),
- Une unité intérieure (dans le faux plafond ou sous plénum) qui transmet cette énergie à l'air circulant dans le faux plafond ou plénum,
- Des bouches de soufflage qui diffusent l'air dans chaque pièce et une bouche d'aspiration (grille de reprise) pour retourner l'air à l'unité intérieure.



Figure 2.2 Schéma de principe du système ECOCLIM®



Figure 2.3 Présentation du système RIBO®

Ces systèmes fonctionnent donc avec un émetteur de chauffage centralisé, un recyclage de l'air et une régulation des températures pièce par pièce par action sur les débits. Le débit des bouches des chambres étant réglable, le surplus du débit créé par leur fermeture est absorbé par la bouche-maître du séjour.

2.2.1.2 Avantages

La régulation est précise : la température peut être ajustée dans chaque pièce équipée d'une bouche de diffusion, celle-ci étant motorisée et pilotée par son propre thermostat. La régulation de température est réalisée par action sur le débit en partie terminale.

L'efficacité du chauffage est importante (COP > 3).

2.2.1.3 Inconvénients

La ventilation du logement est généralement dissociée du système, ce qui peut entraîner des problèmes de qualité d'air à l'intérieur du logement. En effet, avec les systèmes « simple-flux », il y a un risque important de court-circuiter la ventilation, voire d'évacuer l'air par les entrées d'air.

Certains systèmes essaient de gérer la ventilation via le système de chauffage, mais là encore il est difficile d'obtenir un confort optimal. En effet, les besoins d'air neuf et les besoins thermiques ne sont pas concomitants.

2.2.2 Le chauffage aéraulique sur l'air neuf

2.2.2.1 Principe

Les systèmes dits « compacts » ont été développés pour assurer la ventilation, le chauffage et la production de l'eau chaude sanitaire des maisons passives dans un seul et même appareil.

Ces appareils sont basés sur la récupération de la chaleur contenue dans l'air extrait de ventilation par une pompe à chaleur. Le vecteur de chaleur est donc l'air.

Les systèmes compacts comportent généralement :

- Une pompe à chaleur sur air extrait pour le chauffage d'un ballon d'ECS,
- Un récupérateur de chaleur statique « air extrait/air neuf ».

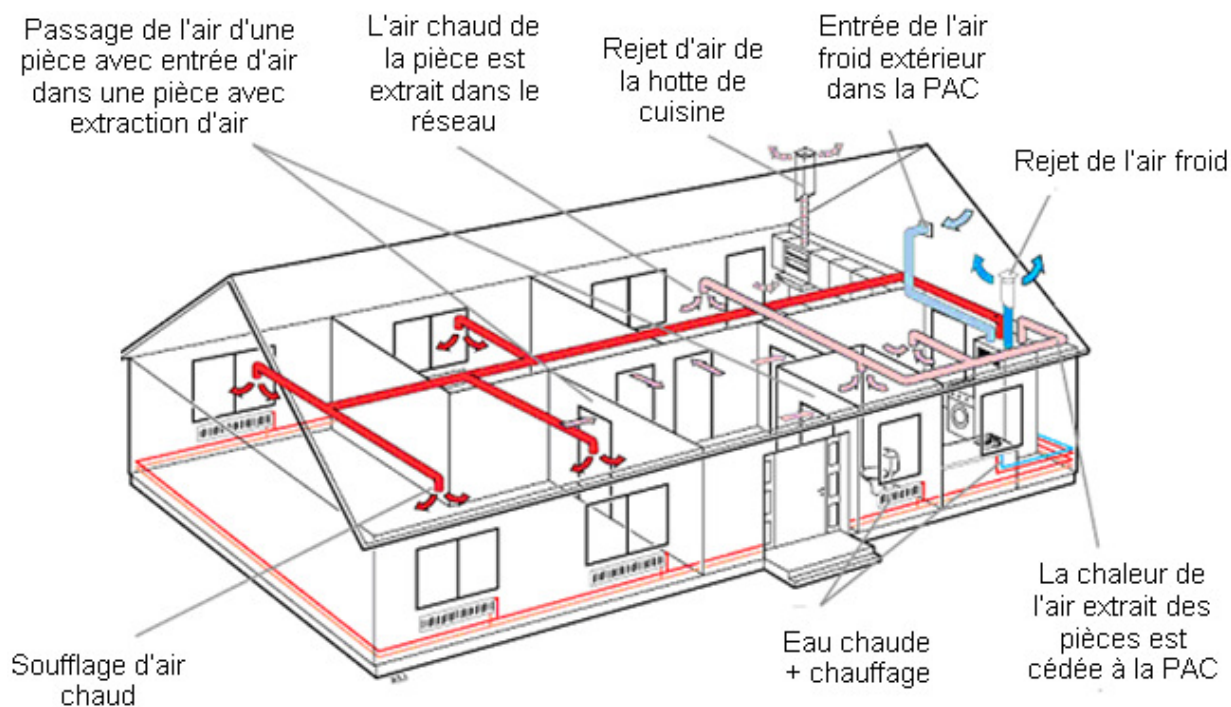


Figure 2.4 Schéma de principe d'une installation d'une machine 3 en 1 NIBE®

2.2.2.2 Avantages

Ces systèmes :

- fonctionnent sans recyclage de l'air, le chauffage de l'air neuf étant suffisant pour réchauffer le logement,
- consomment de l'énergie électrique au moyen de machines thermodynamiques aux performances pouvant être élevées,
- peuvent être raccordés à une production photovoltaïque,
- peuvent assurer la ventilation dans des bâtiments traditionnellement non ventilés,
- sont adaptés à la production, la distribution et l'émission de faibles puissances de chaleur,
- sont plus rapides à mettre en œuvre sur chantier que des systèmes qui ne sont pas intégrés.

De plus, par leur compacité, ces systèmes présentent un faible encombrement au sol.

2.2.2.3 Inconvénients

La régulation est difficile étant donné que l'air neuf assure à la fois le chauffage et le renouvellement d'air. Il peut donc y avoir des problèmes de confort thermique, surtout en hiver. En effet, la batterie centralisée diffuse la chaleur à l'ensemble des pièces. Suivant l'emplacement du thermostat, certaines pièces peuvent se retrouver en surchauffe ou trop froides.

La puissance de l'appareil est relativement faible, ce qui peut entraîner des difficultés de mise en température après une période d'arrêt ou de fonctionnement à régime réduit.

2.2.2.4 Quelques produits

Les systèmes compacts sont des produits actuellement émergents en Allemagne, Suisse et Autriche. Leur développement est lié au développement des maisons passives : les systèmes compacts occupent 30 à 50 % du marché des maisons passives en Allemagne. On trouve un grand nombre de fabricants : NIBE, AEREX, STIEBEL ELTRON, VIESSMANN, DIMPLEX, EFFIZENTO HAUSTECHNIK, HELIOS, DREXEL & WEISS

2.3 Micro-cogénération par moteur Stirling

Contribution de Stéphane Thiers – ARMINES CEP

2.3.1 Cogénération

La production d'électricité à partir d'un combustible génère la production inévitable d'énergie thermique – qualifiée de *fatale* . Cette énergie est le plus souvent dissipée dans l'environnement sans être valorisée (p. ex pour une centrale thermique, via une tour de refroidissement). La valorisation de cette énergie thermique permet d'améliorer le rendement d'utilisation de la ressource énergétique exploitée. C'est cette valorisation qui constitue le principe même de la **cogénération**.

Un système de cogénération est un système de conversion énergétique qui permet, à partir d'une source d'énergie primaire, de générer simultanément deux énergies secondaires utilisables : une énergie noble (mécanique ou électrique) et une énergie thermique. La Figure 2.5 illustre – sur un cas fictif de production combinée électrique et thermique – le gain réalisé dans la valorisation de l'énergie primaire par rapport à une production séparée : pour une même production d'énergie utile électrique (35) et thermique (60), la part d'énergie primaire valorisée passe de 53 % à 95 %. Ainsi, à service énergétique égal, la cogénération permet une réduction de la consommation d'énergie primaire (de 63 %, dans notre exemple), et par conséquent une réduction des impacts environnementaux découlant de cette consommation.

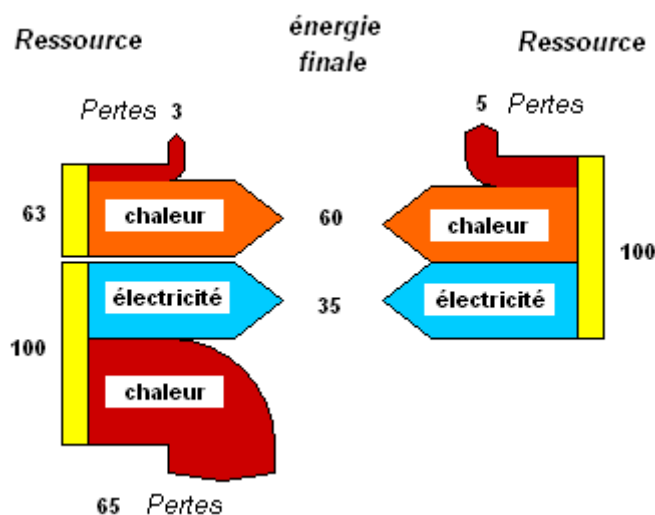


Figure 2.5 Diagramme de flux pour une production séparée (à gauche) et pour une production en cogénération (à droite)

La cogénération est aujourd'hui largement répandue. En 1999, l'électricité produite par cogénération représentait 10 % de l'électricité dans le monde et jusqu'à 50 % au Danemark, pays où cette technologie est la plus développée, mais seulement 3 % en France [EDUCOGEN 2001]. Selon leur dimensionnement, les systèmes de cogénération peuvent être utilisés pour les procédés industriels, les réseaux de chaleurs, les bâtiments tertiaires et résidentiels.

La **micro-cogénération** est une forme de cogénération de petite puissance (puissance électrique inférieure à 10 kWe) dont le dimensionnement est particulièrement adapté aux besoins du bâtiment, notamment du logement individuel. Il existe actuellement cinq familles de systèmes de cogénération qui diffèrent par leur système de conversion⁴. Leurs sources d'énergie et leurs rendements typiques sont présentés dans le Tableau 3.6 (données agrégées à partir de [Alanne 2004, Lensu 2004, Onovwiona 2006]).

Selon l'étude pan-européenne MicroMap [MICROMAP 2002], les technologies les plus prometteuses à moyen terme sont celles basées sur les piles à combustibles et sur les moteurs Stirling. Cependant, les machines Stirling sont plus proches de la maturité technique et commerciale. C'est la raison pour laquelle, cette technologie a été retenue comme objet de la présente étude.

⁴ La cogénération à partir de capteurs photovoltaïques, qui peut être mise en œuvre dans le bâtiment [Bazilian 2001, Guiavarch 2006], n'est pas considérée ici.

Type de convertisseur	Source d'énergie	Rendement de conversion	
		électrique	thermique
Moteur à combustion interne	Carburant liquide, gaz naturel	30-38 %	45-50 %
Micro-turbine à gaz	Gaz naturel	15-35 %	50-60 %
Pile à combustible	Hydrogène, hydrocarbure	30-40 %	40 %
Moteur Stirling	Tout type, soleil	10-35 %	60-90 %
Moteur à cycle de Rankine	Tout type, soleil	10-20 %	70-85 %

Tableau 2.1 Les différentes technologies de micro-cogénération

2.3.2 Moteur Stirling

Le moteur Stirling a été imaginé, puis breveté en 1816, par Robert Stirling [Stouffs 2004]. Ce moteur est du type "à air chaud" ou "à gaz chaud". Contrairement à ce que pourrait laisser penser la dénomination "moteur à air chaud", le fluide de travail n'est aujourd'hui pas de l'air, mais principalement de l'hélium (He), du dihydrogène (H₂) ou du diazote (N₂).

Ce type de moteurs se caractérise par :

- un fonctionnement alternatif à apport de chaleur externe
- des cylindres de compression et de détente séparés
- un fluide de travail gazeux monophasique
- un élément régénérateur
- leur cycle thermodynamique y est contrôlé par des variations de volume et non par des soupapes.
-

Le cycle thermodynamique du moteur Stirling est un cycle fermé basé sur le processus de régénération à volume constant. La Figure 2.6 illustre le principe du moteur Stirling. La chaleur est échangée avec les sources chaude et froide par l'intermédiaire d'échangeurs thermiques (H et K). Au cours du cycle, le régénérateur (R), placé à l'intérieur du moteur, échange de la chaleur avec le fluide (alternativement accumulation puis restitution). Un travail moteur est fourni par le piston de détente (E) ; un travail non moteur est reçu par le piston de compression (C).

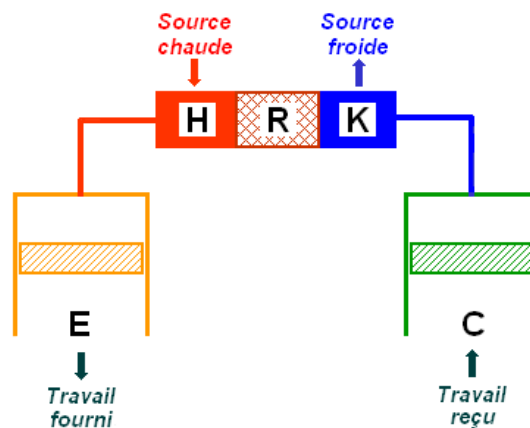


Figure 2.6 Schéma de principe de la structure du moteur Stirling, d'après [Bonnet 2005]
(H : réchauffeur, R : régénérateur, K : refroidisseur, E : espace de détente, C : espace de compression)

L'analyse de la littérature montre qu'il existe plusieurs niveaux de modélisation de ce cycle : le modèle théorique simple et ses dérivés, différents modèles idéaux (1^{er} ordre), un modèle découplé (2^{ème} ordre), un modèle couplé (3^{ème} ordre) [Gicquel 2001, Lemrani 1995, Schmidt 1871]. Le détail de ces modèles a été présenté dans [Rapport int. N° 1]. Le lecteur retiendra que le « cycle de Stirling », qui ne correspond pas au cycle réel du fluide dans un moteur Stirling mais en constitue une description élémentaire, présente un rendement thermodynamique η_s égal à :

$$\eta_s = 1 - \frac{T_f}{T_c} = 1 - \frac{1}{k_s} \quad (1)$$

Ce rendement théorique, qui dépend uniquement de k_s , est identique à celui du cycle idéal de Carnot. Il constitue donc le meilleur rendement accessible pour une machine thermique à deux sources de température.

L'analyse de la littérature montre que les phénomènes mis en jeu lors du fonctionnement du moteur Stirling sont complexes. Les modèles les plus élaborés qui prennent en compte ces phénomènes permettent le calcul du rendement du cycle réel mais s'avèrent difficilement utilisables en raison de leur complexité. D'autre part, la connaissance du rendement du moteur ne suffit pas. En effet, plusieurs causes de pertes d'énergie additionnelles affectent son rendement global, notamment les pertes mécaniques par frottement des parties mobiles (rendement mécanique η_m), et les pertes thermiques liées à l'efficacité η_{ech} de l'échangeur thermique utilisé pour mettre en contact la source de chaleur avec la zone de réchauffage du moteur.

La chaîne énergétique du moteur peut être représentée schématiquement comme sur la Figure 2.7 .

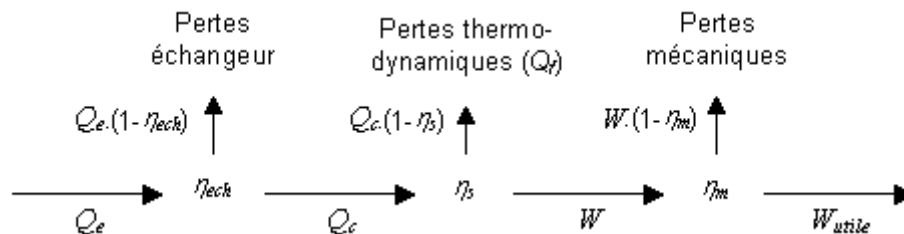


Figure 2.7 Chaîne énergétique schématique du moteur Stirling

L'énergie Q_e contenue dans le combustible en entrée se retrouve partiellement en bout de chaîne sous la forme d'un travail utile W_{utile} . Les pertes intermédiaires sont liées aux rendements des différentes étapes. Le travail utile vaut :

$$W_{utile} = \eta_m \cdot \eta_s \cdot \eta_{ech} \cdot Q_e \quad (2)$$

Ce sont essentiellement les pertes thermodynamiques Q_f , évacuées par le refroidisseur, qui pourront être valorisées par le biais du système de cogénération. L'énergie en entrée de chaîne Q_e peut provenir de toute source de chaleur stable permettant d'atteindre une température suffisante (entre 700 °C et 900 °C pour les moteurs du commerce) au niveau du réchauffeur du moteur Stirling, par exemple la combustion de tout type de combustible ou le rayonnement solaire concentré.

2.3.3 Spécificité de la micro-cogénération par moteur Stirling

Un système de micro-cogénération fondé sur un moteur Stirling est constitué d'une source de chaleur externe (chaudière ou concentrateur solaire), d'un moteur Stirling, d'une génératrice et d'un ou plusieurs échangeurs visant à récupérer la chaleur produite. L'architecture courante d'un système de ce type peut être représentée schématiquement comme sur la Figure 2.8.

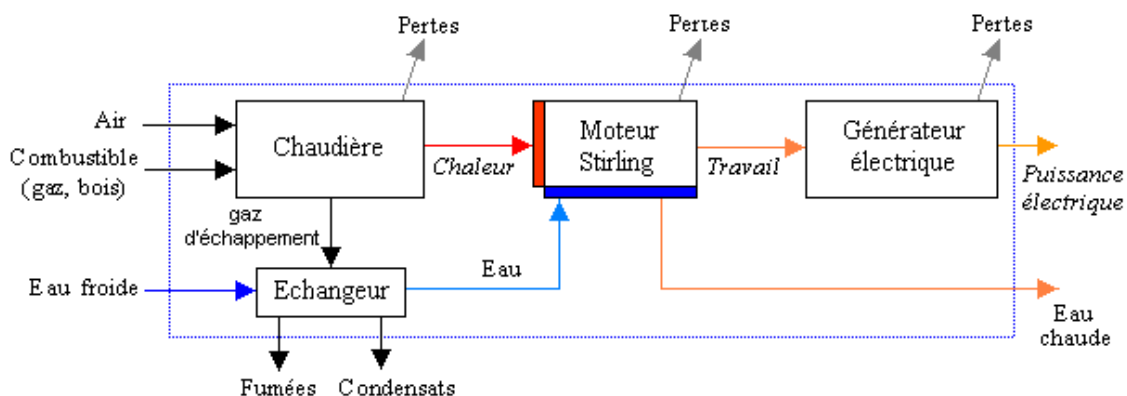


Figure 2.8 Schéma de principe d'un système de micro-cogénération à moteur Stirling

Dans le secteur du bâtiment, la source de chaleur est une chaudière qui peut être alimentée par divers types de combustibles : gaz, fioul, mais aussi biocarburant, biogaz et bois. La chaleur est récupérée sur les gaz d'échappement à partir de l'eau froide du retour du circuit de chauffage. Une partie de la vapeur d'eau émise par la combustion est ainsi condensée dans l'échangeur. L'eau partiellement réchauffée, constituant la source froide, reçoit la chaleur Q_f émise par le moteur Stirling. La chaleur ainsi récupérée peut être utilisée pour la production d'eau chaude sanitaire (ECS) ou pour le chauffage du bâtiment. La force motrice du moteur est exploitée pour produire de l'électricité à l'aide d'une génératrice.

2.4 Méthode d'évaluation du "Confort Thermique"

Contribution de Françoise Thellier – Université Paul Sabatier laboratoire PHASE

Remarque : Dans ce paragraphe il a été décidé de faire un point sur la notion complexe et parfois un peu floue qu'est le « confort thermique ». L'objectif est de faire une sorte de glossaire des termes utilisés dans ce domaine pluridisciplinaire de façon à pouvoir, en fin de section, poser les principales hypothèses, simplifications et pistes envisagées dans le cadre de cette étude. Une description plus complète figure dans [Rapport int. N° 1].

2.4.1 Généralités

Le corps humain est un système thermique complexe, qui produit de la chaleur et de l'eau qu'il doit évacuer dans son milieu environnant. La contrainte à laquelle il doit faire face est de maintenir sa température interne autour de 37°C, quelles que soient les conditions de son environnement local. Pour cela, il utilise des processus de *régulation thermo-physiologique* involontaires qui modulent la production et les transferts de masse et de chaleur, internes et externes. Ces réactions physiologiques sont ensuite perçues, puis interprétées de façon subjective en faisant intervenir les préférences psycho-socio-affectives individuelles. Si l'homme ressent ces réactions comme des désagréments, il essaie d'en limiter l'amplitude en développant des processus de *régulation comportementale ou adaptative* [Thellier 1999].

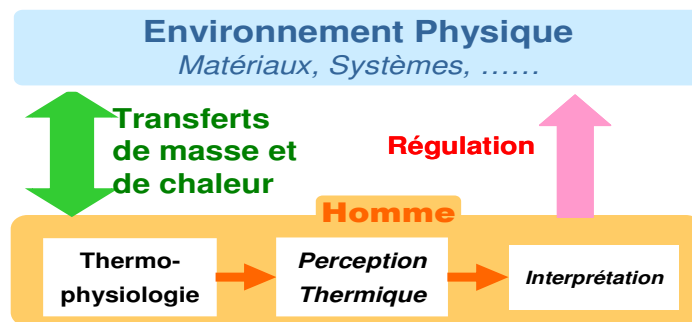


Figure 2.9 Interactions Homme - Environnement

La Figure 2.9 montre la boucle de rétroaction de l'homme et son environnement. Les conditions thermiques optimales sont celles qui minimisent les réactions physiologiques, ressenties comme désagréables, sans que l'homme ne développe de réaction comportementale. Les systèmes de chauffage et de climatisation n'ont cessé de se perfectionner au cours des siècles, avec toujours un objectif double : procurer un confort maximal pour un moindre coût énergétique ; mais les réactions comportementales de l'homme peuvent contrecarrer les systèmes mis à sa disposition. On voit ici apparaître l'importance du confort dans la conception architecturale mais aussi sur les consommations énergétiques des bâtiments. Pour procurer à l'homme des conditions thermiques optimales, il faut donc décrire et comprendre son bilan thermique qui se trouve au cœur du problème.

2.4.2 Thermique du corps humain

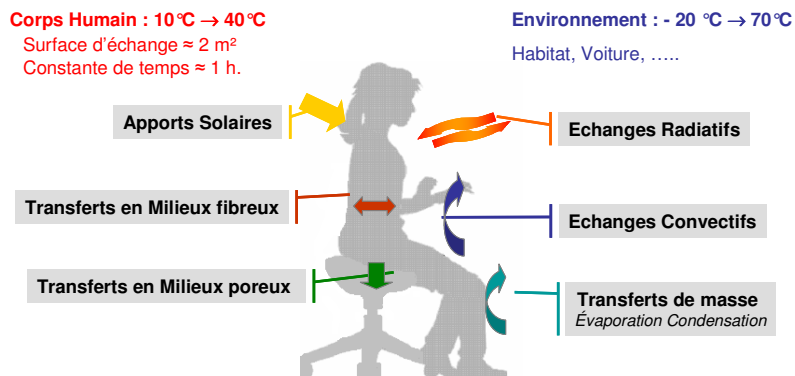


Figure 2.10. Echanges thermiques du corps humain

Pour rester en vie, l'homme doit maintenir sa température centrale quasiment constante. Pour cela, il faut que le bilan thermique du corps reste proche de zéro ; c'est-à-dire qu'il doit perdre dans l'environnement par tout type de mode de transferts thermiques (Figure 2.10) la quantité de chaleur qu'il produit et/ou reçoit [Mc Intyre 1980, Parsons 1993, Thellier 1989]. Il faut noter que les surfaces d'échange, les températures et les constantes de temps du corps humain sont du même ordre de grandeur que celles de l'habitat.

Les échanges de masse et de chaleur entre l'homme et son environnement se font par tous les mécanismes classiques de transferts au niveau des voies respiratoires, pour une très faible part, et majoritairement au niveau cutané. C'est pourquoi dans la plupart des calculs on exprime les flux sur le corps entier en « W/m² de surface de peau ». Cette surface cutanée, notée A_{DU} , varie entre 1,5 et 2 m² pour les adultes et dépend de la masse et de la taille du corps.

La température de peau peut varier de 20 à 40 °C dans des conditions courantes, la valeur moyenne *standard* se situant autour de 33 °C. Le corps n'est que très rarement isotherme donc si l'on veut étudier des conditions de « confort local » tous les calculs doivent être faits localement ; il faut alors connaître tous les paramètres physiques et physiologiques localement.

Les expressions données ci-dessous correspondent au bilan thermique simplifié pour le corps entier.

Bilan thermique global

$$C \cdot \frac{dT_{bm}}{dt} = M_{net} - (Resp + Evap + Conv + Ray_{IR} + Ray_{sol} + Kond) \quad (3)$$

avec :

C : Capacité thermique totale du corps humain [J.K⁻¹]
 T_{bm} : Température moyenne corporelle [K]

Energie produite ou thermogénèse

$$M_{net} = M - W \quad (4)$$

M_{net} : Métabolisme net sous forme de chaleur [W]
M : Métabolisme [W]
W : Travail externe [W]

Chaleur Echangée avec le milieu ambiant ou thermolyse

Resp : Echanges sensibles et latents par respiration [W]
Evap : Evaporation cutanée [W]
Conv : Convection cutanée [W]
 Ray_{IR} : Rayonnement infrarouge [W]
 Ray_{sol} : Rayonnement solaire [W]
Kond : Conduction cutané [W]

La production d'énergie, ou métabolisme (M), dépend surtout de l'activité. Elle est souvent exprimé en met : 1 met = 58 W/m² (puissance produite par un individu assis au repos) et varie de 50 à 500 W/m². Une partie de l'énergie qui est produite, essentiellement au centre du corps et dans les muscles, peut être transformée en travail mécanique (W) (au maximum 20 %). Le reste – le métabolisme net (M_{net}) – doit être évacué sous forme de chaleur. Les transferts du centre du corps vers la périphérie se font par conduction à travers les tissus biologiques et par convection sanguine.

Les vêtements : Les transferts cutanés dépendent évidemment de la présence éventuelle de vêtements. Les transferts avec l'environnement ont alors lieu à la surface des vêtements et l'aire totale d'échange (S_B) est augmentée : $S_B = f_{cl} \cdot A_{DU}$ où f_{cl} est le facteur d'habillement qui dépend de l'épaisseur de vêtements. Il est supérieur ou égal à 1.

Les différentes couches de vêtements augmentent la complexité de l'étude par la présence de lames d'air entre la peau et entre chaque couche de tissu [Derbel 1990, Havenith 2002]. Les transferts de masse et de chaleur se font successivement dans les couches d'air et de tissu. De plus l'air se déplace (*effet de pompage*) et le débit de ventilation est très difficile à déterminer car il dépend entre autre de la nature du tissu, de la coupe du vêtement, de l'activité de la personne, de la vitesse d'air, etc. Les transferts de chaleur dans les fibres se font par conduction, et les transferts de masse par diffusion pour la phase vapeur et par migration pour la phase liquide. Il peut également y avoir des phénomènes de sorption dans le tissu (*effet tampon*). Les échanges à la surface extérieure du vêtement, se faisant par convection, rayonnement et évaporation, dépendent également de la géométrie de la surface habillée et de sa rugosité (présence de poches, émissivité du tissu etc..). Il faut noter que la position du vêtement par rapport à la peau n'est pas

constante, les mouvements, la posture, la coupe de l'habillement influencent les différents modes de transferts.

Dans les représentations simples de vêtements les plus répandues, on considère une seule couche de vêtement à travers laquelle les transferts de chaleur se font par conduction. La tenue vestimentaire complète est alors caractérisée par son isolation vestimentaire totale, I_{cl} , exprimée en clo. La valeur de référence 1 clo = 0,155 m². °C/W correspond à une « tenue classique d'hiver » (sous-vêtements, chemise et pull-over à manches longues, pantalon, chaussettes épaisses, chaussures). Lorsqu'on s'intéresse aux transferts thermiques locaux ou aux régimes transitoires, ce modèle simple n'est pas suffisant. Il faut alors une description fine du comportement thermique des vêtements sur chaque segment du corps prenant en compte tous les phénomènes.

La respiration : Les processus d'inspiration et d'expiration de l'air se traduisent en général par une perte de chaleur pour le corps. Les pertes respiratoires, R_{esp} , sont décomposées en deux phénomènes : un échange de chaleur sensible (ou convection, C_{res}) et un échange par évaporation respiratoire (E_{res}). R_{esp} est fonction des températures et pressions de vapeur de l'air inspiré et expiré. Les pertes respiratoires sont relativement faibles au repos (10 à 12 % des pertes totales) et augmentent avec l'activité.

L'évaporation : Les échanges thermiques par chaleur latente sont dus au changement de phase de l'eau au niveau de la surface cutanée. Il s'agit le plus souvent de pertes par évaporation de la sueur, E_{vap} . On définit un coefficient de transfert de masse, h_e , qui est directement lié au coefficient de convection, h_c , mais peut également dépendre des propriétés hydriques des vêtements. On peut écrire l'expression de l'évaporation au niveau de la peau.

$$E_{vap} = h_e \cdot \omega \cdot A_{DU} \cdot (P_{sk} - P_a) \quad (5)$$

P_a est la pression de vapeur dans l'air (P_a) et P_{sk} est la pression de vapeur à la surface de la peau. La mouillure (ω) dépend de la production de sueur qui est déterminée par le système de thermo-régulation. Elle est toujours inférieure ou égale à 1. Par contre, il y a toujours une diffusion de l'eau à travers les cellules cutanées. Il s'agit de transpiration insensible, la mouillure minimale est donc de 6 %. En hiver pour un individu au repos les pertes par évaporation sont faibles de l'ordre de 10 à 15 % des pertes totale. En climat chaud, c'est parfois le seul moyen d'évacuer de la chaleur.

La conduction : En dehors des échanges avec les vêtements on considère qu'il y a un échange de chaleur par conduction uniquement lorsque le corps est au contact direct avec un élément solide (exemple, un individu assis sur une chaise). L'échange conductif K s'exprime :

$$K = h_k \cdot S_k \cdot (T_{sk} - T_s) \quad (6)$$

h_k est le coefficient de transferts du contact, S_k est la surface corporelle en contact, T_{sk} est la température de la peau et T_s la température du solide. Ces échanges étant le plus souvent, soit faibles, soit de courte durée, ils sont le plus souvent négligés sauf dans des conditions très particulières (sièges très enveloppant, lits, ...).

La convection : Les échanges de chaleur par convection sont dus à la différence de température entre la surface d'échange (peau ou vêtement) (T_s) et l'air ambiant (T_{air}). Le flux convectif (C) échangé s'écrit donc sous la forme :

$$C = h_c \cdot S_B \cdot (T_s - T_{air}) \quad (7)$$

h_c est le coefficient d'échange convectif et intervient aussi dans les échanges évaporatoires. T_{air} et h_c sont directement liés au régime d'écoulement convectif et la difficulté réside dans la détermination de ces grandeurs. La vitesse d'air à prendre en compte est la vitesse d'air relative qui peut donc dépendre de l'activité du sujet.

- Pour un régime de *convection naturelle*, les mouvements d'air au voisinage du corps sont générés par les écarts de température. Dans ces situations, h_c dépend de la posture : la position assise entraîne de faibles coefficients de transfert et des valeurs plus élevées sont obtenues quand le corps est horizontal [Quintela. 2003]. Différents travaux [De Dear 1997, Oguro 2002a] ont cherché à estimer les coefficients de convection naturelle sur un individu nu ou habillé. L'expression généralement utilisée est de la forme :

$$h_c = \delta \cdot (T_s - T_{air})^{0,25} \quad \text{où } \delta \text{ varie selon les auteurs}$$

Les résultats donnent une valeur moyenne du coefficient h_c autour de 4 W.m⁻².K⁻¹.

- Dans le cas d'un écoulement de *convection forcée*, les coefficients d'échange dépendent des vitesses d'air locales, qu'il faut alors déterminer. Il existe de nombreuses corrélations empiriques qui

permettent d'estimer une valeur du coefficient de convection forcée pour différents types de configurations (ambiance homogène, ou hétérogène, activité du sujet, etc.) [Oguro. 2002b]. En général : $h_c = \alpha \cdot V_{air}^\beta$ (α et β sont deux coefficients qui peuvent varier dans une large plage selon les situations).

- Les cas d'écoulements de *convection mixte* sont les plus fréquents. Ils dépendent du régime d'écoulement aérodynamique général de l'enceinte où se trouve le sujet. Il est très difficile d'évaluer avec précision la valeur du coefficient d'échange et l'on cherche le plus souvent à l'identifier à un régime bien défini.

Le rayonnement solaire correspond toujours à un échauffement du sujet. Le flux reçu dépend des conditions d'exposition : conditions météorologiques, position du sujet, surface ensoleillée... La plupart du temps ces apports ne sont pas pris en compte dans l'habitat, car d'une part, ils sont très ponctuels dans l'espace et le temps, et d'autre part, étant donné que le flux peut alors être très important, on considère que le sujet qui y sera soumis développera rapidement un comportement d'éviction s'il est en situation d'inconfort.

Le rayonnement infrarouge. Ce type d'échange produit un échauffement ou un refroidissement du corps et est lié aux différences de température entre les surfaces en regard (peau, parois, panneaux etc.). Dans le cas d'un individu situé au sein d'une enceinte fermée, les flux radiatifs échangés par l'individu avec les parois sont liés :

- à la géométrie (position du corps et géométrie de l'environnement)
- aux propriétés radiatives des surfaces et du milieu ambiant (s'il est participant)
- aux conditions aux limites sur chaque élément (température ou flux)

Le calcul précis de ces échanges peut devenir très "lourd" dans des environnements hétérogènes et ayant une géométrie complexe. Il faut alors déterminer les facteurs de vue entre l'homme et son environnement et connaître les températures de chaque surface [Tanabe 2002, Thellier 2004].

La plupart du temps, on utilise l'expression simplifiée suivante [ASHRAE 1997] :

$$R = \Phi_{émis} - \Phi_{absorbé} = \dots \approx S_B \cdot f_{eff} \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_{mrt}^4) \approx S_B \cdot h_r \cdot (T_s - T_{mrt}) \quad (8)$$

- f_{eff} est le coefficient effectif de surface rayonnante. Il représente la partie de flux radiatif échangée avec l'environnement et dépend de la posture, par exemple 0,691 assise et 0,744 debout

- σ constante de Stefan Boltzmann

- ϵ émissivité moyenne du corps humain (peau ou vêtement)

- T_s température moyenne de surface du corps humain (peau ou vêtement)

- T_{mrt} température moyenne de rayonnement. Elle est définie comme « la température de surface uniforme d'une enceinte fictive, noire et isotherme au sein de laquelle les échanges radiatifs de l'occupant sont équivalents aux échanges présents dans l'enceinte réelle non homogène ». En première approximation très grossière on pose souvent $T_{mrt} = \frac{\sum (S_i \cdot T_i)}{\sum S_i}$ où T_i est la température de chaque surface pouvant être considérée comme isotherme et S_i son aire.

- h_r coefficient équivalent d'échange radiatif. Pour des conditions ambiantes « ordinaires » dans l'habitat, on retient $4,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

L'approximation linéaire de l'équation ci-dessus est correcte si :

- les écarts de température sont faibles
- le facteur de forme du corps à l'environnement est de 1. Le fait que le corps « se voit lui-même » est pris en compte par f_{eff}
- l'aire du corps est très inférieure à celle de l'enceinte
- l'émissivité des surfaces de l'enceinte est proche de 1
- les températures sont homogènes. Ainsi l'asymétrie de rayonnement est négligeable.

Ces hypothèses sont valides dans la plupart des bâtiments au centre du local, mais ne peuvent pas être employées dans des environnements plus complexes ou dans le cas de présence proche d'une surface nettement plus chaude, par exemple, un émetteur de chaleur.

Remarque sur les échanges sensibles : Plus généralement, pour calculer le bilan thermique global, en l'absence de rayonnement solaire et de conduction, on regroupe les échanges de chaleur sensible : convection et rayonnement. On exprime alors le flux sensible comme :

$$C + R = S_b \cdot h_c \cdot (T_s - T_a) + S_b \cdot h_r \cdot (T_s - T_{mrt}) = S_b \cdot h_o \cdot (T_s - T_{op}) \quad (9)$$

- T_{op} température opérative, qui représente une température moyenne pour les échanges sensibles,
- h_o est le coefficient global d'échange surfacique.

$$T_{op} = \frac{h_c \cdot T_{air} + h_r \cdot T_{mrt}}{h_o} \quad \text{avec} \quad h_o = h_c + h_r$$

On constate que même si cette expression est couramment utilisée – car T_{op} peut être mesurée – elle entraîne une perte d'informations. On voit bien que même si "le concept de température opérative moyenne permet de simplifier l'étude, il présuppose de l'identité sur l'homme de l'environnement réel généralement hétérogène et de l'environnement virtuel défini comme homogène." [Norme ISO 7726]. L'utilisation de cette température n'a de sens que pour des climats très homogènes, par exemple dans les chambres climatiques où $T_{air} = T_{mrt} = T_{op}$. Cette valeur est alors mesurée à proximité du sujet et contrôlée par le système de régulation de la chambre. Pour analyser des situations réelles, il faut calculer séparément les échanges sensibles. Il faut noter également que cette variable peut avoir un sens pour le calcul du bilan thermique global mais ne peut pas être utilisée pour le calcul des bilans locaux, surtout dans des environnements complexes non isothermes.

Tous les modes de transferts dépendent des variables physiques de l'ambiance : températures d'air (T_{air}) et des surfaces environnantes (T_{surf}), vitesses d'air (V_{air}), pression de vapeur dans l'air (P_{air}). Ces échanges dépendent aussi des données thermo-physiques de l'individu, essentiellement de surface, c'est-à-dire température (T_{sk}) et mouillure (ω) cutanées et de la présence des vêtements.

Variables physiques	T_{air}	T_{surf}	V_{air}	P_{air}
Types d'échanges				
Convection	XXX		XXX	
Rayonnement		XXX		
Conduction		XXX		
Evaporation			XXX	XXX
Respiration	XX			XX

Figure 2.11. Dépendance entre les transferts de chaleur et les paramètres de l'ambiance

Il faut noter que toutes les variables physiques jouent un rôle sur plusieurs modes de transferts. Toutes les données physiques et physiologiques sont variables dans le temps et dans l'espace.

2.4.3 La thermorégulation

2.4.3.1 La thermorégulation physiologique

Elle pilotée par le système nerveux central et permet de modifier le bilan thermique. On a l'habitude de représenter son fonctionnement en trois étapes (Figure 2.12) :

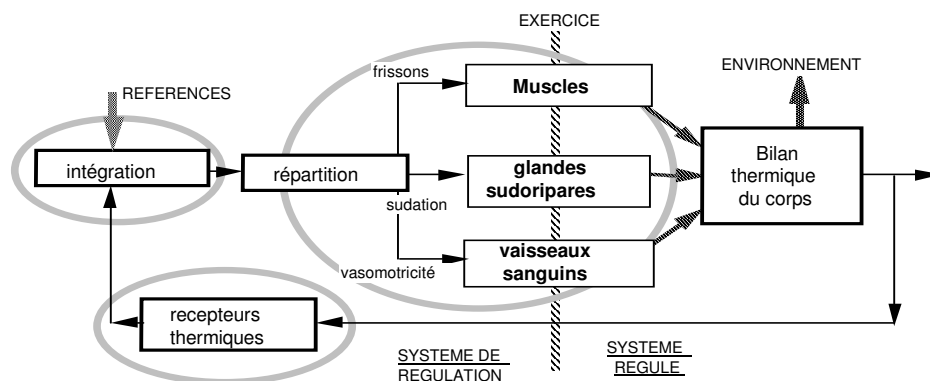


Figure 2.12. Schématisation simplifiée du système de thermorégulation physiologique

- les thermorécepteurs périphériques et centraux envoient au cerveau des informations qui dépendent de l'état thermique du corps,
- ces informations sont comparées à des valeurs de consigne et intégrées,
- le système central détermine la commande générale et envoie des informations aux différents effecteurs. Si l'individu a chaud, le signal est donné à la vasodilatation et à la transpiration. Si

l'individu a froid, il y a frissons et vasoconstriction. Des effets locaux supplémentaires peuvent se produire.

2.4.3.2 La thermorégulation comportementale

Le bilan thermique peut également être modifié dans une beaucoup plus large mesure par la thermorégulation comportementale ou adaptative qui est consciente et modifiée, soit le climat, soit directement les échanges. Il existe deux grandes catégories :

- *régulation individuelle* : changement de posture (modification de la surface d'échange), de vêtements (modification de la résistance aux transferts cutanés), d'activité (augmentation de la production de chaleur)...
- *régulation collective ou technique* par la création d'enceintes artificielles pour recréer un microclimat plus modéré et propice au développement humain.

Il faut noter que les réactions physiologiques inconscientes ont pour but le maintien de l'homéothermie et que les réactions comportementales conscientes sont guidées par des choix hédoniques. Les différents modes de régulation physiologiques, comportementaux individuels et technologiques sont totalement imbriqués, peuvent avoir lieu simultanément mais être antagonistes

2.4.4 Equilibre, neutralité et jugements thermiques

Selon l'évolution du bilan thermique, on peut définir plusieurs zones :

- L'hypo- et l'hyper-thermie, sont les zones extrêmes où les réactions physiologiques ne sont plus suffisantes pour maintenir l'équilibre thermique. À plus ou moins court terme, cet état entraîne la mort.
- L'équilibre thermique correspond à la zone où le bilan thermique est presque nul, grâce aux réactions de thermorégulation dont l'amplitude est d'autant plus forte que l'on s'éloigne d'une situation optimale. Dans des situations extrêmes, l'équilibre peut être maintenu seulement pour une courte durée ; on se trouve alors loin du domaine où le confort est possible.
- La neutralité thermique ou *thermo-neutralité physiologique* est la zone où le bilan thermique peut être équilibré avec des réactions physiologiques minimales.

- **Jugement thermo-sensoriel.** Jugement individuel qui peut être perceptif, évaluatif, préférentiel...

[Normes ISO]. Il s'exprime selon plusieurs échelles, entre lesquelles il n'existe pas de relation directe. Les travaux sur les jugements thermiques restent significativement subjectifs et sont difficiles à généraliser. Des efforts ont été faits pour quantifier cette notion et la rendre la plus objective possible ; c'est ainsi que les diverses échelles de jugements thermiques ont été créées. Les échelles peuvent être discontinues ou continues. Les échelons sont numérotés et les nombres assignés sont de 1 à 7 ou de -3 à 3 en passant par zéro, comme le montrent les échelles dans le tableau suivant.

<i>Echelle Bedford</i>		<i>Echelle ASHRAE</i>	
<i>beaucoup trop chaud</i>	7	<i>très chaud</i>	3
<i>trop chaud</i>	6	<i>chaud</i>	2
<i>confortablement chaud</i>	5	<i>légèrement chaud</i>	1
<i>confortable</i>	4	<i>neutre</i>	0
<i>confortablement frais</i>	3	<i>légèrement froid</i>	-1
<i>trop frais</i>	2	<i>froid</i>	-2
<i>beaucoup trop frais</i>	1	<i>très froid</i>	-3

Tableau 2.2. Echelles de jugements thermiques de Bedford et de l'ASHRAE

Ces deux échelles sont les plus utilisées, malgré quelques inconvénients [McIntyre 1980, Galéou 1991], à savoir :

- la signification des mots qui caractérisent les échelons peut varier selon l'expérience et la personnalité du sujet,
- les sujets sont plus sensibles aux basses températures (alors que les échelles sont symétriques),
- il y a des facteurs non thermiques qui peuvent modifier les jugements : comme le bruit, le mobilier ou la couleur des murs.

En général, l'échelle symétrique de l'ASHRAE est la plus utilisée, mais elle peut être confuse en raison de chiffres négatifs. Dans la pratique on utilise donc plutôt l'échelle de 1 à 7 car cette numérotation permet une analyse statistique ou mathématique.

La sensation thermique, est une notion assez objective. Elle est liée à la perception des réactions physiologiques et des informations envoyées par les récepteurs. La sensation est donnée sur l'échelle ASHRAE. La sensation neutre (ni chaud ni froid) n'est possible que dans la zone de thermo-neutralité physiologique.

Le confort thermique comporte une composante psycho-socio-affective qui est subjective et dépend des préférences de chaque individu. Il est défini par l'ASHRAE : "*état d'esprit où l'homme exprime la satisfaction des conditions thermiques*". C'est un jugement évaluatif donné sur l'échelle de Bedford.

Entre la sensation et le confort, il existe un lien qu'il est impossible de représenter sous forme d'équation, car ce passage fait appel à des processus encore inconnus, c'est pourquoi on confond parfois les deux. Mais dans le domaine du génie climatique, on considère en général que le confort n'est possible que si la sensation thermique est neutre, c'est-à-dire "ni chaud ni froid", et par conséquent que si le sujet est en condition de thermo-neutralité physiologique, d'où l'importance du calcul du bilan thermique. D'après toutes les études consultées, même si les conditions de thermo-neutralité sont environ les mêmes pour tous les individus, les conditions préférées peuvent être très différentes selon les habitudes de chacun. Pour qu'un système de chauffage soit jugé « confortable » par un individu, il faut qu'il lui procure non pas la thermo-neutralité, mais aussi ses conditions préférées, ce qui est beaucoup plus délicat.

L'inconfort local ou confort dégradé. Certaines conditions produisant un confort thermique global peuvent induire des problèmes locaux. On parle alors d'inconfort local, car le plus souvent c'est en ces termes que l'individu s'exprime : "je me sens globalement en situation confortable mais j'ai un peu froid aux pieds". La Figure 2.13 représente l'évolution du 'confort' pour des ambiances proches des conditions thermo-neutres. On peut définir diverses zones :

- une zone centrale où le confort global et le confort local sont possibles,
- deux zones extrêmes où l'individu est nettement en situation d'inconfort global froid ou chaud. Il y a apparition de réactions physiologiques perceptibles,
- entre ces zones, difficiles à délimiter clairement, se situent des zones de confort dégradé, vers le froid ou le chaud. Elles correspondent aux situations où apparaissent le plus souvent des problèmes d'inconforts locaux.

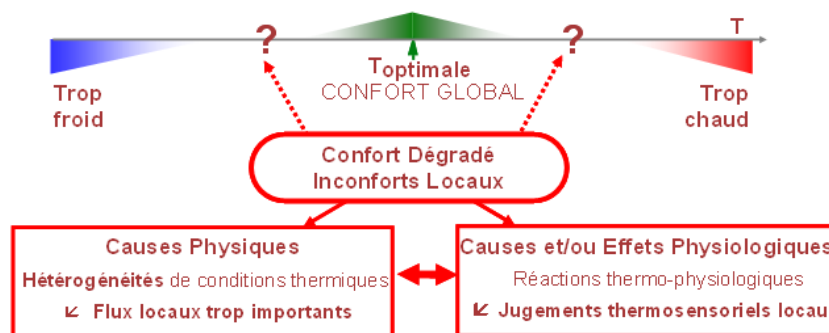


Figure 2.13. Risques d'apparition d'inconfort locaux pour une température d'ambiance croissante

Dans l'habitat, l'inconfort local est défini comme : « *un refroidissement ou un échauffement local d'une partie du corps qui est ressenti comme désagréable* » [Fanger 1970, Parsons 1993, ASHRAE 1997].

L'inconfort local peut avoir diverses origines [Thellier 1999]:

- Soit des réactions physiologiques – par exemple, si l'individu a légèrement froid, sans même qu'il en ait conscience, il peut y avoir un début de vasoconstriction qui diminue le flux sanguin et donc l'apport de chaleur dans les extrémités. Il se plaint d'avoir froid aux pieds ou aux mains, mais la cause principale de ce phénomène peut être ailleurs.
- Soit un environnement thermique local particulier entraînant des flux locaux très différents. Les travaux sur chacune de ces causes d'inconforts sont largement disponibles dans la littérature et fournissent des données sur le pourcentage de personnes insatisfaites en fonction d'une grandeur physique, par exemple, la vitesse d'air locale. Par contre on ne connaît actuellement pas l'effet cumulé de plusieurs risques. Les causes physiques bien répertoriées sont les suivantes : asymétrie de rayonnement (horizontal et/ou vertical), courant d'air, différence verticale de température d'air, contact avec des surfaces chaudes ou froides, la température du sol.

Il arrive bien souvent qu'un inconfort local soit dû simultanément aux deux causes. Un individu qui a chaud ne sent pas un courant d'air local, mais, s'il a un peu froid, il ne supporte plus ce même courant d'air.

Les inconforts locaux peuvent engendrer des problèmes qui dépassent une simple gêne. Il faut donc disposer de méthodes performantes d'analyse ou de prédiction.

2.4.5 L'approche adaptative

2.4.5.1 Généralités et définition

La définition de l'approche adaptative [Nicol 2000] est la suivante : "If a change occurs such as to produce discomfort, people react in ways that tend to restore comfort". Autrement dit, cette approche considère que l'homme peut agir sur son environnement en fonction de ses besoins. Il faut préciser que si la régulation physiologique n'est pas suffisante, les actions comportementales deviennent nécessaires.

Il est possible de distinguer trois catégories d'adaptation aux conditions thermiques, comme le montre la Figure 2.14 : les modifications par suite d'actions comportementales, de l'acclimatation et de l'accoutumance. La seule qui peut être réellement utilisée est l'action comportementale. Les deux autres formes sont souvent difficiles à distinguer des habitudes socioculturelles [Endravadan 2006].

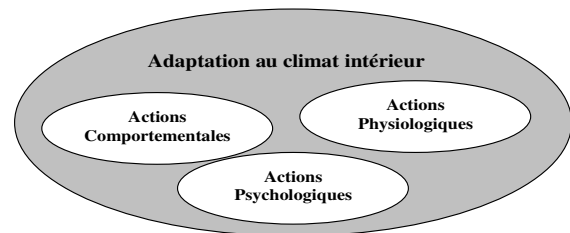


Figure 2.14. Trois types d'adaptation thermique

2.4.5.1.a Actions Comportementales

Les modifications sont faites consciemment – comme le comportement personnel, technologique, culturel (par exemple, le choix des vêtements). C'est ce type d'adaptation qui offre aux personnes le plus de possibilités de jouer un rôle actif pour maintenir leur confort [Brager 1998]. Le degré de réaction des occupants au climat intérieur dépend fortement des facteurs contextuels. Le contexte peut être décrit en termes de *possibilité adaptative* comparé aux *contraintes* ou aux restrictions de degré de liberté, c'est-à-dire dans quelle mesure un bâtiment peut offrir aux occupants des moyens d'intervenir de façon adaptative [Endravadan 2006, Baker 1995].

Les *possibilités* adaptatives peuvent provenir :

- d'une spécificité du bâtiment lui-même, comme la fonctionnalité des fenêtres, la distance entre les occupants et les fenêtres, la disposition intérieure (bureaux ouverts ou individuels),
- des caractéristiques énergétiques du bâtiment, comme le système de commande de la climatisation – individuelle ou globale – et la proximité des différentes commandes du système,
- des conditions d'organisation sociale régnant dans les bâtiments, par exemple l'existence d'un code strict de l'habillement ou de travail sur un poste fixe toute la journée.

À l'inverse, on peut définir des *contraintes* adaptatives :

- *Climatique* : les bâtiments en milieu tempéré tendront à offrir plus d'occasions adaptatives à leur occupants, comparés aux bâtiments dans un climat dur qui doivent présenter une protection plus stricte. - *Economique* : le coût du contrôle de l'ambiance thermique.
- *Architecturale* : les caractéristiques de l'enveloppe du bâtiment, le positionnement et la taille des fenêtres, les stores solaires, le système local ou centralisé de chauffage/climatisation.
- *Sociale* : la possibilité pour l'individu de changer de vêtements, les types d'habillement quand ils sont régis par le climat, la mode ou la religion.
- *Professionnelle* : le type de travail, la façon de s'habiller ou de travailler dans des endroits fixes.

L'ajustement comportemental représente le lien de rétroaction le plus immédiat vers l'environnement. Ce qui était précédemment considéré comme la conséquence devient le point initial pour la rétroaction dans le modèle adaptatif (Figure 2.15).

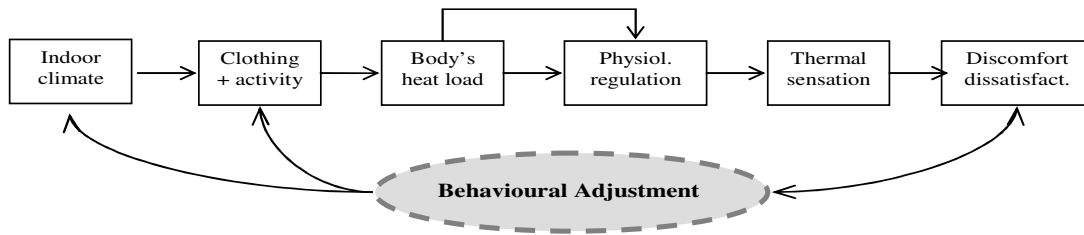


Figure 2.15. Boucle de rétroaction comportementale

2.4.5.1.b Actions Physiologiques

L'adaptation physiologique peut être décomposée en 2 catégories :

- l'adaptation génétique : changements provenant de l'héritage génétique d'un individu ou d'un groupe de personnes.
- l'acclimatation : changements du système physiologique de thermorégulation pendant des jours ou des semaines en réponse à une combinaison de facteurs de stress thermique antérieure. L'acclimatation est une boucle de rétroaction inconsciente atténuée par le système nerveux ; elle affecte directement les températures de consigne de la thermorégulation physiologiques.

2.4.5.1.c Actions Psychologiques

Cette catégorie regroupe les effets de l'accoutumance, de l'espérance, et de l'acceptabilité qui sont des variables cognitives et culturelles, qui changent la perception d'un individu. Parfois l'adaptation perceptuelle est décrite en psychophysique comme une exposition à un stimulus répété plusieurs fois qui diminue l'importance de la réponse évoquée. Bien qu'il soit le moins étudié des trois mécanismes adaptatifs, l'adaptation psychologique pourrait réellement jouer le rôle le plus significatif en expliquant les différences entre les réponses thermiques observées et prévues. Dans la boucle de rétroaction, l'adaptation psychologique est influencée par une expérience thermique présente ou passée des climats intérieur et extérieur.

2.4.5.2 Les études sur terrain

La Figure 2.16 montre les résultats quand la température de confort à l'intérieur d'un local T_c a été tracée en fonction de la température extérieure moyenne mensuelle T_{ext} [Humphreys 2000]. La température de confort T_c est décrite comme la température à laquelle le sujet sera confortable (ou neutre) ou la température à laquelle le plus grand nombre de sujets seront au confort. On voit une division claire entre les deux types de bâtiments. Pour les bâtiments naturellement ventilés (points foncés) la relation est linéaire tandis que, pour les bâtiments conditionnés, elle est plus complexe. La différence est probablement due à l'accumulation des légers effets provoqués par une grande variété d'actions adaptatives qui ensemble, donnent une grande variété de conditions de confort. Humphreys suggère que la température de confort désirée dans les bâtiments naturellement ventilés peut être exprimée par une équation simple : $T_c = a.T_{ext} + b$. Les constantes a et b sont déterminées expérimentalement. Cette relation linéaire trouvée est également confirmée par De Dear [De Dear 1998].

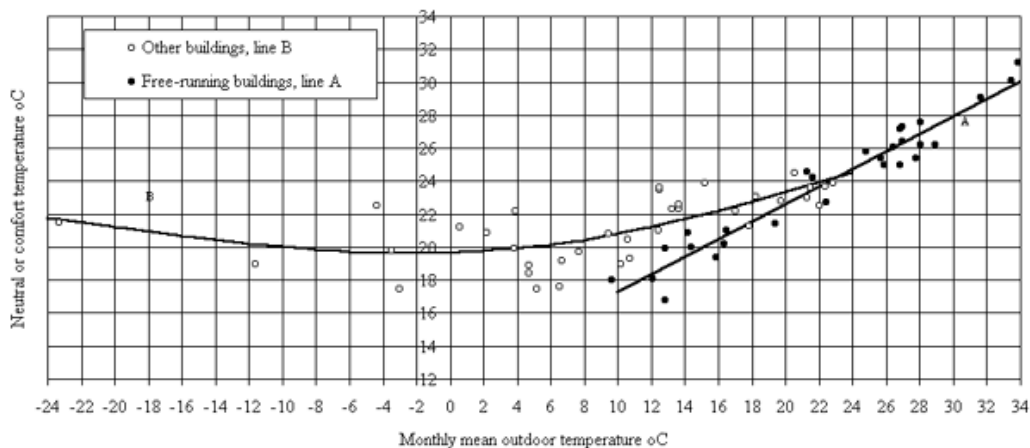


Figure 2.16 Température de confort en fonction de la température extérieure pour 2 types de bâtiments

Dans les années 80, l'ASHRAE a lancé une série d'études de confort thermique sur le terrain dans des bâtiments dans quatre zones climatiques différentes. Dans le premier projet RP-462, un protocole standard a été établi, et après consultation avec les équipes, les données obtenues ont été classées en 3 catégories en fonction des techniques et outils utilisés pour réaliser les expériences. En 1995, un deuxième projet RP-884 a commencé à rassembler des données brutes recueillies dans le monde entier, qui ont suivi le protocole standard. La base de données mondiale contient des données d'Angleterre, du Pays de Galles, de Bangkok, de Californie, du Michigan, de Montréal, d'Ottawa, de six villes d'Australie, de cinq villes du Pakistan, d'Athènes et de Singapour. Cette base de données est disponible et accessible à tous [De Dear 2002b].

En 1997, le projet *Smarts Controls and Thermal Comfort* (SCATs) a été coordonné par l'université d'Oxford Brookes et financé par l'Union Européenne. Ce projet était basé sur la notion de confort adaptatif, avec le but d'installer des systèmes de contrôles fonctionnant sur ce principe dans les bureaux européens. Ce projet aboutit aux conclusions ci-après [Mc Cartney 2002].

La théorie d'une température de consigne variable vient des études faites par Humphreys. L'habillement porté chaque jour a été relié à une température moyenne mobile où la valeur la plus récente des températures a le poids le plus grand, alors que chaque valeur précédente a un poids qui diminue selon une progression géométrique liée au temps écoulé. La moyenne mobile a deux propriétés reliées : elle lisse la série des températures et elle traduit le changement qui est en train de se produire.

Nicol a employé la même théorie pour les études sur le terrain conduites pour des bâtiments à Oxford [Nicol 2003]. La valeur théorique de la température moyenne mobile (running mean temperature), T_{rm} d'un jour n peut être en fonction de celle des jours précédents :

$$T_{rm(n)} = c \cdot T_{rm(n-1)} + (1 - c) \cdot T_{od,moy(n-1)} \quad (10)$$

$T_{od,moy(n-1)}$ est la température moyenne extérieure du jour $n-1$ et c est une constante ($0 \leq c \leq 1$) qui définit la vitesse à laquelle la moyenne mobile correspond à la température extérieure. La valeur de c est souvent prise égale à 0,8, ce qui donne une demi-vie de 3,5 jours (ce qui veut dire que le temps mis par des personnes pour réagir à un changement de temps extérieur est d'environ une demi-semaine).

Finalement, la température de confort intérieur, T_c , basée sur T_{rm} est exprimée par l'équation suivante : $T_c = d \cdot T_{rm(n)} + e$ si $T_{rm(n)} > T_0$ et $T_c = g$ si $T_{rm(n)} < T_0$

où d , e , g et T_0 sont des constantes empiriques provenant d'une analyse des données d'étude sur le terrain. Une critique de la théorie du confort adaptatif était sa complexité et la difficulté à l'appliquer aux bâtiments. En réponse à cette critique, l'*Algorithme de Commande Adaptative* (ACA) a été développé lors du projet SCATs. Son but est de fournir aux concepteurs de bâtiments une méthode simple de commande des températures internes en utilisant les principes de la théorie de confort adaptatif. Au lieu de maintenir une température constante toute l'année ou deux températures saisonnières de consigne, l'ACA propose une température de consigne intérieure variable en fonction de la température extérieure basée sur la température de confort. Pour les pays participants différentes températures de consignes ont été déterminées (cf. Tableau suivant) [McCartney 2002].

	Level 1		Level 2	
	$T_{rm} < 10$	$T_{rm} > 10$	$T_{rm} < 10$	$T_{rm} > 10$
France	0.049 T+22.58	0.206 T+21.42	0.041 T+21.29	0.188 T+20.10
Grèce	----	0.205 T+21.69	----	0.244 T+18.89
Portugal	0.381 T+18.12	----	0.45 T+16.37	----
Suède	0.051 T+22.83	----	0.061 T+23.03	0.084 T+22.24
Angleterre	0.104 T+22.58	0.168 T+21.63	0.047 T+21.10	0.188 T+19.55
Moyenne	22.88	0.302 T+19.39	21.61	0.267 T+18.88

Figure 2.17. ACA pour chaque pays européen étudié

Level 1 indique que l'étude est faite par une méthode transverse où un grand groupe de personnes a été interrogé périodiquement, par exemple une fois en un mois. *Level 2* donne les résultats obtenus par méthode longitudinale, c'est-à-dire qu'un petit groupe de personnes interrogées a été suivi pendant une durée de 3 à 12 mois. L'ACA appliqué à tous les bâtiments étudiés donne la température de confort suivante, représentée Figure 2.18 :

$$T_c = 22,88^\circ\text{C} \quad \text{si } T_{rm} < 10^\circ\text{C}$$

$$T_c = 0,302 \cdot T + 19,39 \text{ (}^\circ\text{C)} \quad \text{si } T_{rm} > 10^\circ\text{C}$$

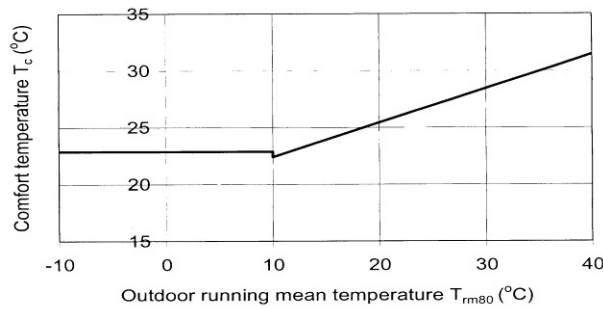


Figure 2.18. Températures intérieures recommandées en fonction de T_{rm}

Le comportement vestimentaire, ou plutôt la quantité de vêtements portée par des individus, a également été étudié. Le choix des vêtements portés dépend du sexe, du type de travail et de l'existence ou non d'un code d'habillement, de la température intérieure et finalement des conditions météorologiques. D'après plusieurs études, le temps mis par les gens pour adapter leur habillement à leur environnement varie d'un jour à moins d'un mois. Humphreys a proposé la relation suivante entre l'isolation des vêtements Icl et la température extérieure : $Icl_n = a + b \cdot T_{od,moy} + c \cdot Icl_{n-1} \pm e$

Icl_n est la valeur au jours n de l'habillement (isolation vestimentaire en clo ou nombre de couches des vêtements), Icl_{n-1} est la valeur de l'habillement pour le jour précédent ($n-1$), $T_{od,moy}$ est la température du jour n , e est une limite d'erreur et a , b , c sont des constantes qui ont été estimées par des observations.

D'autres corrélations pour les isolations thermiques des vêtements ont été proposées. Pour tous les bâtiments européens, Icl a été lié à T_{rm} . L'équation est du type : $Icl = a + b \cdot T_{rm}$

	Level 1	Level 2
France	0,979-0,0197. T_{rm}	0,816-0,0136. T_{rm}
Grèce	1,072-0,0164. T_{rm}	0,844-0,0130. T_{rm}
Portugal	1,376-0,0406. T_{rm}	1,201-0,0346. T_{rm}
Suède	0,927-0,0157. T_{rm}	0,769-0,0100. T_{rm}
Angleterre	0,854-0,0125. T_{rm}	0,730-0,00972. T_{rm}
Moyenne	0,950-0,0145.T_{rm}	0,848-0,0136.T_{rm}

Figure 2.19. Equations vestimentaires pour chaque pays européen étudié

2.4.6 Méthodes d'analyse et d'évaluation des conditions thermiques

L'homme étant complexe, avec des réactions physiologiques et une interprétation psychosociologique, peu de démarches permettent d'avoir une vision complète des phénomènes mis en jeu car il est difficile de tout étudier en même temps. Ceci se retrouve nettement dans les méthodes d'études et d'évaluations des ambiances qui en découlent. Il faut être conscient que les relations obtenues dans la bibliographie peuvent être très différentes selon les méthodes utilisées. Il faut noter qu'une des grandes difficultés vient de l'homme lui-même : son comportement n'est pas reproductible et par ailleurs l'expérimentation avec les êtres humains est soumise à une loi d'éthique très stricte.

Le domaine de la thermo-physiologie a historiquement plutôt été abordé par des physiologistes qui ont essayé de comprendre les mécanismes biologiques. Puis le domaine du génie climatique s'est intéressé aux liens entre l'homme et son environnement dans l'espoir d'obtenir des consignes de conditions climatiques. Aucune approche n'est actuellement complète dans ce domaine pluridisciplinaire.

2.4.6.1 Les expérimentations avec l'être humain

Cette approche fournit un grand nombre de données qu'il est souvent difficile de traiter par la suite. Les différences inter- et intra-individuelles entre les réponses sont fortes, aussi, pour avoir des résultats significatifs, il faut travailler sur un nombre suffisant d'individus, puis faire un traitement statistique des données. On aboutit alors à des connaissances sur le comportement moyen de l'homme.

Les expériences en chambre climatique sont réalisées par des psycho-physiologistes, qui mesurent les variables physiologiques et utilisent des questionnaires de jugements thermiques. Leur but est de déterminer les mécanismes physiologiques et psychologiques mis en jeu. Ces expériences sont faites avec des sujets "calibrés", de façon à s'affranchir d'une partie des différences individuelles, et dans des climats le plus souvent homogènes et stationnaires. Les chambres climatiques sont des outils indispensables pour

instrumenter et contrôler parfaitement l'ambiance, mais on sait pertinemment que ces conditions particulières jouent un rôle sur les déclarations subjectives des sujets.

Les enquêtes sur sites réels sont faites par des psycho-sociologues, et parfois avec des physiciens, qui étudient un large panel de sujets. Le but est de comprendre les implications affectives dans les conditions réelles (bureaux, maison, etc.). Il y a alors très peu de mesures concernant l'être humain et les conditions thermiques. On peut en tirer des conclusions qualitatives mais rarement quantitatives car on manque en général d'informations sur le climat.

2.4.6.2 Les mannequins thermiques

De forme humanoïde, ils sont régulés en flux ou en température et permettent la mesure directe des échanges secs en chambre climatique ou en site réel. L'avantage de l'expérimentation avec mannequin par rapport à celle avec l'être humain est la reproductibilité des résultats et la souplesse d'utilisation. Son inconvénient majeur est que les mannequins sont secs et souvent isothermes. Par conséquent, ils ne donnent accès qu'aux flux de chaleur sensible. Il faut faire attention aux conclusions que l'on peut tirer en ambiance chaude, où le corps humain dispose de l'évaporation comme unique moyen pour maintenir son bilan thermique équilibré.

2.4.6.3 La simulation numérique

Les physiologistes et les physiciens ont développé des outils spécifiques à leurs besoins. Dans les années 1970, de nombreuses équipes de physiologistes ont développé des modèles de compréhension de la thermorégulation humaine. Il en existe actuellement plus d'une centaine. Par ailleurs, les thermiciens ont depuis longtemps les logiciels de thermiques qui calculent les conditions hygrothermiques dans les bâtiments en tenant compte de l'être humain comme de tout autre composant du système, c'est-à-dire comme une simple source constante de chaleur et d'eau. Actuellement les deux compétences se regroupent, mais il manque encore beaucoup de connaissances dans les interactions homme-ambiance.

2.4.7 Méthodes d'évaluation du « confort thermique »

Les méthodes d'évaluation des conditions thermiques sont très étroitement liées aux méthodes utilisées pour les établir. Dans le domaine du génie climatique, les conditions thermiques sont souvent séparées en plusieurs catégories, homogène ou non-homogène, et stationnaire ou instationnaire. La norme ISO 7726 donne les définitions suivantes :

- *"Une ambiance est considérée comme homogène si les paramètres d'ambiance peuvent être considérés comme uniformes autour du sujet, c'est-à-dire lorsque l'écart entre chacune des grandeurs et leur valeur moyenne spatiale n'excède pas $\pm 5\%$ ".* Trois points de mesure sont imposés à différentes hauteurs par rapport au sol ; aucune indication n'est donnée pour la position dans un plan horizontal.
- *"Une ambiance est dite stationnaire si les grandeurs physiques par rapport au sujet sont pratiquement indépendantes du temps ; lorsque les fluctuations de chacune des grandeurs par rapport à leur valeur moyenne temporelle n'excèdent pas $\pm 5\%$ ".* Aucune indication n'est donnée sur les temps à prendre en compte, or il faut noter que la constante de temps du corps humain est d'environ 20 à 30 minutes.

On constate que des définitions plus rigoureuses sont à envisager car la frontière entre ces diverses catégories n'est pas si simple à définir. Un écart de $\pm 5\%$ sur une température ne signifie rien. Par contre un tel écart est inférieur à la précision de mesure que l'on peut obtenir sur l'humidité relative.

2.4.7.1 Les conditions homogènes

En conditions définies comme homogènes, les méthodes d'évaluation du confort sont nombreuses et relativement simples. Il s'agit de graphiques ou de calculs ramenant à un indice unique les variables caractérisant l'individu et l'ambiance. La valeur de ces indices doit se situer dans une plage déterminée, permettant d'assurer un confort global à une majorité de personnes. Cette première approche globale peut être satisfaisante. Mais si ces indices ne peuvent être raisonnablement utilisés qu'en conditions thermiques homogènes et stationnaires, ces situations simples et idéales ne sont pas si courantes.

Les indices ont été créés pour donner une rapide indication du vote de confort ou de sensation et ainsi réduire la difficulté de travailler avec de nombreuses variables météorologiques, physiques et personnelles. Aujourd'hui, il existe plus de cent indices, classés en trois grandes catégories :

- Les indices rationnels : *Heat Stress Index (HSI)*, *Required Sweat Rate (SWreq)* [Mairiaux 1995], *Effective Temperature (ET)* et *Corrected Effective Temperature (CET)*.

- Les indices empiriques : *Predicted Four Hour Sweat Rate (P4SR)*, *Heart Rate Prediction*, *Predicted Mean Vote (PMV)* et *Predicted Percentage of Dissatisfied (PPD)* [Fanger 1970].
- Les indices directs : *Wet Globe Temperature (WGT)*, *Wet Bulb Globe Temperature (WBGT)*, *Temperature Humidity Index (THI)*, *Thermal Neutrality*,...

Il faut noter que les indices de confort les plus couramment utilisés sont le PMV (*vote moyen prévisible*) et le PPD (*pourcentage prévisible d'insatisfaits*) qui font actuellement partie des normes françaises et internationales [Norme ISO 7730].

2.4.7.2 Les conditions hétérogènes

Dans les environnements plus hétérogènes, on ne peut plus se limiter alors à la notion globale et de nombreuses études sont publiées sur l'inconfort local. Les résultats sont donnés sous forme de courbes (Figure 2.20) ou d'expressions mathématiques (voir encadré) reliant une ou plusieurs variables physiques à un jugement thermique ou un pourcentage prévisible de personnes insatisfaites. En général, le nombre de personnes insatisfaites est déterminé grâce à des votes exprimés par des sujets soumis à une cause principale d'inconfort, mais dans une ambiance thermo-neutre. Les conclusions qui en sont issues sont des recommandations sur un des paramètres physiques afin de limiter le risque d'inconfort. Ce sont des valeurs limites sur des variables, soit mesurables directement (température de sol,... [Norme ISO 7730]), soit issues de calcul (température équivalente locale). Ces méthodes ne sont pour la plupart utilisables qu'en régime établi.

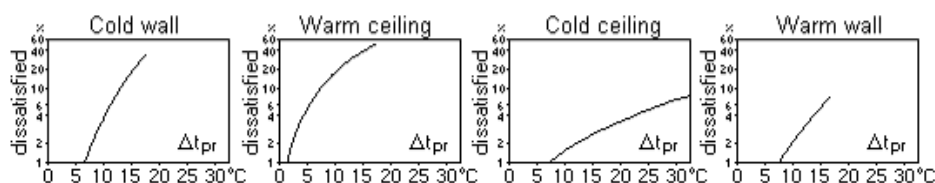


Figure 2.20. Courbes donnant le nombre d'insatisfaits en fonction de la cause physique d'inconfort.

D'autres méthodes consistent à considérer que l'inconfort est lié aux sensations thermiques locales, ces dernières étant directement reliées aux grandeurs physiologiques locales. Plusieurs relations permettent le calcul de ces sensations [Galéou 1991]. Pour les utiliser, il faut alors disposer des variables thermo-physiologiques locales indiquant l'état thermique du sujet : températures cutanées locales,...

2.4.7.3 Les conditions instationnaires

Les rares recommandations que l'on peut trouver portent, par exemple, sur des écarts maximums de température entre deux locaux pour un individu qui se déplace. Les expériences sont souvent faites avec des échelons de climat. Il n'existe pas ou très peu de travaux reconnus sur l'effet de variations relativement lentes des conditions climatiques. Toutes ces études peuvent permettre de comprendre les causes de l'inconfort mais ne peuvent en aucun cas être utilisées de façon simple. Il arrive bien souvent qu'un inconfort local soit dû simultanément à des causes physiques et physiologiques. Aucune corrélation n'existe pour traiter les cas où diverses causes d'inconfort se conjuguent, ou bien lorsque la personne se trouve déjà en situation de confort dégradé. Comme nous l'avons souligné plus haut, le corps est un système complexe et régulé. Tant que l'on reste dans la zone de neutralité thermique, on peut faire abstraction des conséquences de la thermorégulation, mais il est difficile de ne pas en tenir compte dès que l'on s'éloigne de cette zone, qui est très étroite. Or, une même astreinte thermo-physiologique peut être causée par une infinité de combinaisons des divers paramètres d'ambiance. Il est impensable de toutes les cataloguer. Le plus simple est encore de calculer simultanément les conditions thermiques locales et leurs effets locaux sur le corps humain : c'est la grande tendance actuelle avec un développement rapide des modèles homme-environnement.

2.4.8 Les modèles de comportement thermique de l'homme

De nombreux modèles mathématiques ont été développés pour prévoir les réponses thermiques et physiologiques du corps humain en fonction des conditions environnementales. Ces modèles regroupent en général une représentation du corps humain, prenant en compte la thermorégulation, et des modèles de transferts thermiques homme-environnement. Dans les modèles les plus simples, le corps est traité comme un bloc unique. Les modèles plus complexes divisent le corps en plusieurs segments. La quantité de travail fait actuellement sur ces modèles indique qu'ils sont devenus totalement indispensables dans le domaine d'étude des conditions de confort [Arens 2001, Huizenga 2001]. Quelques exemples sont décrits ci-après.

2.4.8.1 Les modèles simples

Ils sont assez répandus, car ils sont faciles à utiliser et peu coûteux en temps de calcul. Leur but essentiel est de calculer de façon précise les indices faisant intervenir les variables physiologiques (température cutanée, mouillure, etc.). Le plus connu est un modèle où le corps humain est composé de 2 compartiments concentriques isothermes [Gagge 1973]. Les transferts de chaleur entre eux se font par conduction tissulaire et convection sanguine. Les échanges vers l'extérieur se font par les modes de transferts décrits précédemment et l'influence des habits est prise en compte grâce à une simple résistance thermique. Le modèle de KSU est semblable au précédent et permet de calculer un indice de sensation thermique empirique séparé en deux termes : un indice 'froid' relié à l'état de vasoconstriction et un indice 'chaud' lié à la mouillure cutanée. Ces deux modèles prennent en compte les réactions physiologiques et sont utilisables en régime transitoire. De nombreuses études comparatives ont été réalisées et montrent de bons résultats dans une gamme assez étendue de conditions ambiantes : mais on ne peut étudier que des configurations homogènes, chaque paramètre de l'ambiance étant représenté par une seule valeur.

2.4.8.2 Les modèles complexes

Si l'on veut avoir accès à des données plus précises sur les réactions physiologiques locales du corps humain, il faut utiliser un modèle décomposant le corps en divers segments. Les modèles complexes permettent une meilleure précision pour l'étude des climats sévères et des conditions hétérogènes. Dans chaque modèle, le corps est décomposé en un certain nombre de segments (tête, jambes,...), chacun étant divisé en couches (os, peau,...). Le nombre de compartiments ou nœuds thermiques obtenus donne une idée de la complexité du modèle. Le premier modèle complexe a été celui de Werner [Werner 1993] : le corps est divisé en 6 segments de 2 couches reliées par le flux sanguin. Par la suite, il a divisé le corps jusqu'à obtenir 250 compartiments. En 1966, Stolwijk et Hardy ont divisé le corps humain en trois cylindres, chacun étant divisé en 2 couches pour représenter des différences anatomiques et fonctionnelles. Plus tard, ils ont divisé le modèle en 6 segments où chacun a été subdivisé en 4 couches concentriques, un compartiment additionnel de sang représente les grandes artères et veines [Stolwijk 1970]. Le modèle créé par Stolwijk est actuellement à la base de la plupart des modèles développés dans le monde. Dans la version d'origine, les transferts au niveau cutané étaient traités de façon très simplifiée. Ce qui différencie actuellement les divers modèles est souvent le niveau de complexité des modèles de transferts de masse et de chaleur avec l'environnement.

Les principaux modèles sont les suivants [Endravadan 2006, Thellier 1999] :

- MARCL (*Modèle d'Analyse et de Recherche pour le Confort Local*) est un modèle à 25 nœuds. Il prend en compte l'influence des hétérogénéités spatiales et temporelles de l'habitat. Les échanges radiatifs, convectifs, évaporatifs sont calculés localement et la prise en compte des vêtements est simplifiée. La version plus complète se nomme MARCOT (*Modèle d'Analyse et de Recherche des Conditions Optimales en Thermique*). Elle est composée de 29 nœuds et calcule également des sensations thermiques locales. Ce modèle est intégré dans le logiciel TRNSYS.
- MATHER (MANnequin THERmique), 31 nœuds, est proche de MARCOT, mais a été développé spécifiquement pour l'application aux voitures, en particulier avec les transferts de chaleur dans les milieux poreux pour représenter le siège.
- THERMOSIUM comprend 6 segments et a une description très détaillée des transferts à travers les vêtements.
- Modèle de FIALA : le corps a été divisé en 15 segments et chacun composé de 7 matériaux et la peau est modélisée par 2 couches avec des propriétés physiologiques différentes, la peau intérieure et la peau externe.
- Modèle de confort de BERKELEY peut simuler un nombre illimité de segments du corps. Cependant, la plupart des applications emploient 16 segments correspondant au mannequin thermique.
- Modèle de TANABE compte 65 nœuds, il est combiné avec des modèles complexes de rayonnement et de dynamique des fluides (CFD). Les coefficients de transfert thermique et d'isolation vestimentaire sont ceux tirés des expériences avec mannequin thermique.

2.4.9 Les modèles de jugement thermo-sensoriel

Dans la littérature, on peut regrouper les modèles de sensations en deux groupes :

- Les modèles statistiques, qui sont obtenus à partir du traitement de données expérimentales et par régression linéaire ou par pondération d'une variable importante liée aux sensations. Malgré leur simplicité, ils sont valables dans les deux régimes, stationnaire et transitoire.

- les modèles dynamiques qui sont plus complexes. Ils sont basés sur des lois non linéaires et fonctionnent en couplage avec les modèles thermo-physiologiques [Candas 1995].

Remarque : les quelques exemples donnés ci-dessous, sont pris parmi les centaines d'expressions existant actuellement. Ils sont représentatifs de la complexité des phénomènes et de la diversité des approches.

2.4.9.1 Les modèles simples

Le principe est de trouver une corrélation entre une variable que l'on soupçonne être sensible et la sensation thermique (S) d'un individu [Endravadan 2006].

L'une des premières études a été faite par Rohles et Nevins en 1971. Ils ont réalisé des expériences avec 800 hommes et 800 femmes, tous vêtus à 0,6 clo pour diverses conditions climatiques. Ils ont alors obtenu l'équation suivante : $S = 0,151 \cdot T_{op} + 0,010 \cdot RH - 8,371$ (T_{op} (°F) et RH humidité relative (%))

En 1977, Azer et Hsu ont modifié l'équation ci-dessus, pour calculer une sensation thermique positive (TS^+) et négative (TS^-).

$$TS^+ = [5,0 - 6,56 \cdot (P_a - 0,50)] \cdot \varepsilon_{ws} \text{ et } TS^- = -1,46 \cdot \varepsilon_{vc} + 3,75 \cdot \varepsilon_{vc}^2 - 6,19 \cdot \varepsilon_{vc}^3 \quad (11)$$

ε_{ws} et ε_{vc} sont de coefficients qui dépendent de la mouillure cutanée et la conductance globale de peau. Ces deux expressions prennent en compte les réactions physiologiques et sont utilisables en régimes transitoires.

Selon McIntyre [McIntyre 1980], on peut prédire la sensation thermique par une régression linéaire en fonction de la température d'air, ceci n'est valable que pour des sensations comprises entre 2 et 6. Au-delà de ces valeurs, il y a un changement de linéarité. Les expériences ont été réalisées sur 1296 sujets, habillés légèrement, et l'aire de chaque cercle représente le nombre des réponses. Pour prendre en compte l'échelle en entier, il a proposé que la courbe soit en forme de S.

La sensation thermique obtenue par Zhang [Zhang 2003] dans le cas d'un véhicule, montre que la sensation globale (S_g) est fonction des sensations locales. La sensation locale de chaque segment intervient dans la sensation globale selon son importance observée dans les expériences.

$$S_{globale} = 0,42 \cdot S_{front} + 0,38 \cdot S_{bras \text{ côté fenêtre}} + 0,2 \cdot S_{cuisse \text{ côté fenêtre}} + 0,28 \cdot S_{pied \text{ côté fenêtre}} + 0,42$$

2.4.9.2 Les modèles dynamiques

Ils peuvent être basés sur une méthode analytique, des lois non linéaires et des combinaisons de vitesse de variation des températures corporelles.

- Calcul Analytique. Un important travail pour étudier les sensations a été développé par Galéou [Galéou 1991]. Le modèle nommé TRIM fonctionne à partir de tableaux reliant les sensations locales aux variables physiques et physiologiques locales. Ces tableaux sont les résultats d'une synthèse bibliographique et d'expériences. TRIM permet de prévoir les sensations globales et locales. Les sensations peuvent également être modifiées dans le cas de conditions très hétérogènes (par exemple, différence verticale de température d'air, etc.). Il fonctionne en autonomie ou en couplage avec un modèle humain. Par la suite, il a été montré que, dans le cas d'une voiture, il faut intégrer au modèle la température de l'air inspiré et le flux solaire reçu [Thellier 1999]. On peut écrire les sensations en termes de température de sensation (T_s) pour chaque segment du corps i par la relation :

$$T_{s,i} = (1 - \alpha) \cdot T_{sk,i} + \alpha \cdot T_{a,i} \quad (12)$$

$T_{a,i}$	Température de l'air au niveau de la tête (température inhalée par le sujet)
$T_{sk,i}$	Température cutanée du segment i
α	Facteur de pondération relatif au segment i

La sensation locale S_i est ensuite calculée en fonction de $T_{s,i}$ en comparant sa valeur à une échelle donnée dans un tableau de référence. Les sensations en saison estivale prennent en compte l'influence du soleil ; sur certains segments elle peut être augmentée de trois points.

$$S_i = Se_i + 0,03 \cdot (10 - Se_i) \cdot (\alpha_{sol,i} \cdot Ray) \quad (13)$$

Se_i	Sensation calculée le segment i , en fonction de $T_{s,i}$
$\alpha_{sol,i}$	Coefficient de pondération par segment,
Ray	Flux solaire

- Lois non linéaires : On trouve également pour certaines conditions très particulières des relations entre la sensation thermique globale S_g et la température cutanée T_{sk} qui ne sont pas linéaires :

$$S_g = \alpha_0 + \alpha_1 \cdot T_{sk} + \alpha_2 \cdot T_{sk}^2 + \alpha_3 \cdot T_{sk}^3 \quad \alpha_0, \alpha_1, \alpha_2 \text{ et } \alpha_3 \text{ dépendent de chaque segment.}$$

- Utilisation de vitesse de variation. La réponse instantanée aux conditions passagères est corrélée à celles des récepteurs thermiques du corps, qui réagissent différemment aux conditions statiques et dynamiques. Dans les conditions d'équilibre, les thermorécepteurs envoient un signal statique au cerveau. Ce signal est basé sur la température de peau et la température centrale. Quand les conditions changent, les thermorécepteurs envoient non seulement le signal statique, mais également un signal dynamique qui correspond à la vitesse de variation de ces deux températures.

Hensel [Hensel 1981] a proposé que les sensations chaudes et froides puissent être exprimées en fonction de la température de la peau (T_{sk}), de sa vitesse de variation (dT_{sk}/dt), et de l'aire de stimulation (F) : Sensation $\rightarrow f(T_{sk}, dT_{sk}/dt, F)$.

Ring et De Dear ont développé un modèle de sensation thermique basé sur la capacité des humains à détecter instantanément des changements de l'environnement thermique [Ring 1993]. Leur modèle prend en compte les parties statique et dynamique et l'équation s'écrit en termes de fréquence d'impulsion des thermorécepteurs (R). Finalement le modèle (DTS, Dynamic Thermal Stimulus) dépend d'un certain nombre de constantes qui sont liées à la localisation.

Fiala a ajouté une partie thermo-sensorielle au modèle de thermo-physiologie qui prévoit des sensations thermiques différentes pour un sujet assis ou actif [Fiala 2003]. Les régressions ont été faites pour tenir compte de la tendance non linéaire des sensations mesurées. Le modèle DTS (Dynamic Thermal Sensation) donne une sensation qui dépend des écarts de température par rapport à une certaine consigne pour la température moyenne de peau (T_{sk}) et de l'hypothalamus (T_{hy})

Zhang montre que la sensation thermique locale dépend de la température de peau locale et est bien représentée par la fonction ci-contre [Zhang 2003]. Si la température cutanée locale ($T_{sk,loc}$) s'éloigne de la température notée au début ($T_{sk,loc,set}$), la sensation atteint les limites de -4 ou 4. On atteint la limite du côté chaud plus vite que du côté froid, parce que la gamme de variations de la température de peau du côté chaud est plus étroite.

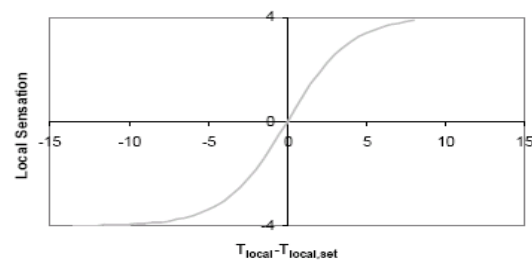


Figure 2.21. Modèle logistique de sensation

Les nouvelles tendances pour les modèles de sensations sont les modèles qui emploient l'intelligence artificielle neuronale pour prendre en compte les effets psychologiques et sociaux. En fait, la plupart des industries du véhicule utilisent ce type de modèle, mais les détails restent confidentiels.

2.4.10 Conclusions

La Figure 2.22 (données transmises par F. Nicol) illustre bien la complexité du problème qui lie l'homme et l'ambiance intérieure. Dans ce cas l'activité (métabolisme) reste constante. Lorsque la température ambiante augmente, la mouillure cutanée – c'est-à-dire la production d'eau suée – augmente, ce qui est déclenché par la régulation physiologique. Avant même le début de l'apparition de la sueur, l'individu réduit sa tenue vestimentaire, puis il augmente la vitesse d'air.

Ces deux actions ne sont pas simultanées et correspondent à la régulation adaptative individuelle, d'abord, puis technologique. On peut également noter que pour une température élevée, l'individu ne baisse plus sa tenue vestimentaire pour des raisons de contrainte sociale. Par ailleurs, il n'augmente plus la vitesse d'air alors que la mouillure cutanée continue d'augmenter ce qui est perçu comme inconfortable. Ceci montre qu'il peut y avoir une hiérarchie entre certaines perceptions et certains comportements. On peut supposer qu'il préfère avoir chaud plutôt que d'être exposé à une vitesse d'air trop élevée qu'il perçoit comme désagréable.

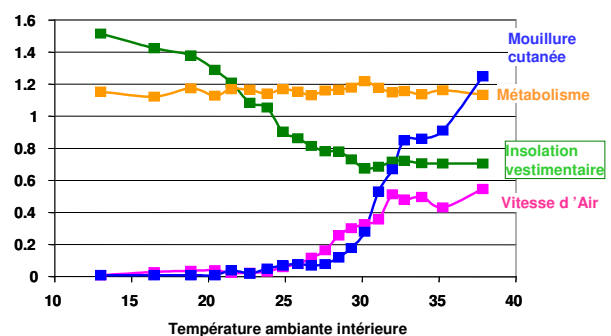


Figure 2.22 Evolution de divers paramètres en fonction de la température intérieure

Le comportement adaptatif est totalement lié au confort thermique, c'est-à-dire à l'évaluation subjective de l'ambiance. Même si les conditions ambiantes qui procurent la thermo-neutralité sont globalement les mêmes pour tous les individus et peuvent être calculées, la part psychoaffective du confort peut aboutir à des comportements différents selon les individus.

2.4.11 Réflexions dans de cadre de cette étude

Dans un premier temps, si on se limite aux conditions hivernales, c'est-à-dire au chauffage. Certains modes d'échanges sont faibles et donc certaines variables physiques ont un effet négligeable ; on pourra donc ne pas les étudier en détail :

- si les conditions thermiques restent modérées, l'humidité joue un rôle faible, dans la mesure où elle reste dans des limites acceptables, entre 30 et 60 % d'humidité relative pour des températures d'air entre 16 et 25 °C.
- les apports solaires arrivant directement sur l'individu ne seront pas pris en compte, bien qu'ils puissent avoir lieu dans un bâtiment à faible consommation où les apports solaires sont souvent favorisés,
- étant donné qu'on s'intéresse plutôt à un habitat individuel, on considérera que l'activité physique des occupants reste toujours modérée.

Avec les hypothèses posées ci-dessus, la majeure partie des échanges de chaleur au niveau humain se fait par convection et par rayonnement infrarouge environ à parts égales. Une des particularités des bâtiments à basse consommation est qu'ils sont bien isolés. Si de surcroît leur inertie thermique est importante, le chauffage aéraulique peut entraîner en régime transitoire un écart important entre les températures d'air et de surface des parois, donc les échanges par convection et par rayonnement doivent être pris en compte séparément et l'utilisation de la température opérative est à éviter.

Dans le cas du chauffage aéraulique, les deux variables significatives pour l'air seront la température et la vitesse. Il faut noter qu'en dehors de la modification des échanges convectifs, qui ont un effet direct sur le bilan thermique de l'homme, ces deux variables ont d'autres effets plus ou moins bien connus :

- La température de l'air a également un effet important sur le jugement thermique du climat, car c'est la température de l'air inspiré, et les muqueuses sont particulièrement sensibles, ce qui peut influencer notablement la perception. Certaines relations permettant de calculer la sensation en tiennent compte directement.
- La vitesse d'air a également un effet direct sur le jugement. En particulier, au niveau du visage, pour des raisons purement mécaniques, l'homme peut percevoir des variations de vitesse assez faibles. Il peut également être influencé par la direction du mouvement de l'air (par exemple une même vitesse d'air est mieux perçue si elle vient de face plutôt que de dos).

La bibliographie sur les liens entre aéraulique et confort est très abondante, par exemple les congrès RoomVent y sont quasiment entièrement dédiés, avec deux grands sous thèmes :

- modélisation des écoulements d'air dans un bâtiment et surtout autour du sujet,
- impact des conditions thermo-aérauliques sur l'être humain. Dans ce sous-thème, on trouve essentiellement des travaux sur les effets de la climatisation ou sur des systèmes de ventilation personnalisés.

Il faut tout de même souligner que, dans le cadre de ce projet, aucune expérimentation ne peut être envisagée et qu'en France le chauffage aéraulique n'est pas encore tout à fait accepté culturellement dans l'habitat individuel. Par conséquent, l'approche adaptative basée sur le confort devra être abordée avec précaution. Une modélisation simple de l'approche adaptative peut tout de même être envisagée pour déterminer dans quelle mesure il y aura une influence sur la consommation d'énergie.

3. Phase 1b : Banc d'essai

Contribution de Stéphane Thiers et Bernard Aoun – ARMINES

3.1 Introduction

Au début de l'été 2007, un banc d'essai a été mis en place dans les locaux du CEP à MINES ParisTech. Ce banc visait à la caractérisation du fonctionnement d'une unité de micro-cogénération à moteur Stirling.

3.2 L'unité de micro-cogénération à moteur Stirling

L'unité de micro-cogénération mise en œuvre dans le banc d'essai réalisé est la « Sunmachine Pellet », fournie par MAB Entreprise – SUNMACHINE France. En raison du manque de maturité de la technologie des systèmes de micro-cogénération à moteur Stirling, l'unité mise en œuvre était une version pré-commerciale. Par conséquent, sa puissance était bridée et la campagne d'essai a montré que sa régulation interne n'était pas optimale (voir § 3.6.1). Néanmoins, l'étude de cet équipement a permis d'obtenir une première idée du fonctionnement et du comportement d'un tel système.

3.2.1 Description

L'unité de micro-cogénération « Sunmachine Pellet » fonctionne à partir de granulés de bois. Une vis sans fin assure l'alimentation en granulés de la chambre de combustion située au sommet de la partie chaudière (N° 8 sur la Figure 3.1). La chambre de combustion, portée à 650 °C, assure la gazéification des granulés. Elle est surmontée d'un brûleur alimenté en air, qui assure la combustion des granulés. La chaleur est transmise à la partie haute du moteur Stirling. Le moteur, de type alpha, entraîne une génératrice qui produit le courant électrique qui est d'abord redressé puis converti en courant triphasé par un onduleur fournissant une puissance électrique maximale de 3,5 kW et une puissance électrique nominale de 3 kW. Un échangeur permet le refroidissement du moteur du côté de la source froide et la production d'eau chaude. Un échangeur de chaleur sur les fumées permet d'améliorer la récupération de chaleur et de réduire la température des fumées rejetées.

Les différents composants de l'unité de micro-cogénération sont présentés dans la Figure 3.1.

- | | |
|------|-----------------------------------------|
| [1] | Réservoir de granulés |
| [2] | Ventilateur d'extraction des fumées |
| [3] | Vase d'expansion |
| [4] | Vanne de remplissage granulé |
| [5] | Platine de raccordement |
| [6] | Déversement des granulés |
| [7] | Allumage |
| [8] | Tête du brûleur |
| [9] | Chambre de combustion |
| [10] | Tuyau d'alimentation en granulés |
| [11] | Générateur électrique (Moteur Stirling) |
| [12] | Echangeur à plaques |
| [13] | Points d'accroche |
| [14] | Silentblochs |
| [15] | Circulateur du circuit secondaire |

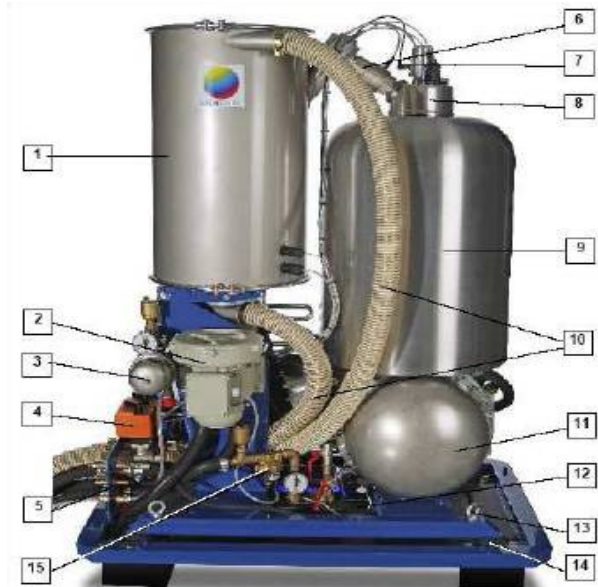


Figure 3.1 Schéma de l'unité de micro-cogénération

À partir de la chaleur dégagée par la combustion des granulés de bois, l'unité fournit à la fois de la chaleur et de l'électricité.

La chaleur dissipée par le moteur est utilisée pour la production d'eau chaude. Celle-ci peut être utilisée pour assurer les besoins en eau chaude sanitaire ou en chauffage d'une habitation.

Le courant électrique produit est entièrement injecté sur le réseau public d'électricité. Lors de ses différentes phases de démarrage, de fonctionnement et d'arrêt, l'unité de micro-cogénération consomme une quantité non-négligeable d'électricité, notamment pour assurer la circulation de l'eau, l'approvisionnement en granulé de bois, le préchauffage électrique du brûleur ou l'extraction des fumées. L'évaluation de cette autoconsommation est indispensable, puisque celle-ci influence le bilan électrique global de la machine. La fourniture de l'électricité consommée par les différents auxiliaires est assurée par un raccordement électrique distinct du raccordement permettant l'injection de la production électrique sur le réseau. De ce fait, il est possible de distinguer les mesures de la consommation et de la production électrique de la machine. Un tel découplage présente un intérêt économique puisque, pour des raisons réglementaires, le tarif de vente de l'électricité produite par cogénération est généralement supérieur au tarif d'achat de l'électricité consommée. Ainsi, il vaudra mieux vendre la totalité de l'électricité produite et acheter la totalité de l'électricité consommée, plutôt que ne vendre que l'électricité produite non-consommée.

3.2.2 Structure interne

L'observation de l'unité de micro-cogénération et l'analyse des mesures fournies par l'afficheur intégré à l'appareil ont permis d'en déduire sa structure interne (Tableau 3.1), qui n'était pas clairement décrite par le constructeur.

La source chaude du moteur Stirling se trouve en contact thermique avec la chambre de combustion. Le refroidissement est réalisé par une boucle d'eau – que nous désignerons « circuit primaire ». Une pompe assure un débit quasi-constant dans le circuit primaire, d'une valeur de l'ordre de 630 l.h^{-1} , de manière à toujours évacuer toute la puissance thermique du moteur et à récupérer un maximum de la chaleur des fumées. L'échangeur principal, séparant le circuit secondaire du circuit primaire, est surdimensionné de manière à ne pas limiter l'échange de chaleur. L'unité de micro-cogénération intègre une pompe à deux vitesses, destinée à la régulation de la température de départ d'eau du circuit secondaire. La position du récupérateur de chaleur sur les fumées n'est pas connue, c'est pourquoi les deux positions possibles ont été indiquées (en gris) sur la Figure 3.2.

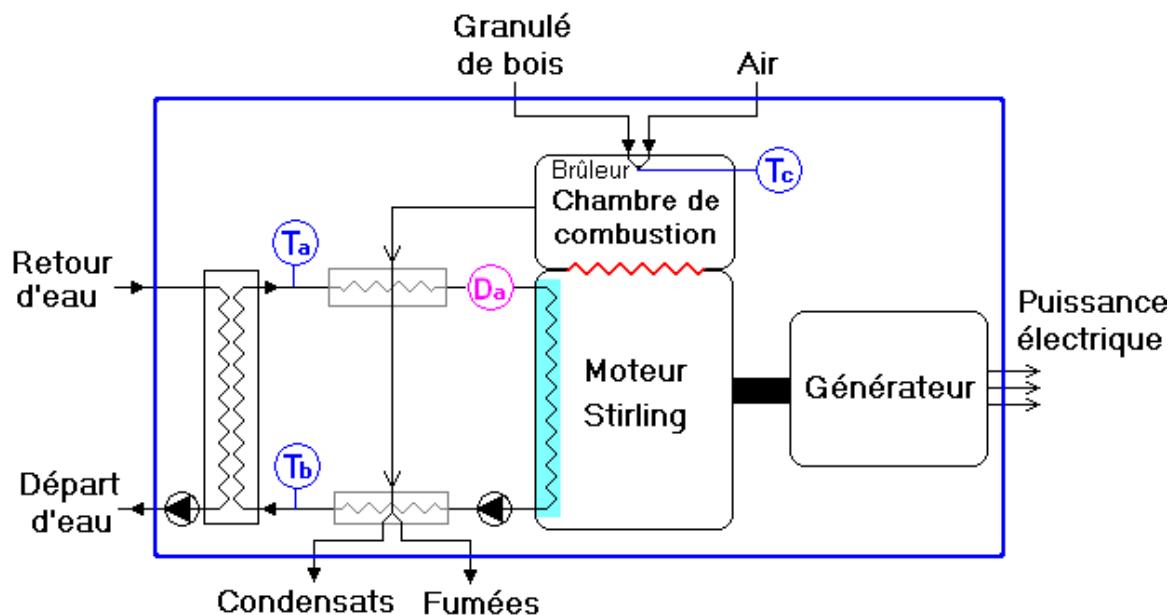


Figure 3.2 Schéma de la structure interne de l'unité de micro-cogénération

T_a	Température d'eau froide
T_b	Température d'eau chaude
T_c	Température du brûleur
D_a	Débitmètre du circuit primaire

Tableau 3.1 Principales données de l'afficheur

3.2.3 Caractéristiques

Les données caractéristiques de la machine fournies par le constructeur sont présentées dans le Tableau 3.2. Il faut souligner que ces données ne correspondent pas aux caractéristiques réelles du prototype installé sur le banc d'essai. En effet, sur ce prototype, la puissance du brûleur est bridée à environ 10 kW et la puissance électrique maximale est de l'ordre de 2 kW.

Puissance électrique	~ 1,5 – 3 kW
Puissance thermique	~ 4,5 – 10,5 kW
Rendement électrique	~ 20 – 25 %
Rendement global	90 %
Température de sortie maximale	70 °C
Température de retour optimale	< 30 °C
Poids	~ 350 kg
Dimensions (largeur/longueur/hauteur)	800/1200/1600 (mm)

Tableau 3.2 Données caractéristiques de l'unité de micro-cogénération annoncées par le fabricant

Puissance du brûleur	7,5 – 14 kW
Cylindrée du moteur	520 cm ³
Vitesse de rotation du moteur	500 – 1000 tr/min
Gaz de travail	Diazote (N ₂)
Pression moyenne du gaz	33 bar
Rendement thermo-mécanique du moteur	33 – 36 %
Rendement maximal de l'onduleur	95,7 %

Tableau 3.3 Données caractéristiques des différents éléments annoncées par le fabricant

3.3 Description des composants du banc d'essai mis en œuvre

Un banc d'essai a été réalisé pour caractériser le comportement et le fonctionnement de l'unité de micro-cogénération présentée plus haut. Divers instruments de mesure visent à quantifier, au cours du temps, les différents flux de matière et d'énergie échangés par l'unité : consommation de bois, admission d'air, fumées évacuées, puissance électrique produite, puissance électrique consommée, chaleur récupérée pour le chauffage d'eau. La Figure 3.3 représente le schéma de principe du banc d'essai.

Un circuit d'eau – désigné « circuit secondaire » – permet de contrôler la température de l'eau de retour. Ce circuit est composé d'un échangeur de chaleur à plaques et d'un réchauffeur de fluide en circulation. L'eau de chauffage qui sort de la machine est refroidie à une température inférieure à 30°C dans un échangeur à plaques à eau perdue, puis réchauffée dans le réchauffeur électrique avec différentes consignes de température de manière à tester les performances de la machine pour plusieurs températures d'eau en entrée de la machine.

Les différents composants du banc d'essai ont été présentés dans [Rapport int. N° 1]. Des photos du banc d'essai sont présentées en annexe.

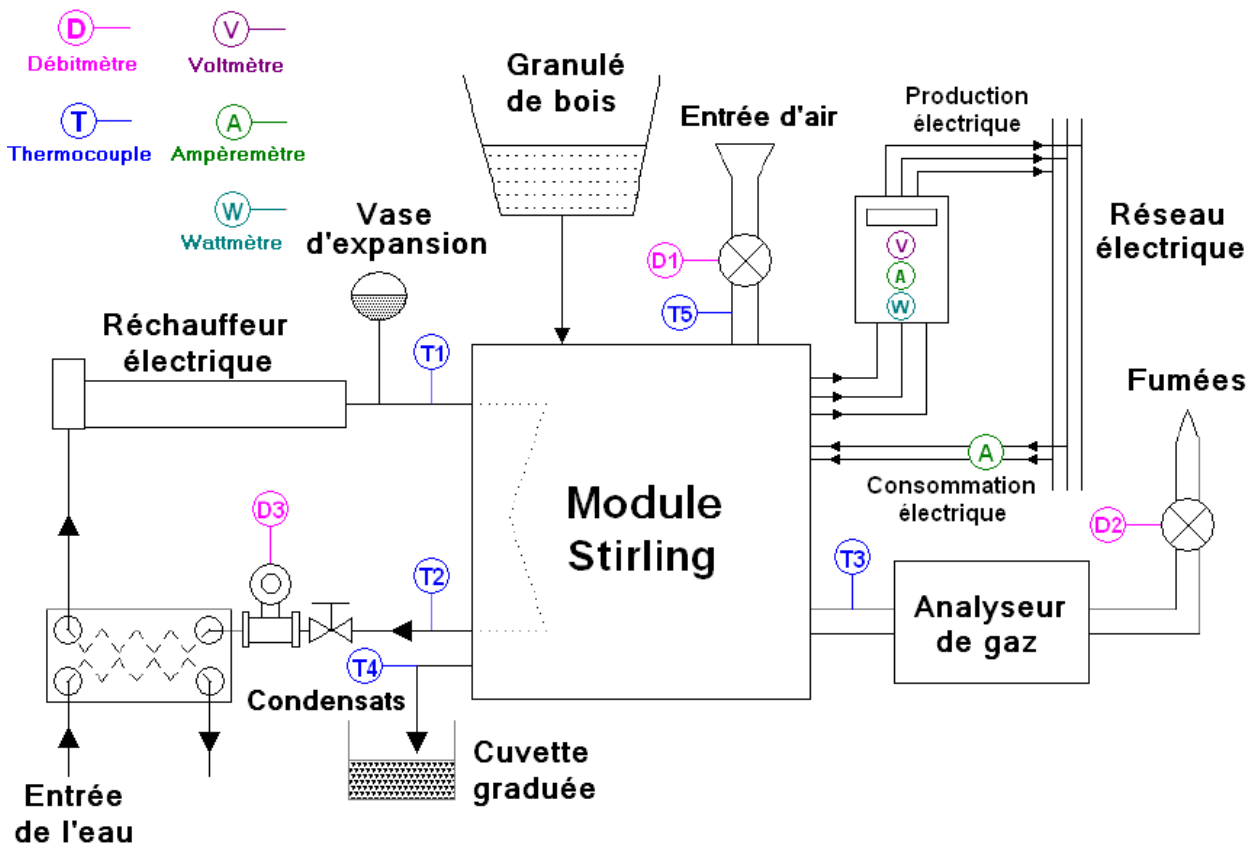


Figure 3.3 Schéma de principe du banc d'essai

3.4 Instrumentation et acquisition des mesures

L'instrumentation comporte :

- cinq thermocouples, mesurant les températures de l'eau en entrée et sortie du circuit secondaire, des fumées, de l'air en entrée et des condensats
- un wattmètre, mesurant la puissance électrique fournie au réseau électrique public par le système de cogénération
- un ampèremètre, mesurant l'intensité de l'électricité consommée à partir du réseau
- trois débitmètres, mesurant les débits de l'eau circulant dans le circuit secondaire, le débit des fumées et le débit de l'air en entrée de la machine
- un analyseur de gaz, mesurant la composition des fumées

Le matériel utilisé pour l'instrumentation et l'acquisition des données a été présenté dans [Rapport int. N° 1].

Le programme d'acquisition et de contrôle réalisé est associé à une interface graphique (Logiciel *LabWindows/CVI*). Cette interface (Figure 3.4) permet la visualisation des différentes valeurs mesurées sur un ordinateur. Les caractéristiques thermodynamiques des différents fluides sont calculées à partir des fonctions de *Thermoblend*⁵ introduites dans le module d'acquisition. Il est donc théoriquement possible d'effectuer en temps réel les bilans énergétiques sur le circuit de chauffage et sur les circuits externes (air, fumées, condensats et eau) afin de vérifier l'exactitude de ces bilans. En pratique, l'absence de certaines mesures n'a pas permis de calculer ces bilans en temps réel.

⁵ *Thermoblend* : outil développé au Centre Énergétique et Procédés de l'Ecole des Mines de Paris pour calculer les propriétés thermodynamiques et thermophysiques des fluides et leur intégration dans des codes de calculs.

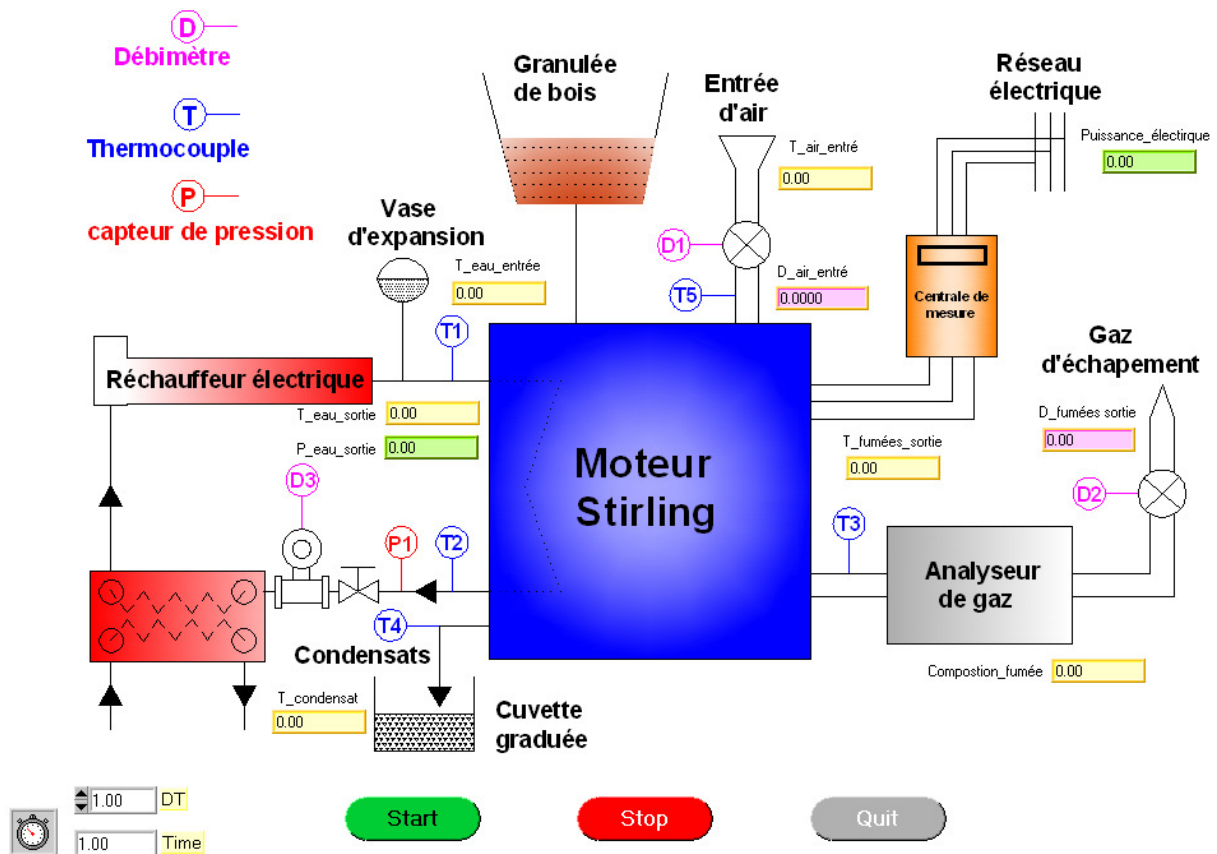


Figure 3.4 Interface du logiciel d'acquisition des données

3.4.1 Liste des différents paramètres mesurés

Les paramètres mesurés sont issus de deux sources. La première source de données est l'unité Stirling, qui comprend des capteurs de mesure, et la deuxième est constituée par l'ensemble des capteurs de mesure intégrés au banc d'essai pour mesurer tous les paramètres nécessaires au calcul du rendement de la machine et pour vérifier les mesures fournies par les capteurs intégrés à la machine.

	P_{th}	Chaleur instantanée fournie par l'unité de micro-cogénération
	P_{elec}	Puissance électrique instantanée produite
Tc	--	Température du foyer
	$T_{fumées}$	Température des gaz d'échappement
	--	Détecteur de braise : mesure l'intensité lumineuse du lit de braises
	--	Lambda : quantifie l'excédent d'oxygène dans le gaz d'échappement.
Ta	T_c	Départ chauffage : température de l'eau en sortie de l'échangeur
Tb	T_f	Retour chauffage : température de l'eau en entrée de l'échangeur
Da	\dot{m}_{eau}	Débit de l'eau circulant dans le circuit primaire
	--	Indicateur du niveau d'extraction des fumées
	--	Etat du système : état actuel du brûleur et de l'aspiration
	--	Etat de sécurité : indique les dérangements de machine

Tableau 3.4 Les capteurs intégrés à l'unité de micro-cogénération

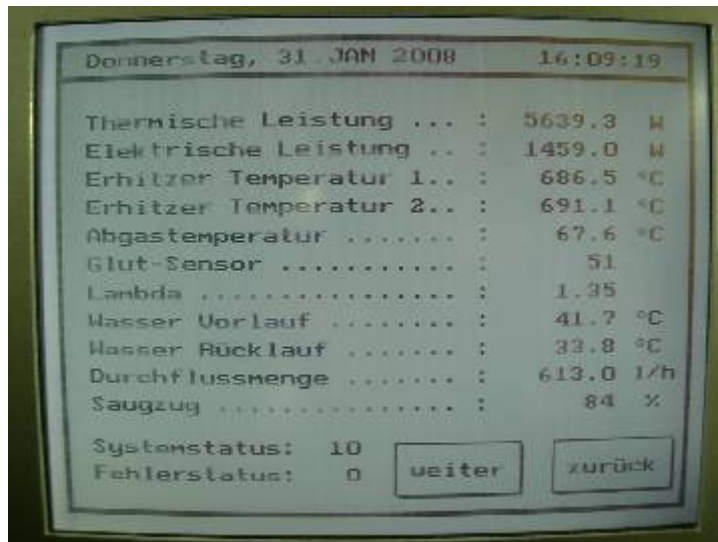


Figure 3.5 Afficheur de l'unité de micro-cogénération (en allemand)

T1	Température de retour de l'eau de chauffage	Thermocouple type K
T2	Température de départ de l'eau de chauffage	Thermocouple type K
T3	Température de sortie des fumées	Thermocouple type K
T4	Température des condensats	Thermocouple type K
T5	Température d'entrée de l'air	Thermocouple type K
D1	Débit de l'air ambiant à l'entrée du moteur Stirling	Débitmètre massique
D2	Débit des fumées	Débitmètre massique
D3	Débit de l'eau de chauffage	Débitmètre volumique
P1	Pression de l'eau dans le circuit de chauffage	Inutilisé

Tableau 3.5 Les capteurs du banc d'essai

3.5 Stratégie des essais

Les deux principaux paramètres à caractériser sont les rendements instantanés électrique et thermique. Ces deux rendements, dont les expressions sont données par les équations (14) et (15), sont calculés à partir du Pouvoir Calorifique Supérieur du combustible (PCS). En effet, seul le PCS rend compte de l'énergie potentiellement récupérable libérée par le combustible (possibilité de condensation de la vapeur d'eau produite dans le récupérateur de chaleur sur les fumées).

$$\eta_{th} = \frac{P_{th}}{\dot{Q}_{comb}} = \frac{\dot{m}_{eau} \cdot C_{peau} \cdot (T_c - T_f)}{\dot{m}_{comb} \cdot PCS_{comb}} \quad (14)$$

$$\eta_{elec} = \frac{P_{elec}}{\dot{Q}_{comb}} = \frac{U \cdot I}{\dot{m}_{comb} \cdot PCS_{comb}} \quad (15)$$

avec :

η_{th}	: Rendement thermique instantané	[-]
η_{elec}	: Rendement électrique instantané	[-]
P_{th}	: Puissance thermique instantanée	[W]
P_{elec}	: Puissance électrique instantanée	[W]
\dot{Q}_{comb}	: Puissance instantanée du combustible consommé	[W]
\dot{m}_{eau}	: Débit massique instantané de l'eau dans le circuit secondaire	[kg.s ⁻¹]
C_{peau}	: Capacité calorifique de l'eau	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
$T_c - T_f$: Différence entre la température de départ T_c et la température de retour T_f	[K]

U	: Tension électrique fournie	[V]
I	: Intensité électrique fournie	[A]
\dot{m}_{comb}	: Débit massique instantané du combustible consommé	[kg.s ⁻¹]
PCS_{comb}	: Pouvoir Calorifique Supérieur du combustible	[J.kg ⁻¹]

L'équation (16) décrit le bilan de masse :

$$\dot{m}_{bois} = \dot{m}_{fumées} + \dot{m}_{condensats} + \dot{m}_{cendres} - \dot{m}_{air} \quad (16)$$

Les différents paramètres mesurés qui ont servi à l'établissement des corrélations des rendements et les moyens de mesure associés mis en œuvre sont indiqués sur le Tableau 3.6.

Notation	Paramètres dans l'acquisition	Méthode de mesure
\dot{m}_{eau}	D3	Débitmètre électromagnétique
T_c	T2	Thermocouple de type K
T_f	T1	Thermocouple de type K
\dot{m}_{comb}	--	Balance électronique
P_{elec}	W	Wattmètre électronique
$\dot{m}_{fumées}$	D2	Débitmètre massique
\dot{m}_{air}	D1	Débitmètre massique
$\dot{m}_{cendres}$	--	Pas de possibilité de mesure
$\dot{m}_{condensats}$	--	Cuvette graduée

Tableau 3.6 Les paramètres mesurés sur le banc d'essai

La mesure de la masse des granulés de bois consommés par unité de temps \dot{m}_{bois} présente une incertitude élevée puisque qu'elle ne peut être réalisée que sur des intervalles de temps bien définis et suffisamment longs pour que la masse consommée soit significative ; les valeurs estimées sont donc des valeurs moyennes.

Une méthode d'estimation plus fine de cette masse consisterait à établir des bilans massiques sur les espèces entrant et sortant de l'unité de cogénération. Les résultats de cette estimation seraient analysés en parallèle pour bien évaluer la masse du bois brûlée instantanément dans la chambre de combustion. Cependant, en raison de la complexité de la mesure de l'air entrant, des condensats et des cendres, cette méthode n'a pu être réalisée. Deux autres méthodes ont été retenues pour l'estimation de la masse du bois consommée durant le fonctionnement de la machine.

La première méthode consiste à faire fonctionner la machine sur une durée relativement longue avec un régime de fonctionnement le plus stable possible. La mesure de la quantité de bois consommée lors de cette phase de fonctionnement permet d'en déduire une valeur moyenne de la puissance du brûleur $P_{brûleur}$. Cette méthode a été appliquée (§ 3.6.1.3).

$$P_{brûleur} = \frac{m_{comb} \cdot PCS_{comb}}{\Delta t_{fonc}} \quad (17)$$

avec :

m_{comb}	: Masse de granulés consommée durant la phase de fonctionnement	[kg]
Δt_{fonc}	: Durée de la phase de fonctionnement	[s]

La deuxième méthode consiste à déduire la puissance du brûleur à partir des mesures du débit et de la composition des fumées, via l'équation de combustion du bois. Cette méthode a été aussi appliquée (§ 3.6.1.5).

3.6 Caractérisation du comportement à partir des essais réalisés

Plusieurs séries d'essais ont été menées.

- Une première série d'essais (S1) visant à caractériser les rendements électrique et thermique pour un jeu de température d'entrée d'eau et de température de consigne donné. La régulation de la température d'entrée d'eau a été réalisée avec le réchauffeur installé sur le banc d'essai.
- Une deuxième série d'essais (S2) visant à caractériser les rendements électrique et thermique pour un jeu de température d'entrée d'eau et de température de consigne donné. Ici, la régulation de la température d'entrée d'eau a été réalisée manuellement.
- Une série (FR) visant à caractériser le processus de démarrage à froid de la machine.
- Une série (CH) visant à caractériser le redémarrage à chaud.
- Une série (AR) visant à caractériser le processus d'arrêt de la machine.

3.6.1 Caractérisation de la phase de fonctionnement stabilisé

3.6.1.1 Caractérisation du fonctionnement et des modes de régulation de la machine

Lors de la première série d'essais, une forte instabilité de la régulation de la température d'entrée d'eau a été observée, rendant l'évaluation des puissances électriques et thermiques fournies peu précises. En effet, la régulation du débit d'eau dans le circuit secondaire est non-linéaire (utilisation d'une pompe à deux vitesses) tandis que la puissance fournie par le réchauffeur est régulée de façon linéaire par un régulateur PID⁶ à forte inertie. Le couplage des deux régulations est à la source de l'instabilité relevée sur les différents essais. Les phases de fonctionnement « stabilisé » s'avèrent donc fortement oscillantes. En particulier, la température en entrée de la machine varie fortement dans le temps ; par exemple, sur la Figure 3.6 obtenue pour les consignes $T_f = 40 \text{ °C}$ et $T_c = 50 \text{ °C}$, la température en entrée oscille régulièrement entre 35 °C et 45 °C avec une période d'environ 4,5 minutes. Ceci ne correspond pas au comportement de la température de l'eau en sortie d'un ballon de stockage qui correspondrait à un cas réel.

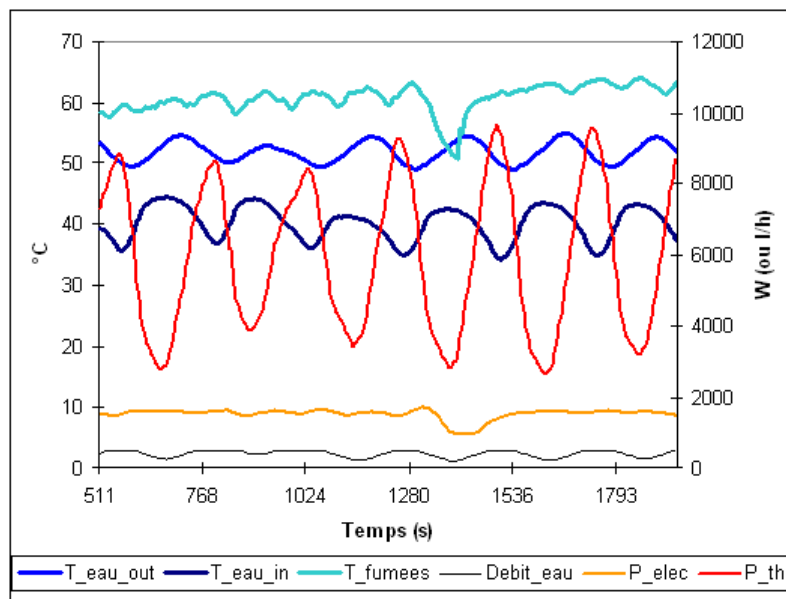


Figure 3.6 Aperçu des oscillations relevées sur un régime « stabilisé » (série S1)

La suppression du réchauffeur (avec régulation manuelle de la température d'entrée d'eau) n'a pas réglé le problème car la régulation du débit d'eau reste oscillante pour assurer une température de sortie supérieure à la température de consigne.

La limitation de la plage des débits accessibles dans le circuit secondaire (170 l/h au minimum et 518 l/h au maximum) amène une contrainte sur l'élévation de température que peut fournir l'unité de micro-

⁶ Régulateur Proportionnel Intégral Dérivé

cogénération. En effet, à puissance nominale, l'élévation maximale de température $\Delta T|_{\max}$ est obtenue pour le débit de circulation minimal $\dot{m}_{\text{eau}}|_{\min}$. Cela signifie que, dans ce cas, la température de consigne de l'eau en sortie n'est pas atteinte.

$$\Delta T|_{\max} = \frac{P_{th_nom}}{\dot{m}_{\text{eau}}|_{\min} \cdot C_p} \quad (18)$$

La Figure 3.7 représente ce cas de figure. Elle a été obtenue pour une température d'entrée d'eau maintenue manuellement à 48 °C et une température de consigne en sortie de 75 °C. La température effective de l'eau en sortie ne dépasse pas 74 °C et le débit de circulation reste donc à son niveau minimal. L'élévation maximale de température vaut environ 25 °C. Les puissances électrique et thermique sont alors beaucoup plus stables que dans le cas précédent.

En pratique, ce cas sera observé lors de la montée en température du ballon d'eau chaude sur lequel est connectée l'unité de micro-cogénération. Il s'agit donc d'un cas très courant qu'il a semblé particulièrement intéressant d'étudier (série S2).

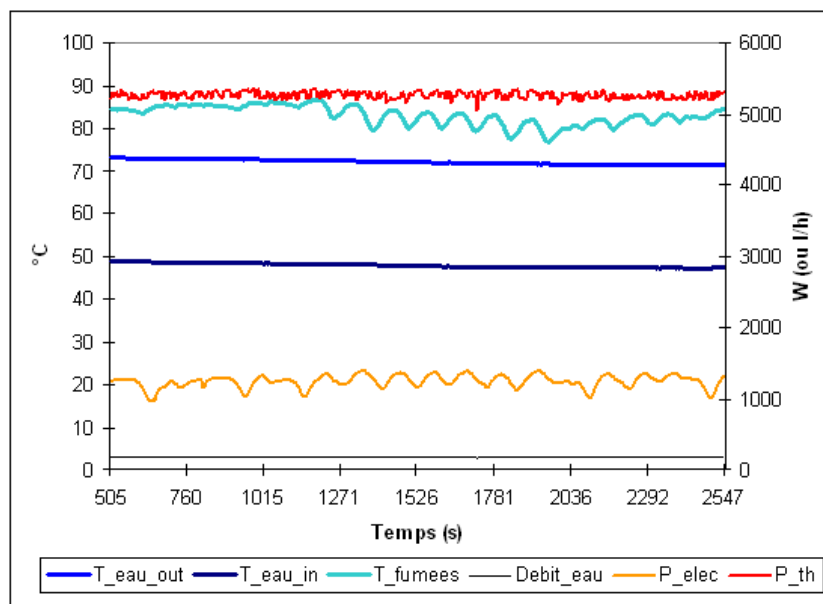


Figure 3.7 Relevés sur un régime « stabilisé » (Série S2)

3.6.1.2 Puissances thermique et électrique

Dans le cas d'un régime de fonctionnement stable non oscillant (température de consigne non atteinte et régulation manuelle de la température d'entrée) (série S2), il est possible d'établir des corrélations pour les puissances thermiques et électriques en fonction de la température d'entrée d'eau (Figure 3.8). Ces corrélations sont assez peu précises car, selon les essais, les puissances observées ont pu varier de façon importante. Ceci peut s'expliquer notamment par la grande inertie thermique de l'ensemble du système : l'état d'équilibre n'est atteint qu'au bout de plusieurs heures de fonctionnement en régime « stabilisé ». Lors des essais, les contraintes temporelles n'ont pas permis de toujours atteindre cet état d'équilibre.

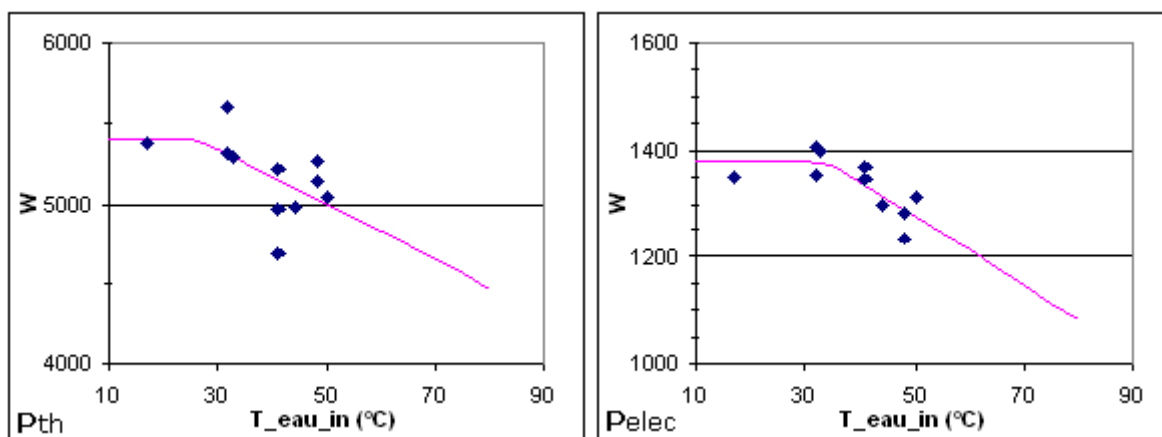


Figure 3.8 Corrélations sur les puissances thermique (à g.) et électrique (à d.) en fonction de la température d'entrée d'eau (Série S2)

Les lois qui seront retenues pour la modélisation sont (températures en °C) :

$$P_{th}(T_{eau_in}) = 5873 - 17,6 \cdot T_{eau_in} \quad (19)$$

$$P_{elec}(T_{eau_in}) = 1602 - 6,52 \cdot T_{eau_in} \quad (20)$$

De plus, ces puissances sont majorées sur la plage des températures d'entrée les plus basses : 5400 W pour la puissance thermique et 1380 W pour la puissance électrique.

Ces résultats montrent que, pour une unité de micro-cogénération raccordée à un ballon de stockage, les performances diminuent au fur et à mesure du réchauffement du ballon.

3.6.1.3 Consommation de combustible

Une mesure de la consommation du granulé de bois a été réalisée sur une longue période de fonctionnement à pleine puissance (13,91 kg en 7,10 h). En considérant un pouvoir calorifique supérieur (PCS) de 19 300 kJ.kg⁻¹ pour les granulés de bois utilisés et une combustion complète, la puissance libérée au brûleur est de 9,8 kW PCI ou 10,5 kW PCS. À partir des puissances thermique et électrique maximales fournies par la machine (Figure 3.8), il est possible de calculer les rendements de conversion bruts (cf. Tableau 3.7, pour une température d'entrée d'eau de 30 °C environ).

	Puissance combustible (kW)	Puissance thermique (kW)	Puissance électrique (kW)	Rendement thermique	Rendement électrique
PCI	9,8	5,2	1,4	53,8 %	14,3 %
PCS	10,5	5,2	1,4	49,5 %	13,3 %

Tableau 3.7 Rendements optimaux bruts pour l'unité de micro-cogénération

3.6.1.4 Consommation électrique

La consommation électrique des auxiliaires, pompes, ventilateurs et moteurs lors du fonctionnement stabilisé de l'unité de micro-cogénération est de 220 W.

3.6.1.5 Analyse de la composition des fumées

L'analyseur de gaz utilisé permet le relevé en temps réel du facteur d'air⁷ (ou lambda) et des teneurs en monoxyde de carbone (CO), en dioxyde de carbone (CO₂), en dioxygène (O₂) et en hydrocarbures imbrûlés (HC). L'observation de l'évolution de ces différents paramètres sur une phase de fonctionnement stabilisé de l'unité de micro-cogénération montre une fluctuation permanente : là encore, la régulation de l'arrivée d'air induit un comportement oscillant autour d'une valeur de consigne $\lambda = 1,5$. Ces oscillations peuvent aussi être dues à l'irrégularité de la combustion des granulés de bois. Il semble donc délicat de chercher à interpréter les valeurs observées. Néanmoins, autour de la valeur de consigne du facteur d'air, les taux observés sont proches des taux théoriques de la combustion du bois.

⁷ Facteur d'air : dans une réaction de combustion, représente le rapport entre le volume d'air réellement introduit et le volume d'air stœchiométrique.

Le débit massique des fumées a été calculé, en fonction du facteur d'air, à l'aide d'un modèle de combustion du bois issu du NIST (National Institute of Standard and Technologies, États-Unis d'Amérique) (Figure 3.9). Ce calcul est réalisé à partir de la mesure du débit volumique des fumées et l'analyse de la composition des fumées par l'analyseur de gaz. Pour une Le débitmètre des fumées D1 relève une valeur de 260 l/min (pour une température de 65 °C). Le tableau 2.7 donne les différentes valeurs calculées du débit des fumées. D'après le modèle de combustion du bois, pour $\lambda = 1,5$, la combustion d'1 g de bois produit 9,99 g de fumées. Ainsi le débit calculé ($4,5 \text{ g.s}^{-1}$) correspond à une consommation de bois de $0,45 \text{ g.s}^{-1}$.

	Composition molaire (%)	Pression partielle (kPa)	Densité (kg.m^{-3})	Débit massique (g.s^{-1})
CO ₂	12,2	12,246	0,067	--
H ₂ O	10,4	10,47	0,191	--
N ₂	71,0	70,98	0,707	--
O ₂	6,3	6,28	0,071	--
Fumées	100	100	1,037	4,5

Tableau 3.8 Composition et débit des fumées

L'écart de $0,1 \text{ g.s}^{-1}$ entre les valeurs de la consommation instantanée de bois issue de la mesure des fumées ($0,45 \text{ g.s}^{-1}$) et la valeur moyenne issue de la mesure du bois consommé ($0,544 \text{ g.s}^{-1}$) est due à plusieurs sources d'imprécisions :

- Imprécision sur la mesure du débit et de la composition des fumées (fortes fluctuations)
- Imprécision sur la mesure de la masse de granulés (pesée et remplissage)
- Consommation de bois plus élevée durant la période de démarrage, où la combustion n'est pas parfaite.

C'est la valeur moyenne ($0,544 \text{ g.s}^{-1}$) qui est considérée par la suite dans les calculs.

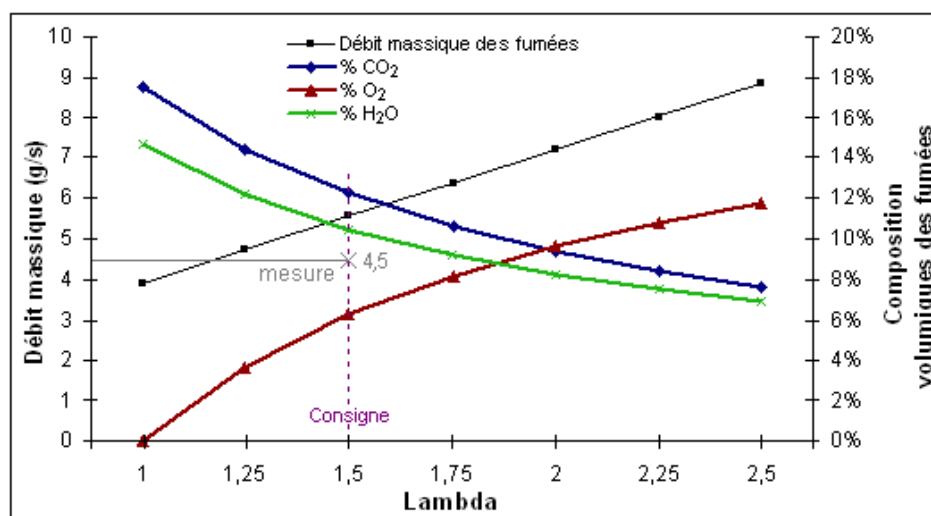


Figure 3.9 Composition et débit massique des fumées

3.6.2 Caractérisation du processus d'arrêt

La température au foyer, l'électricité consommée et divers autres paramètres ont été mesurés au cours de tout le processus d'arrêt de l'unité de micro-cogénération. Il s'avère que l'arrêt se déroule en quatre phases distinctes (cf. Figure 3.10) :

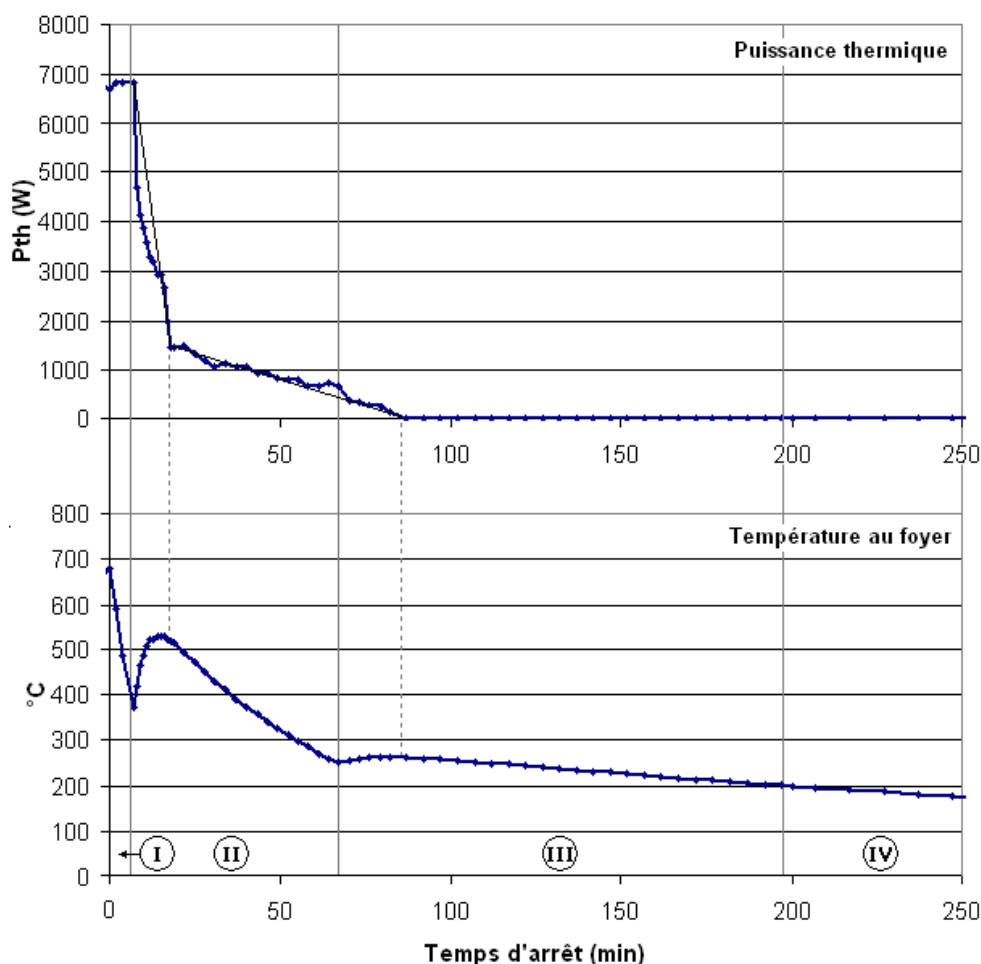


Figure 3.10 Puissance thermique et température au foyer en fonction du temps lors du processus d'arrêt

- Une phase très courte de production électrique sans injection de bois dans la chambre de combustion.
- Une phase où la chaleur est rapidement évacuée par les gaz d'échappement et par les circuits d'eau primaire et secondaire.

Quand la température au foyer redevient inférieure à 250 °C, l'évacuation des fumées est arrêtée.

- Une phase où la chaleur est évacuée par le circuit d'eau primaire et secondaire.

Quand la température au foyer devient inférieure à 200 °C, la circulation d'eau dans les circuits primaire et secondaire est arrêtée.

- Une phase de retour à la température ambiante par conduction et convection naturelle.

Durant les phases 1, 2 et 3, il y a circulation de l'eau dans le circuit secondaire, ce qui signifie que la chaleur évacuée par le circuit d'eau est injectée dans le ballon et donc valorisée. La puissance thermique demeure constante durant la phase 1 puis diminue rapidement ($-24\ 600\ \text{W}\cdot\text{h}^{-1}$) pendant les 13 premières minutes de la phase 2 puis plus lentement ($-1\ 300\ \text{W}\cdot\text{h}^{-1}$) jusqu'à atteindre 0 W. De plus, durant la phase 1, le moteur tourne toujours. Il y a donc une production d'électricité, qui représente environ 85 Wh.

La caractérisation de chaque phase est présentée dans le Tableau 3.9. Les puissances consommées ont été mesurées pour chacune des phases. Il faut noter que, si la consommation électrique la plus importante a lieu lors des phases 1 et 2, la phase 4, qui peut être très longue, est associée à une puissance consommée faible mais non-nulle (22 W) liée à la consommation électrique de l'onduleur. Cette consommation correspond à une veille représentant la consommation minimale de l'unité de micro-cogénération. Sur l'année, cette consommation s'élève à 192 kWh, soit l'équivalent de la production électrique de l'unité pendant 5,7 j de fonctionnement à pleine puissance.

	Temp. initiale (°C)	Durée (min)	Type d'évolution de la température	Paramètre	Puissance conso. élec. (W)	Conso. élec. (Wh)	Conso. élec. cumulée (Wh)
Phase 1	630	6	linéaire	-2 500 °C/h	374	37	37
Phase 2	400	60	variable	-	374	374	411
Phase 3	250	133	variable	-	66	146	557
Phase 4	200	durée indéterminée	exponentielle	Constante de temps : 6,16 h	22	-	-

Tableau 3.9 Caractérisation des différentes phases du processus d'arrêt

3.6.3 Caractérisation du processus de démarrage

Le processus de démarrage a été observé pour les cas de démarrage à froid et de démarrage à chaud.

3.6.3.1 Démarrage à froid

Le démarrage à froid se déroule selon deux phases distinctes. D'abord, une **phase de chauffage électrique** permet d'élever la température du foyer jusqu'à une température de consigne (entre 250 °C et 350 °C). S'ensuit, une **phase de combustion du bois** au niveau du brûleur qui permet d'atteindre la température nécessaire au démarrage du moteur Stirling (650 °C).

Les trois essais qui ont été réalisés se différencient par la consigne de démarrage de la combustion et la température initiale : FR1 (250 °C et 59 °C), FR2 (250 °C et 66 °C) et FR3 (350 °C et 23 °C) (Figure 3.11). Les deux phases s'y distinguent nettement par des dynamiques différentes : un chauffage lent pour la première phase et un chauffage rapide pour la seconde. Durant la première phase, les courbes sont superposables ce qui signifie que la dynamique est identique sur les trois essais. Seules les conditions de température initiale et de température de consigne expliquent les différences relevées sur les durées de cette phase (de 43 à 63,3 minutes). Cette première phase pourra être modélisée par une branche d'hyperbole.

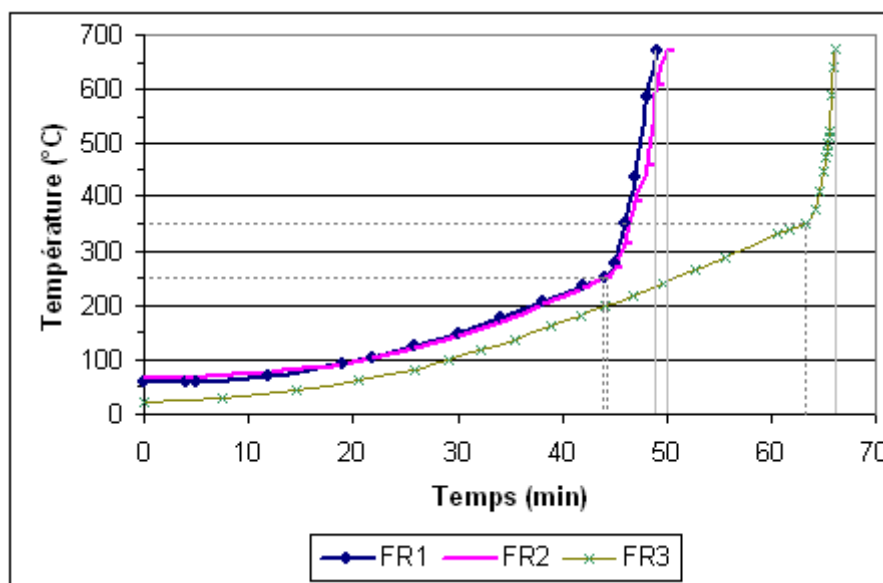


Figure 3.11 Température au foyer au cours du démarrage à froid

Durant ces deux phases, le moteur Stirling est arrêté, par conséquent la production électrique est nulle. En revanche, la consommation électrique est importante. La puissance électrique consommée dépend de la phase considérée. Durant la phase de chauffage électrique, elle s'élève à 2 354 W (consommation des résistances électriques), excepté durant environ 4 minutes, lors de l'aspiration des granulés de bois, où les résistances sont arrêtées (puissance de 1 595 W). Durant la phase de combustion, la puissance consommée redescend à 220 W, ce qui correspond à la consommation des moteurs et des pompes du système uniquement.

	Température initiale (°C)	Durée phase 1 (min)	Durée phase 2 (min)	Durée totale (min)	Conso. élec. phase 1 (Wh)	Conso. élec. phase 2 (Wh)	Conso. élec. total (Wh)
FR1	59	43	6	49	<i>1610</i>	<i>22</i>	<i>1632</i>
FR2	66	44	6	49	<i>1649</i>	<i>22</i>	<i>1671</i>
FR3	23	63,3	3	66,3	<i>2401</i>	<i>11</i>	<i>2412</i>

Tableau 3.10 Durées mesurées et consommations électriques calculées (*en italique*) lors du démarrage à froid

La phase 1 du démarrage est prépondérante : elle est longue et représente plus de 98 % de la consommation électrique sur l'ensemble du processus de démarrage. Sa durée va dépendre de la différence entre la température de consigne, où la combustion du bois va démarrer, et la température initiale de la chambre de combustion.

3.6.3.2 Démarrage à chaud

Pour pouvoir relancer le processus de démarrage après le déclenchement du processus d'arrêt de la machine, la température au niveau du foyer doit être inférieure ou égale à 400 °C. Par conséquent, les conditions du redémarrage vont être conditionnées par l'état de la machine durant le processus d'arrêt.

Durant la phase 1 et une partie de la phase 2 de l'arrêt, la température du foyer est supérieure à 400 °C, le démarrage y est donc impossible. Durant les phases suivantes, la température du foyer descend sous la limite des 400 °C, le démarrage peut donc intervenir. Sa durée minimale est alors d'environ 28 minutes, car le déclenchement de la phase 2 du démarrage (combustion du bois) n'intervient que lorsque la luminosité mesurée au niveau du foyer par le détecteur de braises atteint un niveau suffisant. Cette montée en luminosité prend environ une trentaine de minutes.

La Figure 3.12 illustre le cas d'un redémarrage avant la fin de la phase 2 pour l'essai CH2 et au cours de la phase 3 pour les essais CH1 et CH3.

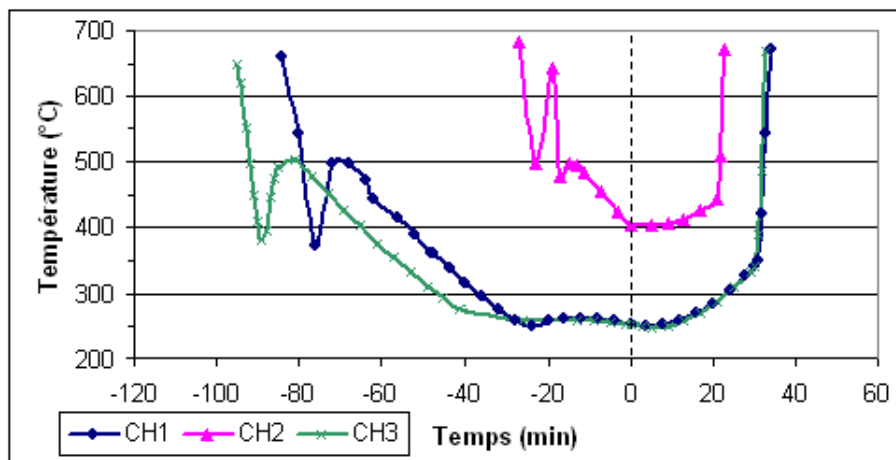


Figure 3.12 Température au foyer lors de séquences arrêt/démarrage à chaud
(le zéro repère le déclenchement du processus de démarrage)

3.6.4 Modélisation de la séquence arrêt-démarrage

En considérant que les lois de décroissance de la température lors de l'arrêt, identifiées au § 3.6.2, sont indépendantes des conditions opératoires, il est possible de calculer la température au foyer à tout instant après une consigne d'arrêt. Le redémarrage ne peut se déclencher que si $T < 400$ °C, soit au minimum au bout de 36 min. Dans ce cas, il faut compter au minimum 23 min pour que la température au foyer atteigne les 650 °C nécessaires au démarrage du moteur Stirling. La durée totale minimale séparant l'arrêt du moteur de son redémarrage est donc d'environ 59 min. Si la relance du processus de démarrage intervient plus de 36 min après l'arrêt de la machine, la température au foyer est alors inférieure à 400 °C et la durée du redémarrage pourra être supérieure à 23 min. À partir de ces considérations, il a été possible de reconstituer la durée du démarrage en fonction de la durée de l'arrêt (Figure 3.13).

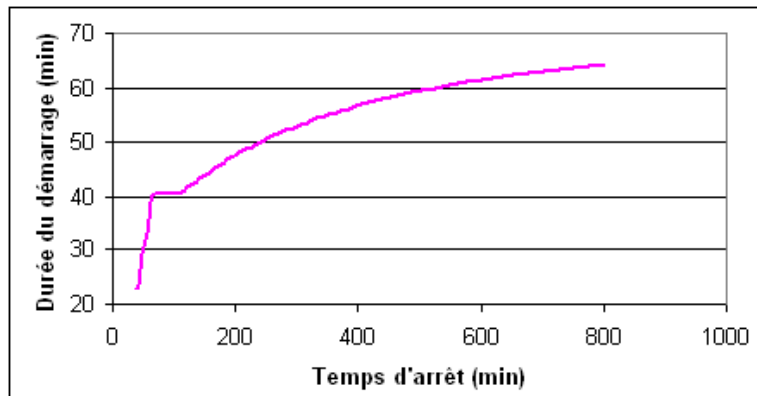


Figure 3.13 Durée du processus de démarrage en fonction du temps d'arrêt

La phase de chauffage électrique du processus de démarrage est supposée identique à celle obtenue lors de l'essai FR3, à une translation près, liée à la température initiale T_{init} au foyer au moment du lancement du processus. L'évolution de la température a été modélisée par une branche d'hyperbole :

$$T(t) = \sqrt{1 + \frac{t^2}{68,7^2}} \cdot 923 - (923 - T_{init}) \quad (21)$$

Ainsi, à partir de la durée du processus d'arrêt, il est possible de calculer la température au foyer et, à partir de cette température T_{init} et de la température de consigne de déclenchement du brûleur T_{cons} , de calculer la durée du processus de démarrage en inversant (21) :

$$t_{dem} = 68,7 \cdot \sqrt{\frac{(T_{cons} + 923 - T_{init})^2}{923^2} - 1} \quad (22)$$

Le temps t_{dem} obtenu (exprimé en min) doit être corrigé car le démarrage est conditionné, non seulement par la température au foyer, mais aussi par la luminosité des braises mesurée par le détecteur de braises. Les essais montrent que le temps nécessaire pour atteindre le démarrage de la combustion est toujours supérieur ou égal à 20 min. t_{dem} sera donc minoré par cette valeur. Enfin, il faut ajouter la durée de la phase de chauffage par combustion du granulé avant le démarrage effectif, supposée ici constante et égale à 3 min. Les durées totales du processus de démarrage et de ses deux phases sont donc accessibles.

Ainsi, connaissant la durée et la puissance électrique consommée par chacun des processus d'arrêt et de démarrage, il est possible de calculer la quantité d'électricité consommée sur l'intervalle de temps où le moteur est arrêté (Figure 3.13). La consommation électrique de la phase d'arrêt est strictement croissante en raison de la consommation de veille de l'onduleur.

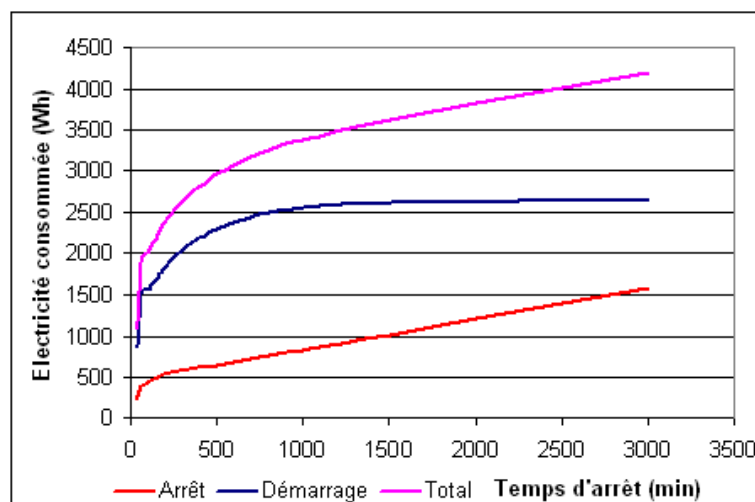


Figure 3.14 Électricité consommée en fonction du temps d'arrêt

3.7 Conclusions

Les essais réalisés ont permis de caractériser les différentes phases de fonctionnement, les régulations et le fonctionnement interne de la machine. Les performances thermiques et électriques ont pu être modélisées en fonction de la température d'entrée d'eau et la consommation de granulés a pu être évaluée par plusieurs méthodes. Le bilan précis des flux de matière n'a pu être totalement réalisé du fait de l'impossibilité de mesurer le débit d'air entrant. Enfin, l'analyse réalisée a permis de mettre au point le modèle qui est présenté dans la partie 4.1.2.2.g.

À signaler cependant : durant la campagne de mesures, différents problèmes techniques ont été identifiés. Certains sont dus au fait que la machine étudiée est un prototype, d'autres sont dus aux caractéristiques propres de l'unité de micro-cogénération, en particulier de la régulation de la combustion des granulés de bois. Les quelques avaries rencontrées ont ralenti les essais mais n'ont pas entraîné de retard notable.

4. Phase 2a : Étude du système de chauffage par micro-cogénération

Contribution de Stéphane Thiers – ARMINES

4.1 Modélisation du système

4.1.1 Description de l'architecture du système étudié

Il s'agit d'un système de chauffage aéraulique par micro-cogénération pouvant aussi assurer la fourniture d'eau chaude sanitaire. Comme tout système de chauffage, ce système se compose de trois parties : une **source de chaleur** (fourniture d'énergie), un **système de distribution de chaleur** (transfert, stockage, contrôle et distribution de l'énergie) et un ou plusieurs **émetteurs de chaleur** (consommation d'énergie).

De la même manière que pour les systèmes de chauffage à énergie solaire [Weiss 2003], plusieurs architectures sont envisageables pour assurer les fonctionnalités de ce type d'installation. Pour le cas spécifique de la micro-cogénération, [SOLO 2007] propose une architecture avec plusieurs circuits en dérivation sur un circuit principal, et un ballon à quatre points d'entrée/sortie sans échangeur interne. L'architecture retenue (Figure 4.1) s'inspire de cette architecture et découle du raisonnement suivant : Compte-tenu de la nature du système étudié ici, la **source de chaleur** est une unité de micro-cogénération. Le fluide caloporteur utilisé pour le refroidissement est l'eau. Le **système de distribution** est donc composé d'un ou plusieurs circuits d'eau. Il est préférable de décorrélérer les besoins instantanés de chauffage de la production de chaleur, qui sera plus efficace en production de base, c'est pourquoi le système de distribution comprend un ballon de stockage d'eau chaude. La présence de ce ballon permet d'assurer, en plus du chauffage, une production d'eau chaude sanitaire (ECS). Afin d'optimiser les performances du système, un ballon à stratification est retenu pour limiter le volume du ballon à chauffer. Enfin l'**émetteur** est constitué d'une ou plusieurs batteries d'échangeurs eau/air.

Finalement, l'architecture retenue comporte quatre circuits d'eau (Figure 4.1) : le circuit de refroidissement du micro-cogénérateur, le circuit de distribution de la chaleur jusqu'aux batteries d'échangeurs eau-air et le circuit d'eau chaude sanitaire, subdivisé en deux par un échangeur eau-eau externe. Le ballon de stockage est donc en relation avec trois de ces circuits.

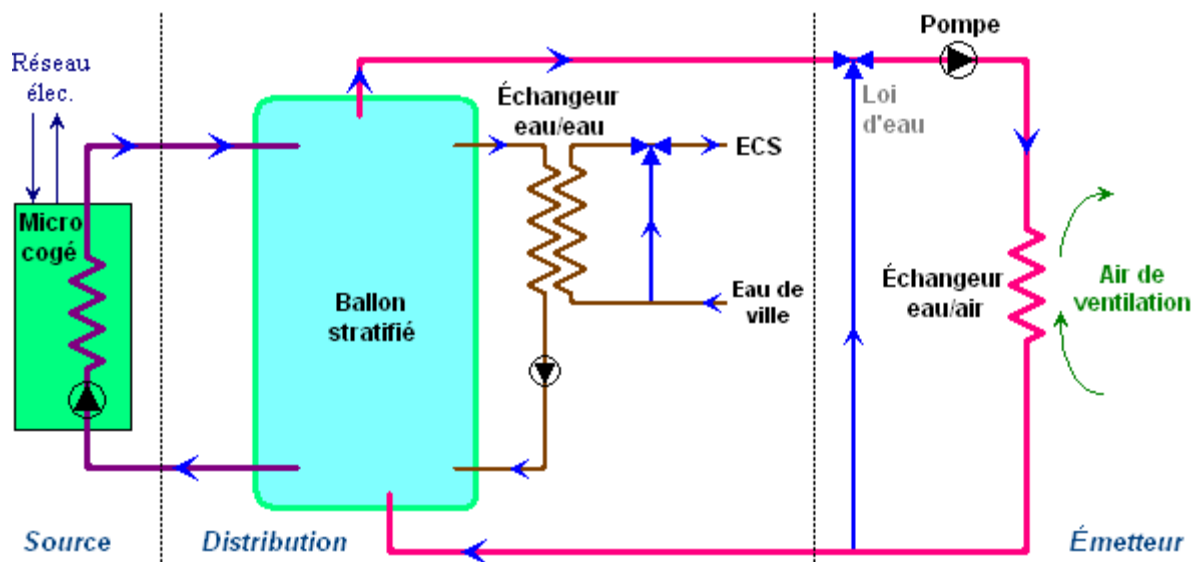


Figure 4.1 Architecture du système

La régulation du circuit de chauffage est supposée assurée par une loi d'eau (régulation en température) au niveau de l'émetteur. La régulation de la température d'eau chaude sanitaire est assurée par une vanne trois voies faisant intervenir l'eau de ville. Enfin, la régulation du circuit de refroidissement du générateur est assurée par le système de micro-cogénération, lui-même. Les modalités retenues sont celles qui ont été caractérisées sur banc d'essai (cf. § 3.6).

L'architecture retenue ici n'est qu'une solution, relativement simple et réaliste, destinée à permettre la simulation du comportement du micro-cogénérateur en fonction des différentes contraintes de chauffage et de consommation d'eau chaude. D'autres choix auraient pu être faits, concernant notamment l'usage d'un échangeur interne sur le circuit d'ECS, la position des connexions sur le ballon, le type des régulations (asservissement des pompes, loi d'eau) et les paramètres de consigne associés. Un travail sur l'optimisation d'un tel système pourrait consister à comparer ces différentes solutions. Ne constituant pas l'objet de ce projet, il n'a pas été traité ici.

4.1.2 Modélisation

4.1.2.1 Objectifs du modèle

Le système doit être modélisé sous la forme d'un modèle *dynamique*, pouvant être chaîné à un modèle de ventilation, lui-même intégré à un modèle de bâtiment. Le pas de temps de la simulation sera donc du même ordre de grandeur que celui du bâtiment, c'est-à-dire situé entre 1 heure et 1/10 d'heure. En pratique, afin d'améliorer la précision des calculs et de rendre le modèle de ballon totalement utilisable, ce pas de temps a été réduit à 6 min quel que soit le pas de temps de calcul pour le bâtiment.

Le modèle doit calculer la consommation de combustible et les productions instantanées de chaleur et d'électricité du module de micro-cogénération, ainsi que la température de l'air de ventilation en sortie, en fonction de la température de l'air frais en entrée, des diverses consignes du système et des scénarios de ventilation du bâtiment et de consommation d'eau chaude sanitaire (Figure 4.2).

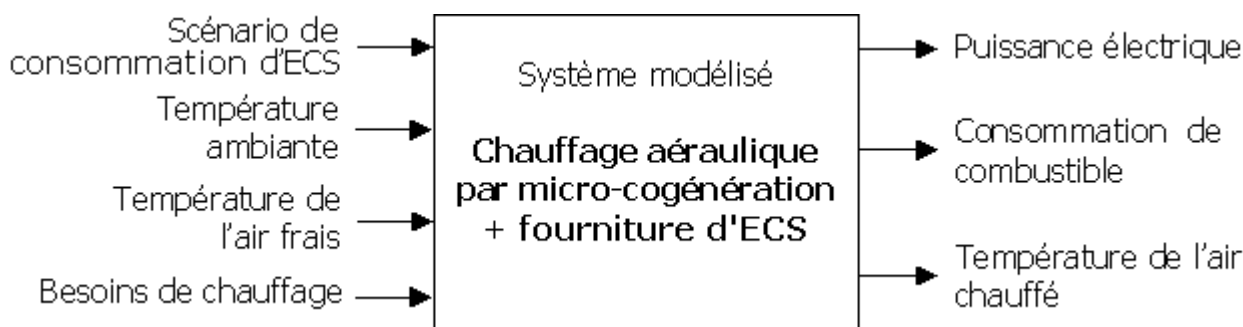


Figure 4.2 Schéma-bloc du système modélisé

4.1.2.2 Structure du modèle

Le modèle envisagé est composé de différents types d'éléments distincts, connectés les uns aux autres par l'intermédiaire de paires d'entrée/sortie d'eau, de manière à former les différents **circuits** d'eau du système présenté plus haut.

Les différents types d'éléments considérés sont les suivants :

- **Canalisation** (une paire d'entrée/sortie)
- **Émetteur** (deux paires d'entrée/sortie)
- **Eau chaude sanitaire** (une paire d'entrée/sortie)
- **Système de micro-cogénération** (une paire d'entrée/sortie)
- **Ballon stratifié** (plusieurs paires d'entrée/sortie, sans échangeur interne)

De manière à permettre éventuellement l'étude d'autres configurations, chaque élément reste indépendant des autres. Les régulations, permettant de fixer à tout instant le débit dans chaque circuit d'eau, sont associées directement à chacun des éléments actifs (micro-cogénérateur, eau sanitaire, émetteur).

Chaque élément modélisé interagit avec les éléments auxquels il est connecté, mais aussi avec l'environnement, le bâtiment et ses occupants. Ces relations sont détaillées dans les parties qui suivent.

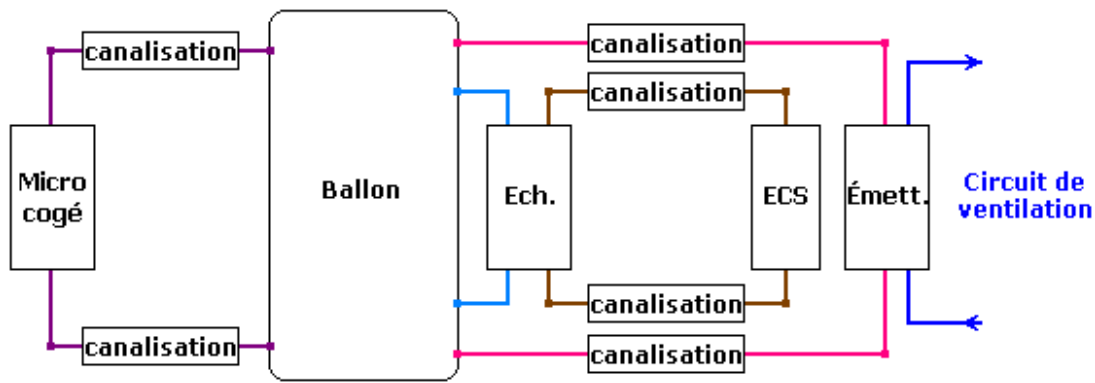


Figure 4.3 Représentation des relations entre les éléments constitutifs du modèle

4.1.2.2.a Circuit

Le modèle développé comporte quatre circuits (cf. 4.1.1 et Figure 4.3) : trois fermés (Micro-cogénération, Échangeur et Émetteur) et un ouvert (ECS). Le ballon de stockage est supposé toujours complètement rempli. Ainsi, chaque circuit $iCirc$ est caractérisé, à tout instant, par un débit de circulation du fluide \dot{m}_{iCirc} . L'usage d'antigel ne semble pas nécessaire ici, puisqu'il s'agit d'un équipement de chauffage situé à l'intérieur du bâtiment. Ainsi, le fluide est toujours de l'eau.

Afin de simplifier fortement la dynamique du modèle, les variations des débits sont considérées comme *instantanées*. Les phases transitoires sont donc négligées et seule une succession de phases de régimes établis est considérée. La simulation numérique impose l'usage d'un pas de temps de durée fixe, or la régulation des débits de chaque circuit doit pouvoir s'affranchir au maximum de ce pas de temps afin de se rapprocher au plus près de la dynamique réelle de la régulation mise en œuvre. Pour cette raison, le pas de temps Δt est ici découpé en deux parties : partie initiale (*init*) et partie finale (*fin*). Le passage de la première à la deuxième s'effectue au bout d'un temps td (pour temps de déclenchement) après le début du pas de temps ($td \in [0; \Delta t[$). La Figure 4.4 illustre cette structure temporelle pour une baisse de régime.

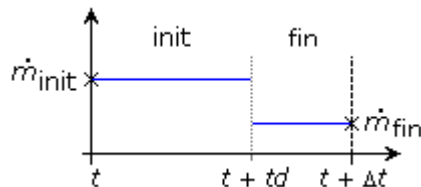


Figure 4.4 Structure du pas de temps

Le débit moyen \bar{m} sur la durée du pas de temps est défini comme :

$$\bar{m} = \frac{\dot{m}_{init} \cdot td + \dot{m}_{fin} \cdot (\Delta t - td)}{\Delta t} \quad (23)$$

La simplification introduite par cette limitation à deux périodes où le débit est constant n'induit pas nécessairement d'erreur importante sur le débit moyen circulant dans la canalisation. En effet, dans le cas où la valeur réelle du débit moyen sur la durée du pas de temps \bar{m}_{reel} reste comprise entre \dot{m}_{init} et \dot{m}_{fin} – cas courant sur un petit pas de temps – il est toujours possible de trouver td tel que $\bar{m}(td) = \bar{m}_{reel}$. Sur chacune des deux parties, le calcul thermique s'appuie sur les températures moyenne de l'eau, de façon que l'enthalpie globale circulant dans chaque élément du circuit soit conservée. De manière à réduire les sources d'erreur, le pas de temps a été fixé à 6 minutes.

Une autre hypothèse, qui simplifie fortement les calculs sans en altérer les résultats, a été retenue : le coefficient de dilatation de l'eau nul. Ainsi, les vases d'expansion ne sont pas modélisés et le volume d'1 kg d'eau est fixé et vaut 1 l, quelle que soit sa température.

4.1.2.2.b Canalisation

La canalisation est l'élément de base qui permet la connexion des différents éléments actifs du système. Il est possible d'évaluer simplement les déperditions de chaleur de la canalisation, connaissant la résistance thermique de ses parois (et d'un éventuel isolant), la température ambiante et les caractéristiques du flux d'eau entrant dans la canalisation (température et débit). Dans ce modèle, l'inertie thermique du tube est négligée. Ce modèle s'inscrit dans le modèle de circuit précédent. Ainsi, durant chacune des deux parties du pas de temps, les températures seront supposées constantes et les régimes établis.

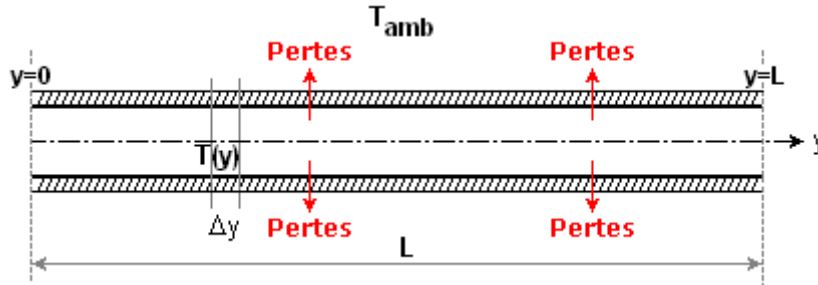


Figure 4.5 Schéma de principe d'une canalisation isolée

Deux cas de figure sont pris en compte selon que le fluide circule ($\dot{m} \neq 0$) ou non ($\dot{m} = 0$) dans la canalisation.

Circulation ($\dot{m} \neq 0$)

Le bilan d'énergie est exprimé en un point y du tube :

$$\dot{m} \cdot C_p \cdot dT = U \cdot P \cdot (T_{amb} - T(y)) \cdot dy \quad (24)$$

avec :

U	: conductance spécifique équivalente de la canalisation	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
P	: périmètre équivalent de la canalisation	$[m]$
T_{amb}	: Température ambiante autour de la canalisation	$[^{\circ}C]$

Le profil de température dans le fluide est supposé unidimensionnel : il ne dépend que de la position y du point considéré le long du tube. La solution de l'équation (24), est alors :

$$T(y) = T_{amb} + (T(0) - T_{amb}) \cdot \exp(-Fp \cdot y) \quad (25)$$

avec :

$$Fp = \frac{U \cdot P}{\dot{m} \cdot C_p} \quad (26)$$

En sortie ($y=L$), la température vaut donc :

$$T(L) = T_{amb} + (T(0) - T_{amb}) \cdot \exp(-Fp \cdot L) \quad (27)$$

À l'instant considéré, la puissance reçue de l'extérieur à travers la paroi vaut :

$$P_{ech_cana} = \int_0^L U \cdot P \cdot (T_{amb} - T(y)) \cdot dy = \int_{T(0)}^{T(L)} \dot{m} \cdot C_p \cdot dT = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T(L) - T(0)) \quad (28)$$

Cette puissance est négative en cas de déperditions thermiques.

Stagnation ($\dot{m}=0$)

Lorsque l'eau ne circule pas le volume d'eau situé dans la canalisation est supposé à une température homogène T_{cana} . Le bilan d'énergie sur ce volume ne tient compte que de l'échange conductif à travers la paroi de la canalisation. En particulier, les échanges conductifs et diffusifs via l'eau aux deux bouts

de la canalisation sont négligés. En pratique, il est effectivement possible de les réduire par l'utilisation de clapets anti-retour, spécialement aux entrées et sorties du ballon de stockage.

$$M \cdot C_p \cdot dT_{cana} = U \cdot A \cdot (T_{amb} - T_{cana}(t)) \cdot dt \quad (29)$$

avec :

M : masse d'eau contenue dans la canalisation [kg]
 A : surface d'échange de la canalisation [m²]

L'évolution de cette température, solution de l'équation (29), entre deux instants t_1 et t_2 est alors :

$$T_{cana}(t_2) = T_{amb} + (T_{cana}(t_1) - T_{amb}) \cdot \exp(-Fs \cdot (t_2 - t_1)) \quad (30)$$

avec :

$$Fs = \frac{U \cdot A}{M \cdot C_p} \quad (31)$$

L'équation (30) permet d'exprimer la température de l'eau contenue à tout instant, en particulier en fin de pas de temps :

$$T_{cana}(\Delta t) = T_{amb} + (T_{cana}(t=0) - T_{amb}) \cdot \exp(-Fs \cdot \Delta t) \quad (32)$$

L'énergie reçue de l'extérieur à travers la paroi entre deux instants t_1 et t_2 ($t_2 > t_1$) vaut :

$$E_{ech_cana}(t_1, t_2) = M \cdot C_p \cdot (T_{cana}(t_2) - T_{cana}(t_1)) \quad (33)$$

Les équations (27), (28), (32) et (33) permettent de calculer, pour chaque période de calcul, l'énergie échangée à travers la canalisation et, selon le cas, la température en sortie de canalisation ou la température de l'eau contenue dans la canalisation en fin de période.

En cas d'arrêt de la circulation (transition Circulation → Stagnation), la température initiale de l'eau dans la canalisation considérée correspond à la température moyenne de l'eau dans la canalisation au moment de l'arrêt.

$$T_{cana_init} = \frac{\int_0^L T_{amb} + (T_{cana}(0) - T_{amb}) \cdot \exp(-Fp \cdot y) \cdot dy}{L} \quad (34)$$

$$T_{cana_init} = T_{amb} + (T_{cana}(0) - T_{amb}) \cdot \frac{1 - \exp(-Fp \cdot L)}{Fp \cdot L} \quad (35)$$

Sur la durée du pas de temps, l'énergie de l'eau sortant de la canalisation est :

$$E_{out} = E_{in} + E_{ech_cana}(0, \Delta t) + M \cdot C_p \cdot (T_{cana_init} - T_{cana_fin}) \quad (36)$$

avec :

E_{in} : l'enthalpie de l'eau entrée dans la canalisation durant le pas de temps [J]

Le dernier terme de la somme représente la variation de l'énergie de l'eau contenue dans la canalisation entre le début et la fin du pas de temps.

Remarque concernant les pertes thermiques :

La température de l'air ambiant influe sur les échanges thermiques avec l'eau circulant dans les canalisations. Ces échanges dépendent donc de l'emplacement des canalisations. Généralement, l'ensemble du système est placé à l'intérieur du bâtiment, dans une zone chauffée ou non. Ici, pour simplifier, l'ensemble du système est supposé situé dans l'une des zones du bâtiment, la température ambiante peut donc varier, notamment en été.

Pour un bâtiment performant, les pertes thermiques calculées E_{ech_cana} peuvent représenter une fraction significative des besoins de chauffage, c'est pourquoi, ces pertes sont transmises à la zone thermique où elles sont dissipées dans le modèle de bâtiment. Ainsi la température et les besoins de

chauffage obtenus initialement par le modèle de bâtiment sont recalculés pour intégrer cette contribution au bilan thermique de la zone (Figure 4.6). Le bouclage des calculs, qui n'apporterait qu'une correction de second ordre, n'est pas mis en œuvre ici.

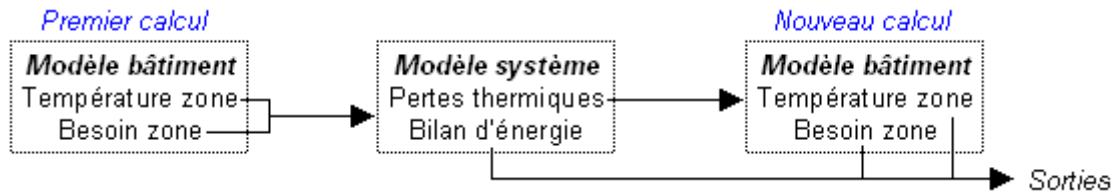


Figure 4.6 Structure des calculs après intégration des pertes thermiques du système

4.1.2.2.c L'émetteur de chauffage aéraulique

L'émetteur utilisé pour le chauffage aéraulique est un ensemble de batteries chaudes eau-air. Pour simplifier, une seule batterie et un seul flux d'air sont considérés même si, en réalité, chaque batterie possède son propre système de régulation. Cette hypothèse simplificatrice pourra être levée ultérieurement si nécessaire.

Le principe du système modélisé est représenté sur la Figure 4.7. L'air à chauffer est l'air neuf, éventuellement déjà préchauffé par un puits climatique ou un récupérateur sur air vicié. En hiver, la contrainte de réduction des pertes thermiques par renouvellement d'air impose de limiter celui-ci aux seuls besoins sanitaires (environ 0,5 vol/h). Cependant, lorsque le besoin de chauffage est élevé, le soufflage d'un air très chaud pourrait mener à une situation d'inconfort. C'est pourquoi, il est possible de mélanger à l'air neuf entrant une part d'air recyclé provenant de l'intérieur du bâtiment de façon à réduire la température de l'air de soufflage.

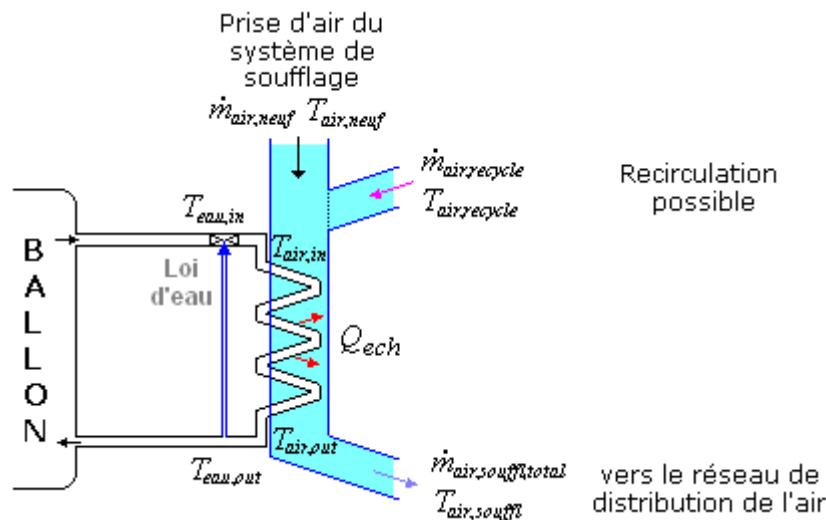


Figure 4.7 Schéma de principe de l'émetteur de chauffage aéraulique modélisé

À partir des besoins de chauffage fournis par le modèle de bâtiment, des températures d'entrée d'eau et d'air, du débit d'eau fixé par la régulation et du débit d'air fixé par les scénarios de ventilation, le modèle imaginé fournit les températures de l'eau et de l'air en sortie d'échangeur.

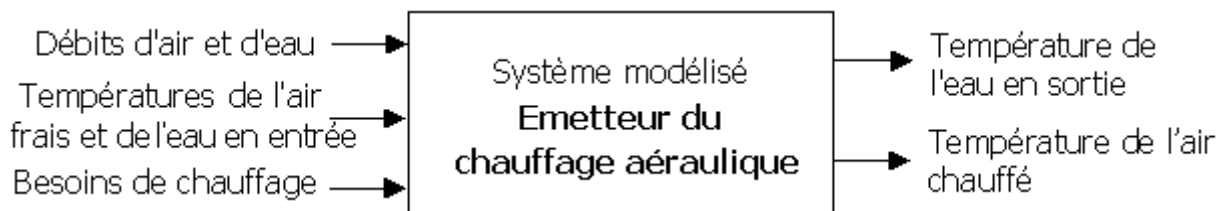


Figure 4.8 Schéma bloc du modèle d'émetteur

Ici, le modèle thermique considéré pour l'échangeur est un modèle à efficacité d'échangeur ϵ constante.

$$\varepsilon = \frac{C_{eau} \cdot (T_{eau,in} - T_{eau,out})}{C_{min} \cdot (T_{eau,in} - T_{air,in})} = \frac{C_{air} \cdot (T_{air,out} - T_{air,in})}{C_{min} \cdot (T_{eau,in} - T_{air,in})} \quad (37)$$

Avec :

$T_{eau,in}, T_{air,in}$: Températures d'entrée de l'eau et de l'air [°C]

$T_{eau,out}, T_{air,out}$: Températures de sortie de l'eau et de l'air [°C]

C_{eau}, C_{air} : Débits capacitifs ($C_i = \dot{m}_i \cdot C_{pi}$) [J.s⁻¹.K⁻¹]

C_{min} : Débit capacitif limitant l'échange $C_{min} = \min(C_{eau}, C_{air})$ [J.s⁻¹.K⁻¹]

La chaleur émise est fournie par le modèle de bâtiment :

$$P_{ech_emett} = \sum_{zones} P_{chauff}(zone) = \sum_{zones} \dot{m}_{air,soufflé}(zone) \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_{air,soufflé} - T_{air,zone}) \quad (38)$$

La température de l'air en entrée d'échangeur correspond à la moyenne des températures pondérées par les débits d'entrée.

$$T_{air,in} = \frac{\dot{m}_{air,neuf} \cdot T_{air,neuf} + \dot{m}_{air,recycle} \cdot T_{air,recycle}}{\dot{m}_{air,neuf} + \dot{m}_{air,recycle}} \quad (39)$$

Compte tenu de l'expression de la chaleur fournie à l'air :

$$\dot{Q}_{ech} = \dot{m}_{air,soufflé,total} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_{air,soufflé} - T_{air,in}) \quad (40)$$

où $\dot{m}_{air,soufflé,total} = \dot{m}_{air,neuf} + \dot{m}_{air,recycle}$ représente le débit d'air total, la température de l'air soufflé vaut :

$$T_{air,soufflé} = T_{air,in} + \frac{\dot{Q}_{ech}}{\dot{m}_{air,soufflé,total} \cdot C_{p_{air}}} \quad (41)$$

La régulation sur l'eau en sortie est réalisée en température par l'intermédiaire d'une loi d'eau. Le débit de circulation de l'eau est donc fixé et choisi de manière que les débits enthalpiques de l'eau $\dot{m}_{eau} \cdot C_{p_{eau}}$ et de l'air $\dot{m}_{air,soufflé,total} \cdot C_{p_{air}}$ soient proches afin de ne pas limiter l'échange. En effet, la chaleur échangée s'exprime comme :

$$\dot{Q}_{ech} = \min(\dot{m}_{air,soufflé,total} \cdot C_{p_{air}}, \dot{m}_{eau} \cdot C_{p_{eau}}) \cdot \varepsilon \cdot (T_{eau,in} - T_{air,in}) \quad (42)$$

ce qui permet d'en déduire la température d'entrée d'eau requise en sortie de la loi d'eau pour assurer l'échange.

Finalement, la température d'eau en sortie d'échangeur vaut :

$$T_{eau,out} = T_{eau,in} - \frac{\dot{Q}_{ech}}{\dot{m}_{eau} \cdot C_{p_{eau}}} \quad (43)$$

4.1.2.2.d Modèle d'échangeur eau-eau

Le modèle considéré est un modèle d'échangeur externe (par exemple, à plaques) à efficacité d'échangeur constante, comme pour l'émetteur. Les indices 1 et 2 distinguent les deux côtés de l'échangeur où circule de l'eau.

$$\varepsilon = \frac{C_1 \cdot (T_{e1} - T_{s1})}{C_{min} \cdot (T_{e1} - T_{e2})} = \frac{C_2 \cdot (T_{s2} - T_{e2})}{C_{min} \cdot (T_{e1} - T_{e2})} \quad (44)$$

Avec :

T_{e1}, T_{e2} : Températures d'entrée [°C]

T_{s1}, T_{s2} : Températures de sortie [°C]
 C_1, C_2 : Débits capacitifs ($C_i = \dot{m}_i \cdot c_i$) [$J \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}$]
 C_{min} : Débit capacitif limitant l'échange $C_{min} = \min(C_1, C_2)$ [$J \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}$]

Comme pour l'émetteur, la puissance échangée \dot{Q}_{ech} vaut :

$$\dot{Q}_{ech} = C_{min} \cdot \varepsilon \cdot (T_{e1} - T_{e2}) \quad (45)$$

4.1.2.2.e Ballon stratifié

Le modèle utilisé est directement dérivé du modèle *Multiport store* de TRNSYS (Type 140/340) [Drück 2006] qui avait été adapté par Mohamed EIMtiri dans sa thèse de doctorat [EI Mtiri 2007].

Ce modèle assimile le ballon à un cylindre droit de révolution à axe vertical, entièrement rempli d'eau. Le volume d'eau est divisé en N_{str} strates horizontales de hauteurs identiques h , considérées à température homogène T_i . Ces strates sont numérotées de 1 à N_{str} du haut vers le bas (Figure 4.9). Plusieurs ports d'entrée/sortie permettent d'y injecter ou d'en soutirer de l'eau. Le phénomène de stratification est pris en compte en faisant l'hypothèse que l'eau n'est pas brassée et que la température n'est homogène qu'au niveau d'une strate. De plus, une canne de stratification est représentée sous la forme d'une entrée d'eau à hauteur variable, dépendant de la température d'entrée d'eau et de la température des strates. Ainsi, les températures d'eau des strates sont croissantes du bas vers le haut du ballon.

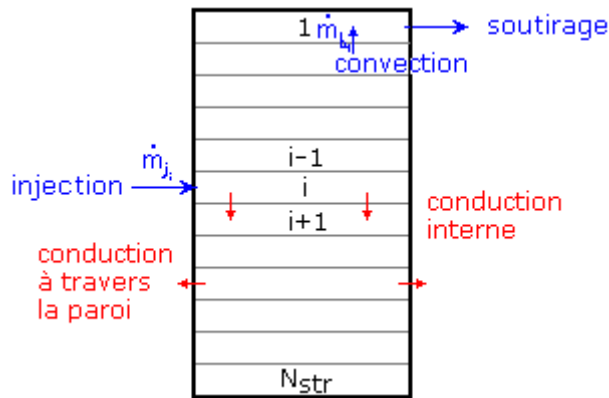


Figure 4.9 Schéma du modèle de ballon avec les différents flux thermiques considérés

Les phénomènes physiques pris en compte par le modèle sont :

- Les échanges de chaleur et d'eau par l'injection et le soutirage direct d'eau
- Les échanges de chaleur par conduction à travers les différentes parois du ballon
- Les échanges de chaleur par conduction entre strates adjacentes
- Les échanges par convection forcée à l'intérieur du ballon
- La préservation de la stratification à l'aide d'une canne de stratification

Ne sont pas pris en compte :

- L'usage d'un ou plusieurs appoints de chaleur internes
- L'usage d'échangeurs de chaleur internes

Le bilan de puissance instantané sur une strate i du ballon est écrit comme suit :

$$\begin{aligned}
 - M_i \cdot C_p \cdot \frac{dT_i}{dt} &= \sum_{j_i} \beta_{j_i} \cdot \dot{m}_{j_i} \cdot C_p \cdot (T_{j_i} - T_i) && \text{Echanges par injection et soutirage direct} \\
 + \gamma_i \cdot \dot{m}_{h_i} \cdot C_p \cdot (T_{i-1} - T_i) &+ \delta_i \cdot \dot{m}_{b_i} \cdot C_p \cdot (T_{i+1} - T_i) && \text{Echanges par convection forcée}
 \end{aligned}$$

$$+ \frac{\lambda \cdot A}{h} \cdot \left((1 - \delta_i^1) \cdot (T_{i-1} - T_i) + (1 - \delta_i^{N_{str}}) \cdot (T_{i+1} - T_i) \right) \text{ Echanges par conduction entre strates}^8$$

$$+ UA_i \cdot (T_{amb} - T_i) \quad \text{Echanges par conduction à travers les parois du ballon}$$

Avec :

M_i	: Masse d'eau de la strate i	[kg]
C_p	: Capacité calorifique de l'eau	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
\dot{m}_{j_i}	: Débit d'injection d'eau sur la strate i	[kg.s ⁻¹]
$\dot{m}_{h_i}, \dot{m}_{b_i}$: Débits d'eau provenant de la strate respectivement située au-dessus ou au-dessous de la strate i	[kg.s ⁻¹]
$\beta_{j_i}, \gamma_i, \delta_i$: Indicateurs valant 1 si le débit associé est positif et 0 sinon	[-]
T_{j_i}	: Température de l'eau injectée dans la strate i	[°C]
T_i	: Température d'eau de la strate i	[°C]
λ	: Conductivité thermique de l'eau	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
A	: Surface de contact entre strates (égale à la section du ballon)	[m ²]
h	: Hauteur d'une strate	[m]
UA_i	: Coefficient d'échange thermique conductif à travers la paroi du ballon	[W.K ⁻¹]
T_{amb}	: Température ambiante à l'extérieur du ballon	[°C]
δ_i^j	: Symbole de Kronecker (vaut 1 si $i=j$, 0 autrement)	[-]

Sur la durée du pas de temps de calcul ($[t, t+\Delta t]$), le bilan d'énergie peut être déduit du bilan de puissance précédent.

$$M_i \cdot C_p \cdot \frac{T_i|_{t+\Delta t} - T_i|_t}{\Delta t} = \sum_{j_i} \beta_{j_i} \cdot \dot{m}_{j_i} \cdot C_p \cdot \left(\bar{T}_{j_i} \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} - \bar{T}_i \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \right)$$

$$+ \gamma_i \cdot \dot{m}_{h_i} \cdot C_p \cdot \left(\bar{T}_{i-1} \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} - \bar{T}_i \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \right) + \delta_i \cdot \dot{m}_{b_i} \cdot C_p \cdot \left(\bar{T}_{i+1} \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} - \bar{T}_i \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \right)$$

$$+ \frac{\lambda \cdot A}{h} \cdot (1 - \delta_i^1) \cdot \left(\bar{T}_{i-1} \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} - \bar{T}_i \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \right) + \frac{\lambda \cdot A}{h} \cdot (1 - \delta_i^{N_{str}}) \cdot \left(\bar{T}_{i+1} \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} - \bar{T}_i \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \right)$$

$$+ UA_i \cdot \left(\bar{T}_{amb} \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} - \bar{T}_i \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \right)$$

Le schéma numérique retenu pour la résolution est celui de la méthode des trapèzes (Runge-Kutta implicite d'ordre 1) : pour toute variable X , $\bar{X} \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} = \frac{X|_{t+\Delta t} + X|_t}{2}$. L'équation précédente peut alors être réorganisée comme suit :

$$T_i \Big|_{t+\Delta t} \cdot \left(M_i \cdot C_p + \frac{\Delta t}{2} \cdot \left(\sum_{j_i} \beta_{j_i} \cdot \dot{m}_{j_i} \cdot C_p + \gamma_i \cdot \dot{m}_{h_i} \cdot C_p + \delta_i \cdot \dot{m}_{b_i} \cdot C_p + (2 - \delta_i^1 - \delta_i^{N_{str}}) \cdot \frac{\lambda \cdot A}{h} + UA_i \right) \right)$$

$$= T_i \Big|_t \cdot \left(M_i \cdot C_p - \frac{\Delta t}{2} \cdot \left(\sum_{j_i} \beta_{j_i} \cdot \dot{m}_{j_i} \cdot C_p + \gamma_i \cdot \dot{m}_{h_i} \cdot C_p + \delta_i \cdot \dot{m}_{b_i} \cdot C_p + (2 - \delta_i^1 - \delta_i^{N_{str}}) \cdot \frac{\lambda \cdot A}{h} + UA_i \right) \right)$$

⁸ Ce terme est simplifié pour les strates extrêmes, 1 et N_{str} , qui ne possèdent qu'une seule strate adjacente, ce qui explique la présence des symboles de Kronecker.

$$\begin{aligned}
& + \bar{T}_{i-1} \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot (1 - \delta_i^1) \cdot \left(\gamma_i \cdot \dot{m}_{h_i} \cdot C_p + \frac{\lambda \cdot A}{h} \right) \cdot \Delta t \\
& + \bar{T}_{i+1} \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot (1 - \delta_i^{N_{str}}) \cdot \left(\delta_i \cdot \dot{m}_{b_i} \cdot C_p + \frac{\lambda \cdot A}{h} \right) \cdot \Delta t \\
& + \bar{T}_{amb} \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot UA_i \cdot \Delta t + \bar{T}_{j_i} \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot \sum_{j_i} \beta_{j_i} \cdot \dot{m}_{j_i} \cdot C_p \cdot \Delta t
\end{aligned}$$

En définissant les coefficients D_i , $A1_i$, $A2_i$, $A3_i$, B_i suivants :

$$D_i(t) = M_i \cdot C_p + \frac{\Delta t}{2} \cdot \left(\sum_{j_i} \beta_{j_i} \cdot \dot{m}_{j_i} \cdot C_p + \gamma_i \cdot \dot{m}_{h_i} \cdot C_p + \delta_i \cdot \dot{m}_{b_i} \cdot C_p + (2 - \delta_i^1 - \delta_i^{N_{str}}) \cdot \frac{\lambda \cdot A}{h} + UA_i \right)$$

$$A1_i(t) = \left(\gamma_i \cdot \dot{m}_{h_i} \cdot C_p + \frac{\lambda \cdot A}{h} \right) \cdot \Delta t$$

$$A2_i(t) = M_i \cdot C_p - \frac{\Delta t}{2} \cdot \left(\sum_{j_i} \beta_{j_i} \cdot \dot{m}_{j_i} \cdot C_p + \gamma_i \cdot \dot{m}_{h_i} \cdot C_p + \delta_i \cdot \dot{m}_{b_i} \cdot C_p + (2 - \delta_i^1 - \delta_i^{N_{str}}) \cdot \frac{\lambda \cdot A}{h} + UA_i \right)$$

$$A3_i(t) = \left(\delta_i \cdot \dot{m}_{b_i} \cdot C_p + \frac{\lambda \cdot A}{h} \right) \cdot \Delta t$$

$$B_i(t) = \bar{T}_{amb} \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot UA_i \cdot \Delta t + \bar{T}_{j_i} \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot \sum_{j_i} \beta_{j_i} \cdot \dot{m}_{j_i} \cdot C_p \cdot \Delta t$$

l'équation revient à :

$$T_i \Big|_{t+\Delta t} \cdot D_i(t) = \bar{T}_{i-1} \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot (1 - \delta_i^1) \cdot A1_i(t) + T_i \Big|_t \cdot A2_i(t) + \bar{T}_{i+1} \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot (1 - \delta_i^{N_{str}}) \cdot A3_i(t) + B_i(t)$$

La résolution du système d'équation constitué par l'ensemble des N_{str} équations (une pour chaque strate) est réalisée numériquement ligne à ligne par itérations.

$$T_i \Big|_{t+\Delta t} = \bar{T}_{i-1} \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot (1 - \delta_i^1) \cdot \frac{A1_i(t)}{D_i(t)} + T_i \Big|_t \cdot \frac{A2_i(t)}{D_i(t)} + \bar{T}_{i+1} \Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot (1 - \delta_i^{N_{str}}) \cdot \frac{A3_i(t)}{D_i(t)} + \frac{B_i(t)}{D_i(t)}$$

Chaque itération n permet de calculer les températures $T_i \Big|_{t+\Delta t}^{(n)}$ à partir des températures $T_i \Big|_{t+\Delta t}^{(n-1)}$

calculées à l'itération précédente et des températures $T_i \Big|_t$ obtenues par le calcul au pas de temps précédent. La convergence du calcul itératif est supposée lorsque la valeur maximale des écarts entre les valeurs successives obtenues sur l'ensemble des strates est inférieure à une petite valeur ε fixée, correspondant à la précision souhaitée.

$$\max_{i \in \{1; N_{str}\}} \left(\left| T_i \Big|_{t+\Delta t}^{(n)} - T_i \Big|_{t+\Delta t}^{(n-1)} \right| \right) < \varepsilon \quad (46)$$

Remarque :

De la même manière que pour les canalisations, la température ambiante considérée est celle de la zone où est implanté le système. Les pertes thermiques du ballon sont fournies à cette zone.

Limitation :

Le modèle présenté ci-dessus suppose que les échanges par injection ou soutirage n'interviennent qu'entre un circuit d'eau et la strate avec laquelle il est en relation et que les échanges par convection interne n'interviennent qu'entre deux strates adjacentes. Ceci suppose donc que les masses d'eau déplacées au cours d'un pas de temps de calcul soient inférieures au volume d'eau contenu dans une strate

($\dot{m} \cdot \Delta t < A \cdot h$). Comme les débits sont fixés par l'ensemble du système et varient dans le temps, la condition de validité du modèle ne peut être respectée que si le pas de temps est court ou si le volume de chaque strate est assez important. Par conséquent, à chaque pas de temps, il est nécessaire de vérifier que la condition de validité ci-dessus est vérifiée. Dans le cas contraire, le nombre de strates ou le pas de temps de calcul sont réduits de manière à toujours satisfaire la condition de validité. En pratique, un nombre de strates limité à 8 semble suffisant.

4.1.2.2.f Eau chaude sanitaire

La consommation d'eau chaude sanitaire est modélisée sous la forme d'un débit de puisage associé à un scénario de consommation horaire. Les températures d'entrée et de sortie sont respectivement une température de consigne constante (eau chaude) et une variable saisonnière fournie par un modèle de température d'eau froide.

La puissance instantanée nécessaire au chauffage de l'eau P_{ec} s'exprime comme :

$$P_{ec} = \dot{m}_{puis} \cdot C_p \cdot (T_{cons} - T_{ef}) \quad (47)$$

Avec :

\dot{m}_{puis} : Débit de puisage [kg.s⁻¹]

T_{cons} : Température de consigne pour l'eau chaude [°C]

T_{ef} : Température d'eau froide [°C]

Dès lors que la quantité d'eau puisée en une fois est supérieure à la quantité d'eau ayant stagné dans le réseau d'eau du bâtiment, la température d'eau froide correspond à la température de l'eau en sortie du réseau de distribution. La détermination de cette température n'est pas évidente. L'erreur relative engendrée par une erreur sur l'évaluation de la température d'eau froide correspond à :

$$\frac{\Delta P_{ec}}{P_{ec}} = - \frac{\Delta T_{ef}}{T_{cons} - T_{ef}} \quad (48)$$

Ainsi, pour une température de consigne de 45 °C et une température d'eau froide de 12 °C, une erreur de 1 °C sur cette température engendre une erreur de 3 % sur l'évaluation de la puissance de chauffage nécessaire. Quelques degrés d'erreur sur la température d'eau froide peuvent donc induire de l'ordre de 10 % d'erreur sur la puissance de chauffage de l'eau sanitaire. La précision du calcul de l'énergie nécessaire au chauffage de l'eau passe donc par une évaluation précise de la température d'eau froide.

L'observation de relevés de mesure de la température d'eau froide fait apparaître une saisonnalité marquée (voir par exemple [Chester 1999]). Supposer cette température constante induirait donc une précision insuffisante. L'état de l'art réalisé sur les modèles de température d'eau froide [Rapport int. N°2] montre que la question a été assez peu étudiée. Il n'a pas permis d'identifier un modèle précis et fiable valable sous tous les climats.

À défaut, le modèle qui a été retenu pour la présente étude est adapté de celui mis en œuvre au sein de la méthode SOLO (*Méthode mensuelle d'évaluation des performances thermiques des systèmes solaires de production d'eau chaude sanitaire*) du CSTB [Siino 1995]. Ce modèle statique considère la température moyenne mensuelle d'eau froide, $T_{ef}(m)$. Cette température est calculée comme la moyenne arithmétique des températures moyennes annuelles et mensuelles de l'air extérieur (49).

$$\bar{T}_{ef}(m) = \frac{\bar{T}_{ext}(m) + \bar{T}_{ext-an}}{2} \quad (49)$$

Avec :

$\bar{T}_{ef}(m)$: Température moyenne d'eau froide pour le mois m [°C]

$\bar{T}_{ext}(m)$: Température moyenne de l'air extérieur pour le mois m [°C]

\bar{T}_{ext-an} : Température moyenne annuelle de l'air extérieur [°C]

La température d'eau froide dépend essentiellement de la température du sol au sein duquel sont enfouies les canalisations du réseau d'alimentation. La méthode SOLO suppose donc implicitement que le sol joue le rôle d'amortisseur pour le signal de température et que sa température moyenne est égale à la température moyenne de l'air extérieur. Aucun déphasage additionnel n'est considéré.

Pour les besoins de la présente étude, le modèle proposé consiste à dégager le profil sinusoïdal fondamental de la température de l'air extérieur (50) par une décomposition en séries de Fourier du signal et à diviser son amplitude par 2. Ce modèle fait donc appel à une fonction continue du temps et non plus à une fonction discontinue définie par morceau, ce qui paraît plus réaliste.

$$T_{ext}(t) = \overline{T_{ext_an}} + \Delta T_{ext} \cdot \sin(\omega \cdot t - \varphi_{ext}) \quad (50)$$

$$T_{ef}(t) = \overline{T_{ef}} + \Delta T_{ef} \cdot \sin(\omega \cdot t - \varphi_{ef}) \quad (51)$$

Avec : $\overline{T_{ef}} = \overline{T_{ext_an}}$, $\Delta T_{ef} = \frac{\Delta T_{ext}}{2}$ et $\varphi_{ef} = \varphi_{ext}$.

ω est la pulsation associée à une oscillation de période annuelle.

Ainsi, la température d'eau froide dépend de la saison et de la situation climatique du lieu. Par contre, ce modèle reste encore imprécis du fait que les trois paramètres (valeur moyenne, amplitude et déphasage) ne sont pas précisément déterminés de manière physique ou statistique.

4.1.2.2.g Système de micro-cogénération

La campagne d'essais sur le module de micro-cogénération à bois *Sunmachine* a permis d'obtenir tous les résultats nécessaires à la finalisation du modèle de micro-cogénération. C'est ce modèle qui a été mise en œuvre pour obtenir les résultats de simulation.

Dans ce modèle, la machine est à tout instant dans l'un des sept états suivants :

DEM1, DEM2 : les deux phases du processus de démarrage décrites au § 3.6.3

FONC : la phase de fonctionnement décrite au § 3.6.1

ARRET1, ARRET2, ARRET3, ARRET4 : les quatre phases du processus d'arrêt décrites au § 3.6.2

Durant les phases ARRET1 et FONC, le moteur fonctionne. Les productions thermique et électrique sont calculées en fonction de la température d'entrée d'eau, respectivement par les équations (19) et (20). La puissance thermique étant connue, le débit est alors ajusté de façon que la température en sortie soit la plus proche possible de la température fixée en consigne. Contrairement à ce que les essais ont révélé, la régulation est ici supposée linéaire, pour correspondre au mode de régulation probablement retenu pour le système commercial. Néanmoins, le débit ne peut varier que sur une plage limitée. L'écart de température accessible est donc limité à 25 °C.

En dehors des phases ARRET1 et FONC, le moteur est arrêté et la production électrique est nulle. La production thermique se prolonge de manière réduite durant les premières phases de l'arrêt. Elle est modélisée par une fonction affine par morceau, selon les valeurs retenues au § 3.6.2 et sur la Figure 3.10, soit -6,04%/min durant les 13 premières minutes, puis -0,32 %/min pour les 68 minutes suivantes.

La consommation de bois n'intervient que durant les phases DEM2 et FONC. Elle est supposée à débit instantané constant durant ces deux phases et vaut 10,5 kW.

Le modèle calcule aussi l'énergie électrique consommée et, lorsque cela est nécessaire, la température au foyer. Durant la phase ARRET1, la production électrique est supposée constante et vaut 80 Wh (soit une puissance moyenne de 800 W). À chacune des sept phases sont donc associées : un modèle de consommation de l'énergie électrique, un modèle d'évolution de la température au foyer et un modèle de passage à la phase suivante.

Le modèle de consommation électrique est le même pour toutes les phases. Il s'agit d'un modèle affine :

$$E_{elec_conso_i} = P_i \cdot \Delta t_i + E_{0_i} \quad (52)$$

Avec :

$E_{elec_conso_i}$: Electricité consommée par la phase i sur toute sa durée

[J]

P_i : Puissance consommée par la phase i

[W]

Δt_i : Durée de la phase i [s]
 E_{0i} : Electricité consommée ponctuellement [J]

Les valeurs retenues, issues des essais, sont rassemblées dans le Tableau 4.1

	P_i (W)	E_{0i} (Wh)
ARRET1	374	0
ARRET2	374	0
ARRET3	66	0
ARRET4	22	0
DEM1	2354	-50
DEM2	220	0
FONC	220	0

Tableau 4.1 Paramètres pour le calcul de l'électricité consommée par phase

La valeur -50 de E_{0i} durant la phase DEM1 s'explique par la baisse de la consommation électrique durant les quelques minutes que dure l'aspiration des granulés pour le remplissage du réservoir.

Le modèle de calcul de la température au foyer dépend de la phase considérée. La loi peut être constante, linéaire, exponentielle ou hyperbolique, comme décrit au § 3.6. Les phases ARRET2 et ARRET3, où la température effectue une sorte de rebond avant d'évoluer de façon linéaire, ont été représentées par la succession d'une phase à température constante (plateau) et d'une phase d'évolution linéaire. La durée des plateaux a été fixée à partir des mesures réalisées sur banc d'essai (Figure 4.10). Le Tableau 4.2 récapitule les paramètres retenus pour chacune des phases considérées.

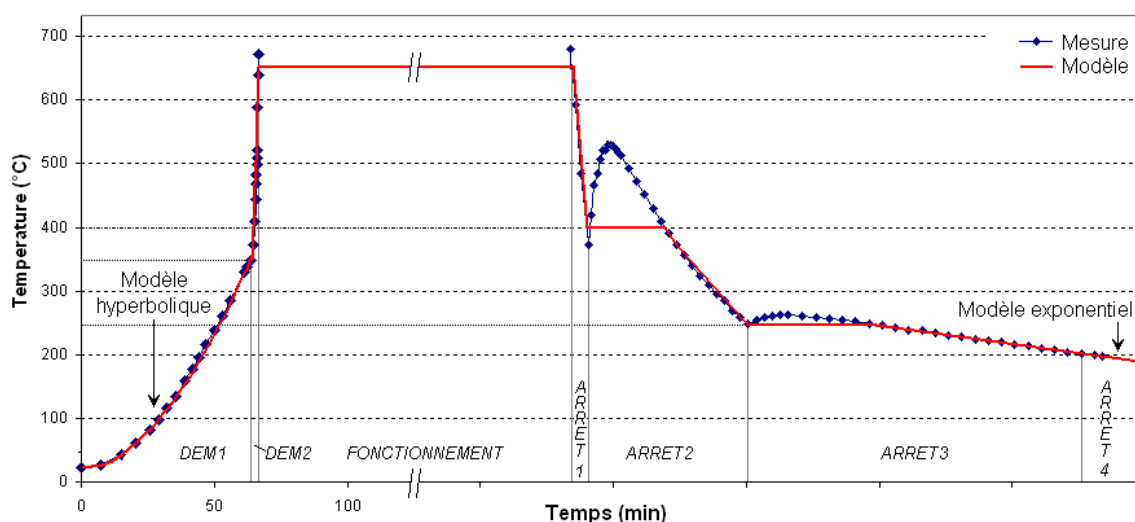


Figure 4.10 Température au foyer mesurée et modélisée lors des différentes phases de fonctionnement du système

	Temp. initiale (°C)	Durée (min)	Type d'évolution de la température	Paramètre
DEM1	T_{init}	Cf. équation (22)	hyperbolique	Cf. équation (21)
DEM2	T_{cons}	3	linéaire	Durée : 3 min
FONC	650	indéterminé	indéterminé	-
ARRET1	650	6	linéaire	$-2\,500$ °C/h
ARRET2A	400	28	constant	400 °C
ARRET2B	400	31	linéaire	-280 °C/h
ARRET3A	250	45	constant	250 °C
ARRET3B	250	89	linéaire	$-33,7$ °C/h
ARRET4	200	indéterminée	exponentielle	Constante de temps 370 min

Tableau 4.2 Caractérisation des différentes phases de fonctionnement du système

Pour simplifier, certaines phases sont temporisées (phases ARRET1, ARRET2A, ARRET3A et DEM2), c'est-à-dire que le passage à la phase suivante n'intervient qu'au bout d'une durée préalablement

fixée. Pour les phases ARRET2B, ARRET3B et DEM1, c'est la température au foyer qui déclenche le basculement à la phase suivante.

La succession possible des phases est la suivante :



La phase de démarrage est déclenchée lorsque la température mesurée dans le ballon de stockage est inférieure de plus de 10 °C à la température de consigne de l'eau en sortie. La hauteur dans le ballon du thermocouple effectuant cette mesure est un paramètre qui peut être ajusté. La température de consigne de l'eau en sortie de l'unité de micro-cogénération est fixée à 70 °C.

L'arrêt est déclenché lorsque la température d'eau en sortie atteint ou dépasse 80 °C, ce qui signifie que le ballon de stockage est chargé.

4.1.2.2.h Régulation

– Eau chaude sanitaire

Un scénario impose le volume horaire et la température de l'eau chaude consommée. Lorsque la température de l'eau issue du ballon est supérieure à la température de consigne, la régulation est assurée par une vanne trois voies (mitigeur). Dans le cas contraire (ballon insuffisamment chaud), un appoint de chaleur virtuel est calculé, indiquant que la consigne ne peut être satisfaite. L'occurrence de ce cas peut mettre en évidence un défaut de dimensionnement ou de régulation de la production de chaleur.

Le déclenchement de la pompe du circuit alimentant l'échangeur externe est synchronisé au puisage de l'eau chaude sanitaire, ce qui est le cas en pratique. Le débit fourni par cette pompe est supposé fixe et dimensionné pour assurer les besoins maximaux.

– Chauffage aéraulique

Les besoins de chauffage et les conditions de température associées à la plage de confort optimale du système de chauffage aéraulique⁹ imposent une puissance et une température d'eau minimale disponible. La régulation est assurée par une vanne trois voies au niveau du départ général de l'eau chaude vers chaque batterie d'échangeurs eau-air. Le débit de circulation dans les batteries est supposé fixe. Il doit être suffisamment élevé pour que l'eau de retour ne soit pas trop froide lorsque l'air à chauffer est très froid. Un débit trop faible favoriserait le risque de gel dans la batterie d'échangeurs.

Dans le cas où la puissance fournie par le ballon serait insuffisante, un appoint de chaleur virtuel est calculé, indiquant que la température de consigne ne peut être satisfaite à partir de l'eau du ballon. Ceci peut permettre de corriger le dimensionnement du système pour un calcul ultérieur.

– Production combinée d'eau chaude et d'électricité

Lorsque la machine est à l'arrêt, le processus de démarrage est lancé dès lors que la température mesurée dans la partie *médiane* du ballon est inférieure de 10 °C à la température de consigne. Cette condition est posée a priori car le prototype testé ne possédait pas de thermocouple destiné à la mesure de la température dans un ballon. La position du thermocouple a pu être optimisée à l'aide d'une étude de sensibilité.

Après la phase de démarrage, non productrice de chaleur et consommatrice d'électricité, la machine démarre effectivement. Lorsque la machine est en fonctionnement, le processus d'arrêt intervient dès que la température de l'eau en sortie de la machine atteint la température d'arrêt (80 °C).

4.1.3 Mise en œuvre informatique

Depuis une vingtaine d'années, le *Centre Energétique et Procédés* de l'Ecole des Mines de Paris développe l'outil logiciel COMFIE, édité par la société IZUBA Energies sous le nom PLÉIADES+COMFIE. Ce logiciel est destiné à l'intégration de la problématique énergétique dès la phase de conception des bâtiments. Il simule le comportement thermique de tout bâtiment sur une année.

Le modèle de système de chauffage aéraulique à micro-cogénération décrit au § 4.1.2 a été mis en œuvre informatiquement sous la forme d'un module de calcul chaîné au logiciel COMFIE (module *COMPO8*) (Figure 4.11). C'est une programmation orientée objet en langage DELPHI qui a été utilisée. En outre, le

⁹ À caractériser ultérieurement

chaînage de COMFIE avec le logiciel d'analyse de cycle de vie (ACV) du bâtiment EQUER donne la possibilité d'évaluer les impacts environnementaux induits par l'utilisation de ce type de chauffage dans le bâtiment.

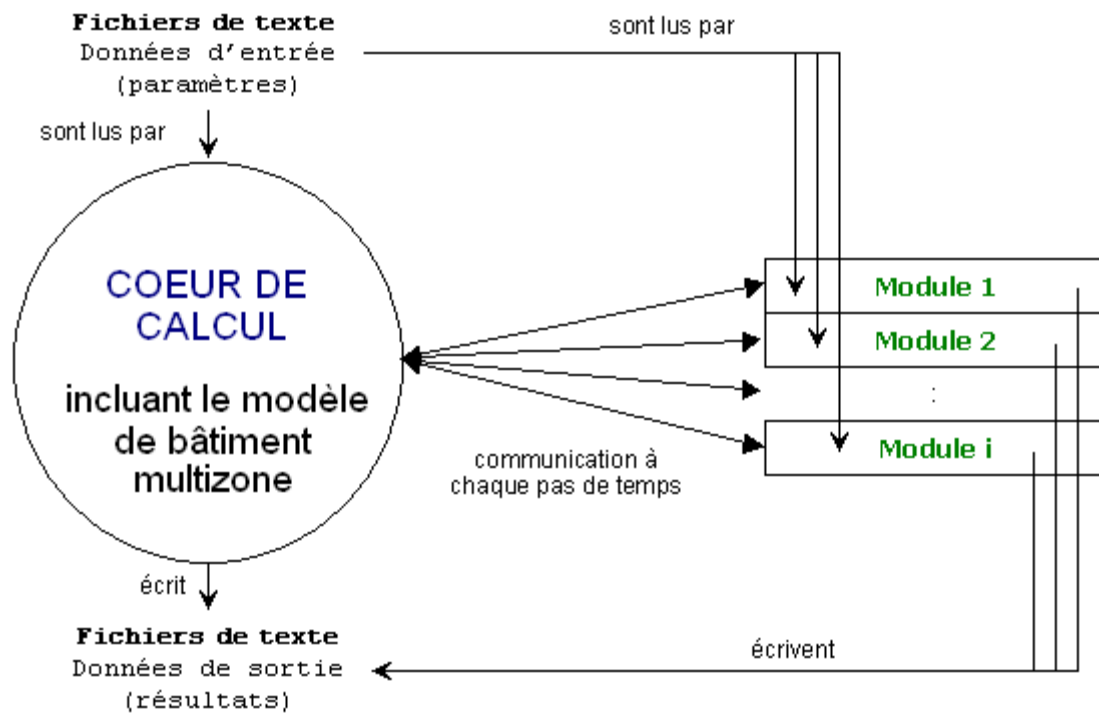


Figure 4.11 Structure des échanges d'information au sein de COMFIE

4.1.3.1 Structure du module de calcul réalisé

4.1.3.1.a Structure de données

La structure de données du module COMPO8 est une structure objet qui se compose (Figure 4.12) :

- d'un objet global (COMPOSANTE_TYPE_8)
- d'un sous-objet *Système* (sur la figure, *n* indique que plusieurs systèmes peuvent éventuellement coexister au sein d'un même bâtiment)
- de quatre sous-objets représentant les différentes parties du système : Consigne d'eau chaude sanitaire (*Eau_sanitaire*), Système de cogénération (*Coge*), Système de distribution (*Distrib*), Système d'émission de la chaleur (*Emetteur*)
- D'autres objets constituent des sous-objets de *Distrib* et d'*Emetteur* :
- Un objet *Ballon* (élément de *Distrib*)
- Un objet *Echangeur* (élément de *Distrib* et d'*Emetteur*)
- Un objet *Circuit* (élément de *Distrib*. Il peut y en avoir plusieurs.)
- Un objet *canalisation* (*Canal*) (deux canalisations par circuit, aller et retour)

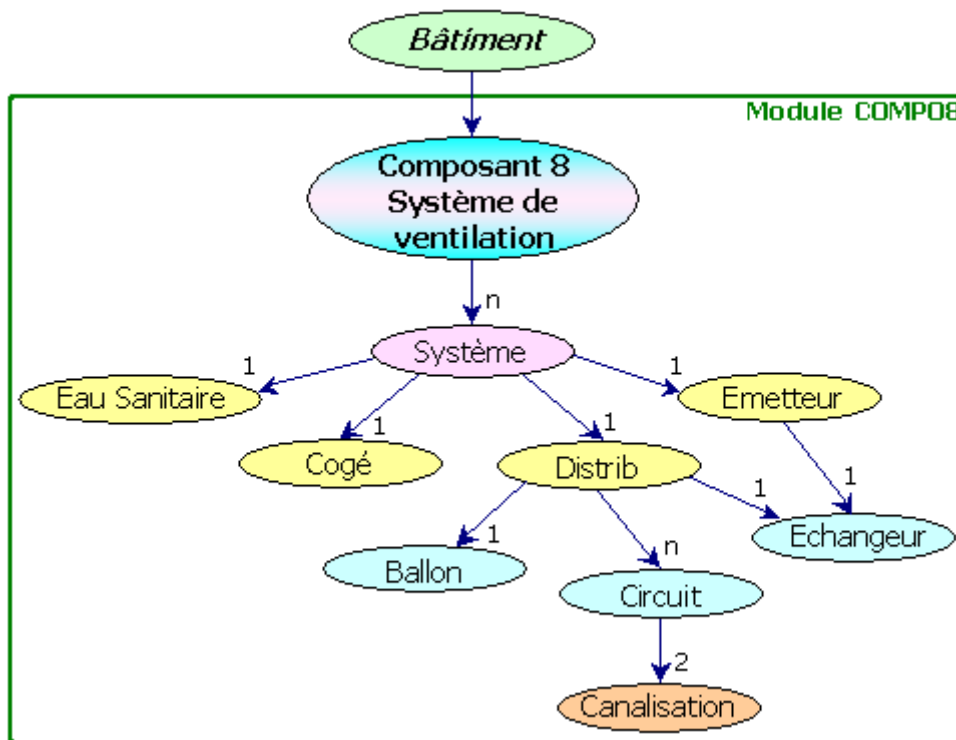


Figure 4.12 Structure des données du module COMPO8

4.1.3.1.b Structure algorithmique

Seul l'objet principal comporte les méthodes de calcul qui sont appelées par le cœur de calcul. La structure algorithmique comprend une initialisation des structures de données (*Init*) à partir de la lecture du fichier texte des données d'entrée, puis à chaque pas de temps, un appel à la méthode de calcul (*Step*) et à la méthode d'incrémentatation et de mise à jour des données (*Incrementation*). À la fin de la simulation, la méthode *Output* génère le fichier texte des données de sortie.

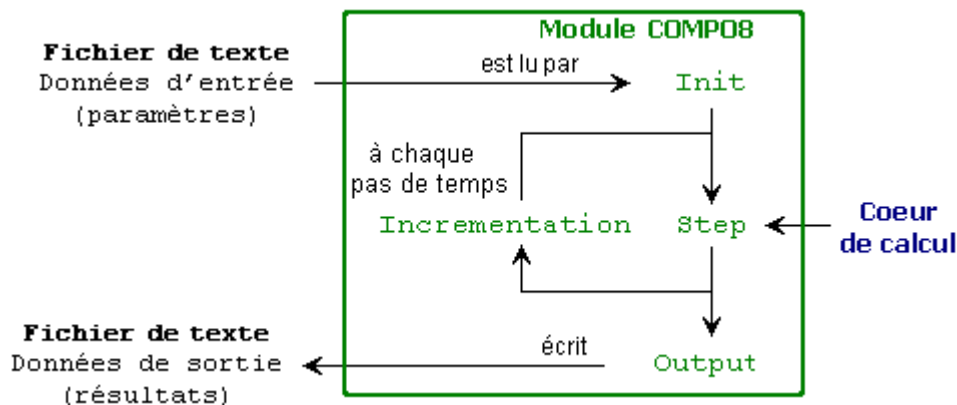


Figure 4.13 Structure algorithmique du module COMPO8

4.1.3.1.c Méthodes de l'objet *COMPOSANTE_TYPE_8*

Le détail du fonctionnement de chaque méthode est présenté ci-après :

Init

- Lecture du fichier texte des paramètres d'entrée
- Chargement des sollicitations climatiques pour la première semaine
- Analyse de la structure des différents systèmes et de leur validité
- Initialisation des propriétés thermiques des éléments des systèmes (*Init_Ballon*, *Init_Cana*, *Init_EauSanitaire*, *Init_Emetteur*)

- Initialisation des paramètres pour le stockage des données
- Initialisation des températures

Step

- Initialisation des constantes
- Pour chaque sous-pas de temps de calcul :
- Initialisation des sollicitations (température de l'air extérieur)
- Chargement des variables d'état du système calculées au pas précédent
- Pour chaque système :
- Initialisation des températures en sortie des ports du ballon
- Boucle itérative jusqu'à convergence effectuant :
- Calcul pour chaque circuit du système (`Calcul_Circuit`)
- Calcul pour le ballon (`Calcul_Ballon`)
- Nouveau calcul pour chaque circuit du système pour améliorer la précision
- Écriture des résultats du pas courant pour le calcul du pas suivant
- Intégration des sorties (calcul des températures moyennes, des énergies échangées et stockées par chaque élément, pertes thermiques, etc.)
- À chaque heure, stockage des sorties horaires dans un fichier et transmission des pertes thermiques à la zone thermique du bâtiment où est implanté le système
-

Incrementation

- À chaque heure entière, mise à jour des sollicitations météorologiques
- À chaque fin de semaine, écriture des sorties horaires dans un fichier

Output

- Génération du fichier texte des sorties

De plus, les algorithmes des principales procédures de calcul `Calcul_Circuit` et `Calcul_Ballon` sont précisés ci-après :

Calcul_Circuit

- Calcul du débit dans le circuit à partir de l'élément régulateur
- Calcul des températures en sortie pour chaque élément du circuit en partant de la sortie du ballon
- Evaluation des écarts par rapport aux résultats obtenus à l'itération précédente
-

Calcul_Ballon

- Recensement des débits d'entrée et de sortie
- Calculs des volumes déplacés pour chaque strate du ballon durant le pas de temps
- Tant que le volume déplacé est supérieur au volume d'une strate, le nombre de strates est divisé par deux.
- Calcul des coefficients $A1$, $A2$, $A3$, B et D du calcul
- Pour chaque sous-pas de temps, calcul des nouvelles températures de strate à partir du calcul matriciel (cf. § 4.1.2.2.e) par itération jusqu'à convergence
- Mise à jour des températures moyennes de sortie

- Tri des températures par ordre croissant pour supprimer les inversions de température au moyen d'un algorithme de « tri par insertion »¹⁰
- Écriture des nouvelles températures de strate pour le pas de calcul suivant
- Calcul des pertes thermiques par la paroi du ballon (calcul par variation de l'énergie interne)¹¹

4.1.4 Modélisation de la consommation des auxiliaires

Le modèle proposé ici vise à évaluer la consommation électrique des ventilateurs mis en œuvre pour assurer le renouvellement d'air et le chauffage aéraulique du bâtiment. Il vise la simplicité tout en tenant compte des principaux éléments influents : débit de ventilation, type et taille du réseau de ventilation (simple flux, double-flux, avec ou sans puits climatique). Ce modèle pourra être appliqué à chaque pas de temps horaire des simulations qui seront réalisées avec le modèle présenté au § 4.1.2.

Le calcul de la consommation électrique du système de ventilation se fait en trois étapes successives :

- Évaluation de la puissance mécanique nécessaire en fonction du régime de fonctionnement et des équipements du réseau de ventilation
- Évaluation de la consommation électrique en fonction de la puissance mécanique nécessaire et du type de ventilateur utilisé.
- Évaluation de la puissance thermique fournie à l'air neuf insufflé par le ventilateur.

4.1.4.1 Calcul de la puissance mécanique nécessaire

La puissance mécanique $P_{méca}$ que doit fournir un ventilateur vaut :

$$P_{méca} = Q \cdot \Delta p \quad (53)$$

Avec :

Q : Débit total de ventilation [m³.s⁻¹]
 Δp : Perte de pression devant être compensée par le ventilateur [Pa]

Le débit total de ventilation Q est fixé par les scénarios de ventilation. Il est donc connu a priori.

La différence de pression varie généralement en fonction du carré du débit, cependant, ici, le régime de fonctionnement est supposé peu variable et la différence de pression supposée indépendante du débit. Chaque élément présent sur le réseau de ventilation est ainsi associé à une perte de pression forfaitaire évaluée à partir de données constructeur ou par dire d'expert :

- pour un échangeur air-sol, elle vaut $L_{tubes} / L_{ref} \cdot \Delta p_{ref}$, où Δp_{ref} correspond à la différence de pression pour un tube de longueur L_{ref} . Pour une vitesse d'1 ou 2 m.s⁻¹ (cas courant), $L_{ref} = 30$ m et $\Delta p_{ref} = 20$ Pa sont retenus. Au-delà de 2 m.s⁻¹, Δp_{ref} pourrait être réévalué.
- 80 Pa (logement individuel) et de 130 à 180 Pa (tertiaire et logement collectif : moyen : 130, grand : 150, très grand : 180) pour un réseau de gaines de soufflage ou d'extraction (hors échangeur sur air vicié) (noté Δp_{res})
- 30 Pa supplémentaires, pour un échangeur sur air vicié (perte de pression au niveau de l'échangeur pour chacun des réseaux de soufflage et d'extraction d'air) (noté Δp_{EAV})

D'où :

$$\Delta p_{soufflage} = \Delta p_{ref} \cdot \frac{L_{tubes}}{L_{ref}} \cdot \delta_{PC} + \Delta p_{EAV} \cdot \delta_{EAV} + \Delta p_{res} \cdot \delta_{df} \quad (54)$$

¹⁰ L'algorithme de « tri par insertion » a été choisi parmi les algorithmes de tri les plus courants en raison de sa simplicité de mise en œuvre, adaptée au faible nombre d'éléments à trier ici. De plus, l'efficacité de cet algorithme est meilleure si un ordre partiel existe initialement, ce qui est le cas ici.

¹¹ Le calcul des pertes thermiques strates par strates a posteriori n'est pas envisageable du fait qu'il ne peut aisément être extrait du calcul matriciel (eau en mouvement dans le ballon au cours du pas de temps).

$$\Delta P_{\text{extraction}} = \Delta p_{\text{EAV}} \cdot \delta_{\text{EAV}} + \Delta p_{\text{res}} \quad (55)$$

$$\Delta p_{\text{total}} = \Delta p_{\text{soufflage}} + \Delta p_{\text{extraction}} = \Delta p_{\text{ref}} \cdot \frac{L_{\text{tubes}}}{L_{\text{ref}}} \cdot \delta_{\text{PC}} + 2 \cdot \Delta p_{\text{EAV}} \cdot \delta_{\text{EAV}} + (1 + \delta_{\text{df}}) \cdot \Delta p_{\text{res}} \quad (56)$$

δ_{PC} , δ_{EAV} et δ_{df} sont respectivement les indicateurs d'existence du puits climatique, de l'échangeur sur air vicié et d'un réseau de soufflage d'air (ventilation double-flux) dans le circuit de ventilation. Ils valent 1 en cas d'existence et 0 sinon. La valeur 0 pour δ_{PC} ou δ_{EAV} peut représenter l'ouverture d'un by-pass pour l'élément correspondant.

La valeur de Δp_{res} pourrait être établie à partir de données statistiques dépendant de la surface du bâtiment ou de son volume. D'autres activités de modélisation sont en cours pour évaluer la pression interne du bâtiment, en prenant en compte des phénomènes comme le tirage thermique et les infiltrations d'air.

4.1.4.2 Calcul de la puissance électrique consommée

La puissance électrique consommée vaut :

$$P_{\text{elec}} = \frac{P_{\text{méca}}}{\eta} \quad (57)$$

où η est le rendement électromécanique de conversion du ventilateur.

Ce rendement dépend du type de ventilateur et éventuellement du débit.

Pour simplifier, deux types de ventilateurs sont considérés : des ventilateurs **standard**, réalisés à partir des technologies les plus classiques (centrifuge, poly-courroies), et des ventilateurs **économés**, optimisés et utilisant des technologies efficaces (sans courroie de transmission, régulation par commutateur électronique).

La loi de variation du rendement en fonction du débit est déduite d'une étude statistique réalisée à partir de la base de données du logiciel PowAir d'ALDES. Pour simplifier, le ventilateur est toujours supposé optimal et présentant des performances moyennes par rapport aux ventilateurs disponibles sur le marché.

Pour ce modèle, la loi générale de variation est une fonction affine (Figure 4.14) :

$$\eta(Q) = \eta_{\text{min}} + a_{\text{vent}} \cdot Q \quad (58)$$

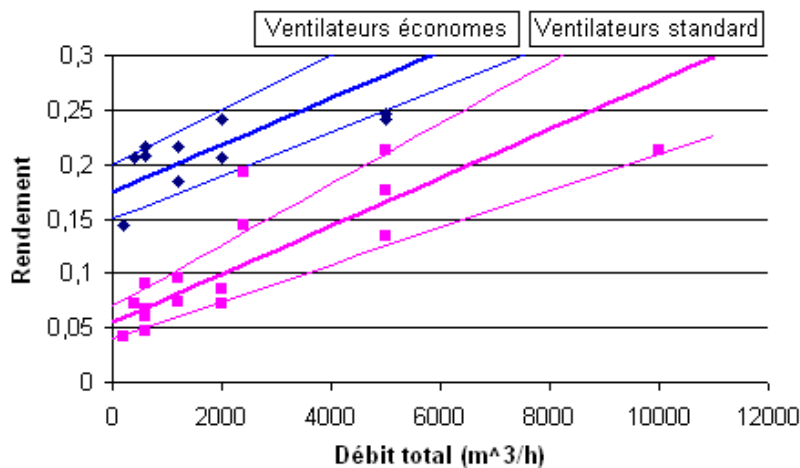


Figure 4.14. Données et corrélations proposées à partir de la base PowAir

Cette loi n'est valable que jusqu'à 500 W, gamme de puissance mécanique étudiée. Au-delà, les équipements se trouvent dans la gamme des ventilateurs industriels qui n'a pas été étudiée ici. Les valeurs des variables η_{min} et a_{vent} , supposées ne dépendre que du type de ventilateur, ont été fixées (Tableau 4.3).

	Ventilateur standard	Ventilateur économe
η_{min}	5,5 %	17,5 %
a_{vent}	$2,28 \cdot 10^{-3} \text{ \%}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	$2,14 \cdot 10^{-3} \text{ \%}/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$

Tableau 4.3. Constantes du modèle de rendement des ventilateurs

La consommation électrique vaut :

$$P_{elec}(Q) = \frac{Q \cdot \Delta p_{total}}{\eta(Q)} \quad (59)$$

soit :

$$P_{elec}(Q) = \frac{Q \cdot \left(\Delta p_{ref} \cdot \frac{L_{tubes}}{L_{ref}} \cdot \delta_{PC} + 2 \cdot \Delta p_{EAV} \cdot \delta_{EAV} + \Delta p_{res} \cdot (1 + \delta_{df}) \right)}{\eta(Q)} \quad (60)$$

4.1.4.3 Calcul de la puissance thermique fournie à l'air de ventilation

Une partie de l'électricité consommée, transformée en chaleur, est transmise à l'air de ventilation. À dire d'expert, cette partie correspond à environ 15 % de la consommation électrique. Pour évaluer la chaleur transmise à l'air de ventilation, il ne faut considérer que le ventilateur de soufflage. Le calcul est donc réalisé sans tenir compte de l'extraction d'air, à partir de $\Delta p_{soufflage}$ (54).

L'apport thermique vaut :

$$P_{th}(Q) = \frac{Q \cdot \Delta p_{soufflage}}{\eta(Q)} \cdot 15\% \quad (61)$$

soit :

$$P_{th}(Q) = \frac{Q \cdot \left(\Delta p_{ref} \cdot \frac{L_{tubes}}{L_{ref}} \cdot \delta_{PC} + \Delta p_{EAV} \cdot \delta_{EAV} + \Delta p_{res} \cdot \delta_{df} \right)}{\eta(Q)} \cdot 15\% \quad (62)$$

L'impact de la présence d'une batterie chaude sur le réseau de soufflage a ici été négligé.

4.1.4.4 Applications numériques

D'après ALDES, les valeurs des consommations électriques fournies par ce modèle sur quelques cas théoriques correspondent à des ordres de grandeurs réalistes. Cependant, ces résultats n'ont pas été confrontés à des mesures in-situ et une validation serait nécessaire.

	Standard	Économe
$P_{méca}$	72 W	72 W
η	9,6 %	22 %
P_{elec}	755 W	330 W
P_{th}	0 W	0 W
<i>Puissance spécifique</i>	0,38 W/(m ³ .h ⁻¹)	0,16 W/(m ³ .h ⁻¹)

Tableau 4.4. Système simple flux et débit de ventilation de 2000 m³.h⁻¹
(logement collectif moyen)

	Standard	Économe
$P_{méca}$	178 W	178 W
η	9,6 %	22 %
P_{elec}	1860 W	810 W
P_{th}	140 W	60 W
<i>Puissance spécifique</i>	0,99 W/(m ³ .h ⁻¹)	0,43 W/(m ³ .h ⁻¹)

Tableau 4.5. Système avec échangeur sur air vicié et débit de ventilation de 2000 m³.h⁻¹
(logement collectif moyen)

	Standard	Économe
$P_{méca}$	196 W	196 W
η	9,6 %	22 %
$P_{élec}$	2050 W	890 W
P_{th}	168 W	73 W
<i>Puissance spécifique</i>	0,99 W/(m ³ .h ⁻¹)	0,43 W/(m ³ .h ⁻¹)

Tableau 4.6. Système avec PC (4 x 50 m) et éch. sur air vicié et débit de ventilation de 2000 m³.h⁻¹ (logement collectif moyen)

	Standard	Économe
$P_{méca}$	40 W	40 W
η	6,3 %	19,2 %
$P_{élec}$	630 W	210 W
P_{th}	50 W	17 W
<i>Puissance spécifique</i>	1,05 W/(m ³ .h ⁻¹)	0,35 W/(m ³ .h ⁻¹)

Tableau 4.7. Système avec PC et échangeur sur air vicié et débit de ventilation de 600 m³.h⁻¹ (logement individuel)

4.1.4.5 Critique du modèle

Ce modèle statistique fournit uniquement des ordres de grandeur et ne peut être employé pour déterminer précisément la consommation électrique du système de ventilation. Néanmoins, il permet d'évaluer l'influence du choix du système de ventilation sur le bilan énergétique du bâtiment. Sa précision pourrait être affinée par un étalonnage à partir de données statistiques plus nombreuses, pour différents types de bâtiments.

4.2 Simulation sur un cas de référence

4.2.1 Paramètres de simulation pour le cas de référence

Une simulation de référence a été réalisée à partir d'un bâtiment relativement performant de 132 m², consommant 6 922 kWh/an, soit 52 kWh.m².an⁻¹. Le système se trouve installé dans une zone non-chauffée (garage), son fonctionnement a donc une très faible influence sur les besoins de chauffage qui sont transmis au module de calcul et la connaissance fine du bâtiment modélisé n'a donc pas réellement d'importance. L'eau chaude sanitaire est consommée de manière uniforme de 7 h à 14 h et de 19 h à 22 h tous les jours de l'année, soit 10 heures de consommation par jour, avec une consommation journalière totale de 4 l.h⁻¹ et par personne. Les besoins thermiques calculés sont représentés sur la Figure 4.15. L'énergie puisée chaque jour évolue selon le modèle d'eau froide présenté au § 4.1.2.2.f.

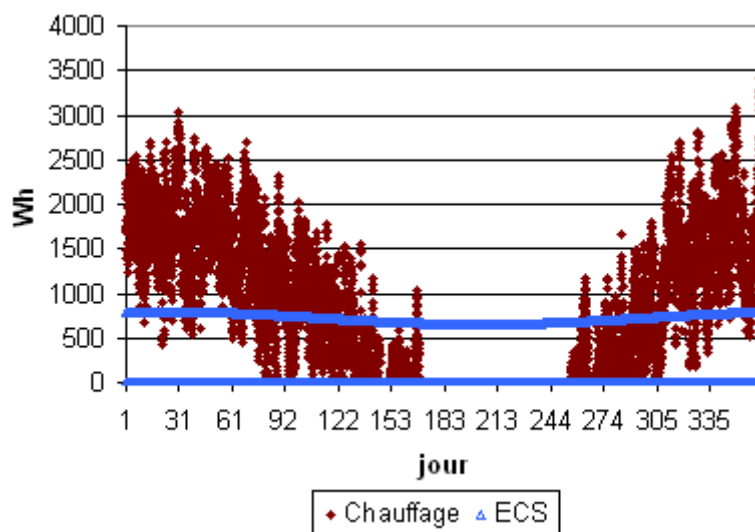


Figure 4.15 Besoins de chauffage et d'ECS durant une année

Les paramètres retenus pour les différents éléments du système de chauffage sont présentés dans les tableaux qui suivent.

Variable	Description	Valeur
rint_tube	Rayon intérieur de la canalisation	0,02 m
Cond_Tube	Conductivité thermique du tube (cuivre)	400 W.m ⁻¹ .K ⁻¹
e_Tube	Épaisseur de la paroi du tube	0,001 m
Cond_Isol	Conductivité thermique de l'isolant (EPDM ¹²)	0,04 W.m ⁻¹ .K ⁻¹
e_Isol	Épaisseur de la paroi de l'isolant	0,03 m

Tableau 4.8. Paramètres d'entrée des objets Cana

Variable	Description	Valeur
Tcons_out	Température de consigne en sortie de cogénération	70 °C
Tarret	Température d'arrêt de la machine	80 °C
Debit_Comb_nom	Débit nominal du combustible	1,96 kg.h ⁻¹
PCS_comb	Pouvoir calorifique supérieur du combustible	18 MJ.kg ⁻¹
Puiss_th_nom[1] ¹³	Puissance thermique nominale : ordonnée à l'origine	5873,5 W
Puiss_th_nom[2] ¹³	Puissance thermique nominale : pente	-17,652 W.K ⁻¹
Puiss_th_nom[3] ¹³	Puissance thermique nominale : majorant	5400 W
Puiss_elec_nom[1] ¹³	Puissance électrique nominale : ordonnée à l'origine	1602,8 W
Puiss_elec_nom[2] ¹³	Puissance électrique nominale : pente	-6,524 W.K ⁻¹
Puiss_elec_nom[3] ¹³	Puissance électrique nominale : majorant	1380 W
MaxDebitCoge	Débit maximal de l'eau dans le circuit de cogénération	0,1427 kg.s ⁻¹
MinDebitCoge	Débit minimal de l'eau dans le circuit de cogénération	0,05 kg.s ⁻¹

Tableau 4.9. Paramètres d'entrée de l'objet Coge

Variable	Description	Valeur
Vint_Ball	Volume intérieur du ballon	700 l
Hint_Ball	Hauteur intérieure du ballon (i.e. hors isolation)	1,5 m
H_Thermocouple[1]	Position en hauteur du thermocouple (mi-hauteur)	0,75 m
e_Paroi	Épaisseur parois métalliques du ballon	0,003 m
Cond_Paroi	Conductivité des parois métalliques du ballon (acier)	60 W.m ⁻¹ .K ⁻¹
e_Isol	Épaisseur de l'isolant du ballon	0,05 m
Cond_Isol	Conductivité l'isolant thermique du ballon (polyuréthane)	0.025 W.m ⁻¹ .K ⁻¹

Tableau 4.10 Paramètres d'entrée de l'objet Ballon

Variable	Description	Valeur
DebitEau	Débit de circulation de l'eau dans les batteries chaudes	0,04 kg.s ⁻¹
Effic	Efficacité de l'échangeur thermique	80 %

Tableau 4.11 Paramètres d'entrée de l'objet Emett

Variable	Description	Valeur
DebitEau	Débit de circulation de l'eau dans les batteries chaudes	0,0045 kg.s ⁻¹
Effic	Efficacité de l'échangeur thermique	90 %

Tableau 4.12 Paramètres d'entrée de l'objet Echangeur (échangeur externe)

Variable	Description	Valeur
Nb_occupants	Nombre d'occupants du bâtiment	4
Conso_journ_nom	Consommation journalière d'eau chaude par personne	40 l/j et /personne
T_Eau_ch	Température de l'eau chaude sanitaire	50 °C

Tableau 4.13 Paramètres d'entrée de l'objet Eau_Sanitaire

Les canalisations sont toutes identiques. La prise d'eau du circuit de cogénération se fait au bas du ballon et son retour par l'intermédiaire de la canne de stratification. La prise d'eau des circuits d'eau sanitaire et de chauffage se fait au sommet du ballon et le retour au bas du ballon.

¹² Ethylène Propylène Diène Monomère : Mousse élastomère à base de caoutchouc synthétique

¹³ Tirés des équations (19) et (20)

4.2.2 Résultats pour le cas de référence

Le module informatique COMPO8 intégré à COMFIE fournit les températures en différents points des circuits d'eau, ainsi que les quantités d'énergie produites, consommées, perdues et circulant dans les canalisations.

Le bilan énergétique du système complet est schématisé sur la Figure 4.16. Le Tableau 4.14 présente, pour le cas de référence, les valeurs correspondantes de l'énergie thermique fournie par l'unité de micro-cogénération au circuit d'eau, des pertes thermiques du ballon, des pertes thermiques des canalisations, de l'énergie fournie par l'émetteur et de l'énergie puisée par la consommation d'eau chaude sanitaire. Les valeurs de l'énergie d'appoint éventuellement nécessaire pour assurer la fourniture des besoins de chauffage et d'eau chaude sanitaire sont aussi mentionnées. La colonne *Erreur* indique la différence entre l'entrée et les sorties, induites par les diverses erreurs du calcul numérique (arrondis, convergence des calculs itératifs non atteinte, etc.).

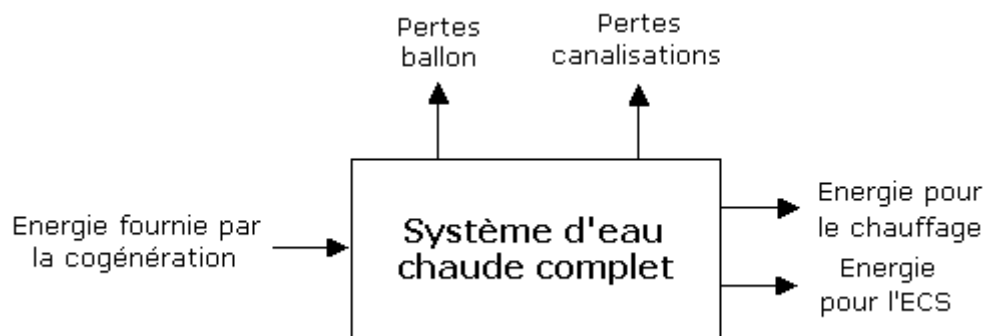


Figure 4.16 Bilan d'énergie sur le système complet

Sortie cogé.	Pertes ballon	Pertes cana.	Sous-total pertes	Sortie émett.	dont appoint émett.	Sortie ECS	dont appoint ECS	Sous-total sorties	Erreur
10 769	1 057	198	1 255	6 904	0	2 628	24	9 508	6

Tableau 4.14 Bilan énergétique annuel (en kWh/an)

Ce bilan est équilibré (erreur négligeable de 6 kWh/an). Les pertes thermiques représentent environ 11,7 % de l'énergie fournie par le combustible en entrée. Aucun appoint n'a été nécessaire pour le chauffage, ce qui signifie que l'unité de micro-cogénération n'est pas sous-dimensionnée vis-à-vis des besoins de chaleur. L'appoint relevé sur l'ECS est dû au refroidissement de l'eau stagnant dans les canalisations en dehors des périodes de puisage. Au démarrage du puisage un appoint est nécessaire durant quelques minutes pour atteindre le niveau de température requis.

L'observation des températures dans le ballon (Figure 4.17) montre que sa moitié haute est toujours maintenue à une température supérieure à +50 °C environ, ce qui est suffisant pour assurer les besoins en eau chaude sanitaire. Au bas du ballon, la température varie entre 10 °C, à certains moments en hiver, et 70 °C, lorsque le ballon est plein.

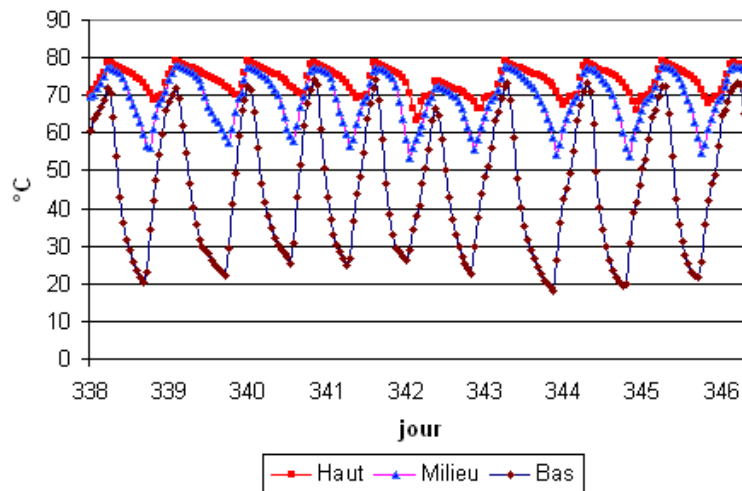


Figure 4.17 Température dans le ballon en hiver

La Figure 4.18 et la Figure 4.19 donnent un aperçu de la succession des séquences d'arrêt/démarrage de l'unité de micro-cogénération en hiver (début janvier) et en été (fin juillet). Les principaux pics de consommation électrique correspondent aux phases de démarrage.

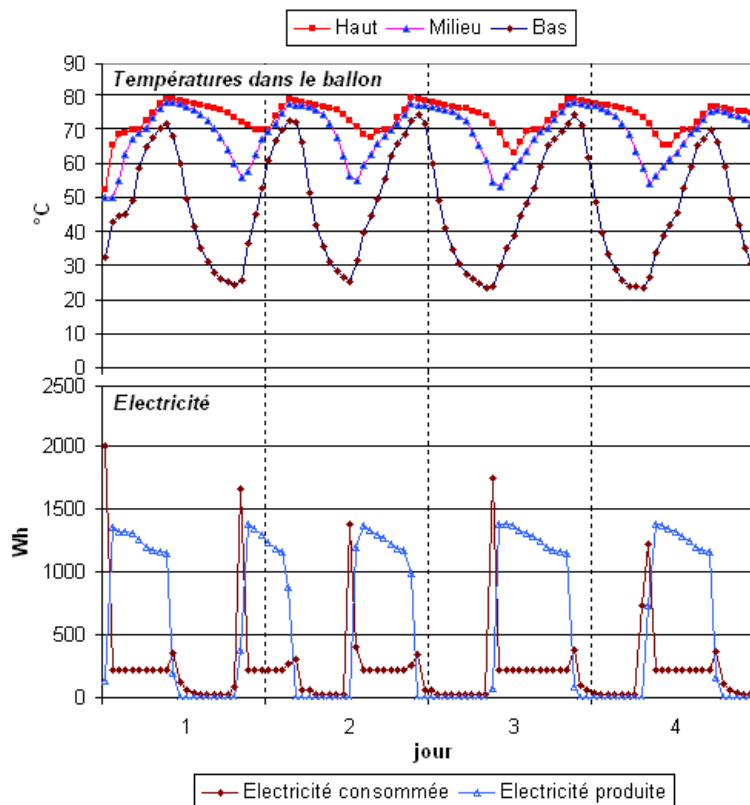


Figure 4.18 Températures dans le ballon et production et consommation horaire d'électricité en hiver

En hiver, le bilan électrique d'une phase de fonctionnement est largement positif du fait que le fonctionnement est maintenu durant plusieurs heures. Au cours du fonctionnement, la production électrique diminue progressivement en raison de la montée en température dans le ballon qui dégrade légèrement les rendements thermique et électrique de la machine. La limitation de l'accroissement de température que peut fournir l'unité de micro-cogénération induit un remplissage du ballon par le bas. En hiver, ceci induit un déphasage des variations de température entre le bas et le haut du ballon.

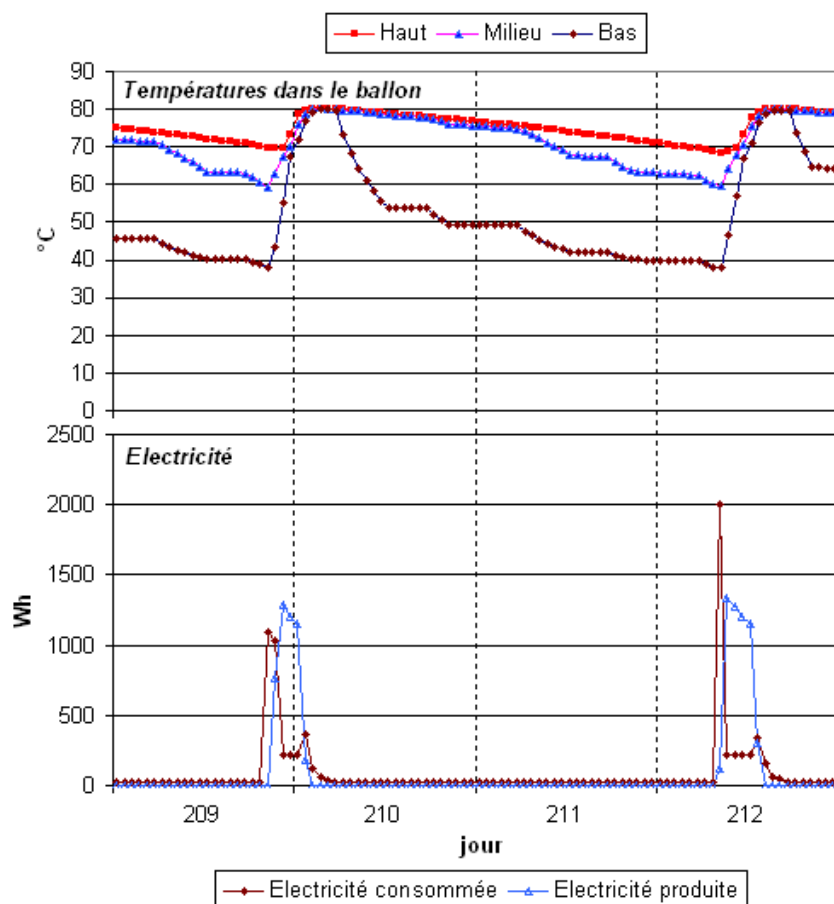


Figure 4.19 Températures dans le ballon et production et consommation horaire d'électricité en été

En été, le bilan électrique d'une phase de fonctionnement se dégrade en raison de la courte durée du fonctionnement de l'unité de micro-cogénération. Ce phénomène est nettement visible sur la Figure 4.20 où ont été reportés les bilans électriques de chaque appel de fonctionnement.

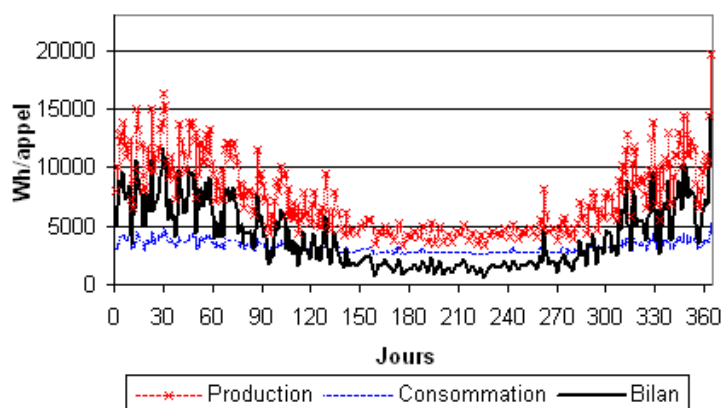


Figure 4.20 Production, consommation et bilan électrique pour chaque période de fonctionnement de l'unité de micro-cogénération (simulation d'une année complète)

Le comportement de l'unité de micro-cogénération est résumé dans le Tableau 4.15. La durée moyenne des phases de fonctionnement est de 7 h et 1 min et le facteur de charge¹⁴ est proche de 23 %. Ces valeurs sont relativement élevées, ce qui amène un bilan électrique net largement positif (1 244 kWh/an) (Tableau 4.16). Le rendement net (rapport entre l'électricité produite nette et le contenu énergétique du combustible consommé) est de 6,4 %, ce qui ne paraît pas très élevé mais s'explique par la part importante d'autoconsommation, qui représente environ la moitié de la production électrique.

¹⁴ Facteur de charge : durée de fonctionnement équivalent à pleine puissance divisée par une année

Nombre de démarrages (/an)	Durée totale de fonctionnement (h/an)	Durée moyenne par démarrage (min)	Facteur de charge
283	1 984	421	22,6 %

Tableau 4.15 Utilisation de l'unité de micro-cogénération

Combustible consommé (kWh/an)	Electricité consommée (kWh/an)	Appoint total (kWh/an)	Électricité produite (kWh/an)	Bilan électrique net (kWh/an)	Rendement électrique net
19 444	1 252	24	2 519	+1 244	6,4 %

Tableau 4.16 Bilan du combustible consommé et de l'électricité produite nette

Du point de vue de la modélisation, ces résultats semblent plutôt satisfaisants : le bilan thermique y est correctement équilibré (très peu d'erreur) et le comportement des différents éléments du système paraît réaliste. Le bilan obtenu découle de l'interaction des différents éléments modélisés. Il peut varier en fonction de l'une ou de l'autre des caractéristiques de chacun de ces éléments.

4.2.3 Sensibilité à la charge de chauffage

Des simulations ont été menées pour différents niveaux de charge de chauffage annuelle variant de 3 100 à 15 860 kWh environ, toutes choses égales par ailleurs (simulations C1 à C5) (Tableau 4.17). La série C5 a été calculée à partir des données climatiques de Nancy (hiver plus rigoureux qu'à Trappes), ce qui explique le léger accroissement des besoins d'ECS.

Simul.	Sortie cogé.	Pertes ballon	Pertes cana.	Sous total pertes	Sortie chauff	dont Appoint chauff	Sortie ECS	dont Appoint ECS	Sous total sorties	Erreur
C1	6 983	1 073	187	1 260	3 103	0	2 628	23	5 707	16
Ref.	10 769	1 057	198	1 255	6 904	0	2 628	24	9 508	6
C2	12 096	1 050	196	1 246	8 223	0	2 628	24	10 828	22
C3	13 844	1 042	197	1 239	9 979	0	2 628	24	12 583	22
C4	17 631	1 033	197	1 230	13 806	14	2 628	26	16 394	7
C5	19 605	1 026	195	1 222	15 859	112	2 680	45	18 382	1

Simulation	Nombre de démarrages (/an)	Durée totale de fonctionnement (h/an)	Durée moyenne par démarrage (min)	Facteur de charge
C1	251	1 249	299	14,3 %
Ref.	283	1 984	421	22,6 %
C2	276	2 242	487	25,6 %
C3	279	2 579	555	29,4 %
C4	257	3 332	778	38,0 %
C5	229	3 705	971	42,3 %

Simulation	Combustible consommé (kWh/an)	Electricité consommée (kWh/an)	Appoint total (kWh/an)	Électricité produite (kWh/an)	Bilan électrique net (kWh/an)
C1	12 242	1 053	23	1 579	+503
Ref.	19 444	1 252	24	2 519	+1 244
C2	21 970	1 284	24	2 869	+1 562
C3	25 277	1 346	24	3 317	+1 948
C4	32 658	1 427	40	4 300	+2 834
C5	36 309	1 436	158	4 833	+3 239

Simulation	Taux de valorisation du combustible	Rendement thermique	Rendement électrique brut	Rendement électrique net
C1	59,7 %	46,8 %	12,9 %	4,1 %
Ref.	62,0 %	49,0 %	13,0 %	6,4 %
C2	62,4 %	49,4 %	13,1 %	7,1 %
C3	63,0 %	49,9 %	13,1 %	7,7 %
C4	63,5 %	50,3 %	13,2 %	8,7 %
C5	64,4 %	51,1 %	13,3 %	8,9 %

Tableau 4.17 Résultats de simulation pour différents niveaux de charge de chauffage

L'erreur sur le calcul numérique reste inférieure à 0,2 % (22 kWh) de l'énergie totale fournie par le système, ce qui est négligeable. Le niveau de la charge influe relativement peu sur les pertes thermiques (légère diminution quand la charge augmente). Par contre, les performances du système (bilan électrique brut, taux de valorisation du combustible) sont meilleures lorsque la charge est élevée puisque le nombre de cycles d'arrêt-démarrage diminue et le facteur de charge augmente. Une charge élevée a donc tendance à favoriser la production électrique. Le système est alors sous-dimensionné et un appoint peut devenir nécessaire. Cet appoint ne constitue pas une réelle contrainte tant qu'il reste faible. Par contre, s'il est assuré par une résistance électrique, il réduit le bilan électrique net et peut le pénaliser en cas de fort sous-dimensionnement du système. Il existe alors un dimensionnement optimal maximisant le bilan électrique net du système.

Le nombre de démarrages présente un maximum aux alentours du niveau de charge du cas de référence. En effet pour une faible charge, la période où les besoins sont très faibles s'étale largement aux inter-saisons et pour une charge élevée, l'unité fonctionne sans arrêt durant une grande partie de la saison de chauffe.

4.2.4 Sensibilité au volume du ballon de stockage

Le ballon de stockage, en décorrélant la production de la consommation de chaleur, permet d'améliorer les conditions d'utilisation de l'unité de micro-cogénération. Une étude de sensibilité a été réalisée pour plusieurs volumes de stockage différents (700 l (référence), 1000 l, 2000 l et 3000 l), la forme générale du ballon étant conservée par homothétie de ses dimensions (Tableau 4.18).

Volume ballon	Sortie cogé.	Pertes ballon	Pertes cana.	Sous total pertes	Sortie chauff	dont Appoint chauff	Sortie ECS	dont Appoint ECS	Sous total sorties	Erreur
700 l	10 769	1 057	198	1 255	6 904	0	2 628	24	9 508	6
1 000 l	11 035	1 315	189	1 504	6 902	0	2 628	23	9 507	24
2 000 l	11 731	2 009	174	2 183	6 896	0	2 628	21	9 502	46
3 000 l	12 332	2 595	169	2 764	6 891	0	2 628	21	9 498	71

Volume ballon	Nombre de démarrages (/an)	Durée totale de fonctionnement (h/an)	Durée moyenne par démarrage (min)	Facteur de charge
700 l	283	1 984	421	22,6 %
1 000 l	236	2 058	523	23,5 %
2 000 l	126	2 272	1 082	25,9 %
3 000 l	87	2 426	1 673	27,7 %

Volume ballon	Combustible consommé (kWh/an)	Electricité consommée (kWh/an)	Appoint total (kWh/an)	Electricité produite (kWh/an)	Bilan électrique net (kWh/an)
700 l	19 444	1 252	24	2 519	+1 244
1 000 l	20 167	1 164	23	2 621	+1 435
2 000 l	22 262	955	21	2 883	+1 907
3 000 l	23 778	889	21	3 066	+2 156

Volume ballon	Taux de valorisation du combustible	Rendement thermique	Rendement électrique brut	Rendement électrique net
700 l	62,0 %	49,0 %	13,0 %	6,4 %
1 000 l	60,3 %	47,3 %	13,0 %	7,1 %
2 000 l	55,7 %	42,8 %	13,0 %	8,6 %
3 000 l	52,9 %	40,0 %	12,9 %	9,1 %

Tableau 4.18 Résultats de simulation pour différents volumes de ballon de stockage

Lorsque le volume du ballon augmente, les pertes thermiques engendrées croissent, ce qui induit une surconsommation en combustible et une détérioration du taux de valorisation du combustible. Par contre, en raison de la réduction du nombre de démarrages et de l'allongement de la durée totale de fonctionnement, l'autoconsommation électrique diminue et la production électrique augmente, ce qui améliore le bilan électrique net. Le rapport entre production thermique et production électrique évolue donc en fonction du volume du ballon de stockage.

4.2.5 Simulation avec préchauffage de l'air

Le couplage du modèle réalisé au modèle de bâtiment COMFIE permet d'étudier l'influence du préchauffage de l'air de ventilation par un puits climatique ou un récupérateur de chaleur sur air vicié sur les performances de l'installation de chauffage aéraulique et de l'unité de micro-cogénération. Des simulations ont été menées pour un puits climatique monotube de 30 m de long et pour un échangeur sur air vicié d'efficacité 70 % (Tableau 4.19).

Simulation	sortie cogé.	pertes ballon	pertes cana.	sous total pertes	sortie émett.	appoint émett.	sortie ECS	appoint ECS	sous total sorties	Erreur
Ref.	10 769	1 057	198	1 255	6 904	0	2 628	24	9 508	6
PC	8 457	1 054	179	1 233	4 605	0	2 628	23	7 209	15
Ech. 70 %	6 601	1 077	173	1 250	3 729	0	2 628	23	5 334	17

Simulation	Nombre de démarrages (/an)	Durée totale de fonctionnement (h/an)	Durée moyenne par démarrage (min)	Facteur de charge
Ref.	282	1 985	422	22,7 %
PC	260	1 530	353	17,5 %
Ech. 70 %	235	1 182	302	13,5 %

Simulation	Combustible consommé (kWh/an)	Electricité consommée (kWh/an)	Appoint total (kWh/an)	Electricité produite (kWh/an)	Bilan électrique net (kWh/an)
Ref.	19 454	1 249	24	2 520	1 248
PC	14 998	1 123	23	1 950	803
Ech. 70 %	11 583	1000	23	1 495	472

Volume ballon	Taux de valorisation du combustible	Rendement thermique	Rendement électrique brut	Rendement électrique net
Ref.	62,0 %	49,0 %	13,0 %	5,4 %
PC	61,2 %	48,2 %	13,0 %	5,4 %
Ech. 70 %	59,2 %	46,2 %	12,9 %	4,1 %

Tableau 4.19 Résultats de simulation pour différents préchauffages de l'air

Améliorer le préchauffage de l'air par des techniques passives comme le puits climatique ou l'échangeur sur air vicié, revient à réduire les charges de chauffage, ce qui tend à diminuer les performances globales du système de cogénération. En effet, l'unité de micro-cogénération est alors surdimensionnée et sous-utilisée (diminution de la durée moyenne de fonctionnement par démarrage et du facteur de charge).

D'autre part, les pertes thermiques demeurent quasiment inchangées et leur part relative augmente donc avec le préchauffage (19 % de la chaleur produite, dans le cas avec échangeur sur air vicié).

Bien entendu, la légère diminution des performances de l'unité ne doit pas cacher le fait que le préchauffage réduit fortement les besoins de chaleur et par conséquent la consommation de combustible. La poursuite de l'étude devrait montrer que l'unité de micro-cogénération, telle que dimensionnée ici, serait plus adaptée à la fourniture d'énergie d'un ensemble de logements très performants. Par exemple, le Tableau 4.20 montre que pour deux maisons identiques équipées d'une unité de micro-cogénération commune, d'un ballon de 700 l commun et de récupérateurs sur air vicié, les performances sont du même ordre de grandeur que pour le cas de référence, voire un peu meilleures (bilan et rendement électrique, facteur de charge).

Simulation	sortie cogé.	pertes ballon	pertes cana.	sous total pertes	sortie émett.	appoint émett.	sortie ECS	appoint ECS	sous total sorties	Erreur
Ref.	10 769	1 057	198	1 255	6 904	0	2 628	24	9 508	6
Ech. 70% 2 maisons	11 976	1 057	191	1 248	5 492	0	5 256	24	10 723	5

Simulation	Nombre de démarrages (/an)	Durée totale de fonctionnement (h/an)	Durée moyenne par démarrage (min)	Facteur de charge
Ref.	282	1 985	422	22,7 %
Ech. 70% 2 maisons	309	2 195	426	25,1 %

Simulation	Combustible consommé (kWh/an)	Electricité consommée (kWh/an)	Appoint total (kWh/an)	Electricité produite (kWh/an)	Bilan électrique net (kWh/an)
Ref.	19 454	1 249	24	2 520	1 248
Ech. 70% 2 maisons	21 515	1 361	24	2 810	1 426

Volume ballon	Taux de valorisation du combustible	Rendement thermique	Rendement électrique brut	Rendement électrique net
Ref.	62,0 %	49,0 %	13,0 %	5,4 %
Ech. 70% 2 maisons	63,0 %	50,0 %	13,1 %	6,6 %

Tableau 4.20 Résultats de simulation pour la fourniture du chauffage et de l'ECS à deux maisons équipées d'un récupérateur sur air vicié

4.3 Conclusion

Le modèle détaillé proposé s'appuie sur la caractérisation issue des résultats d'essais obtenus sur banc d'essai. Ces résultats semblent tout à fait cohérents. La réduction du nombre de strates dans le ballon et du pas de calcul ont permis de réduire fortement les erreurs numériques et d'obtenir un comportement réaliste pour les différentes régulations.

Il a ainsi été possible d'utiliser l'outil développé pour aider au dimensionnement et à l'optimisation du système. La régulation du débit d'eau dans la batterie chaude et la recirculation de l'air pourront être optimisées à partir de l'étude sur le confort thermique.

5. Phase 2b : Étude des conditions de confort thermique

Contribution de Frédéric Lavoye et Françoise Thellier – Université Toulouse - laboratoire PHASE

Les objectifs de cette partie sont de faire le lien entre le comportement thermique de l'occupant et les consommations énergétiques du bâtiment et d'analyser l'évolution dynamique de l'ambiance. Pour ce faire, le système de chauffage aéraulique est caractérisé afin d'obtenir les données climatiques nécessaires à l'interprétation du « confort thermique », grâce au modèle de thermorégulation physiologique permettant la détermination des sensations thermiques. L'approche adaptative est abordée afin d'évaluer son influence sur les consommations énergétiques.

Avant de mettre en œuvre le modèle de thermorégulation humaine, il faut valider toutes les données du climat interne du bâtiment. Le modèle de thermo-physiologique nécessite des données climatiques plus ou moins précises de l'environnement dans lequel l'individu se trouve. Le logiciel TRNSYS permet de connaître certaines de ces données (température de paroi, humidité relative) mais d'autres doivent être calculées plus précisément. En effet, le chauffage aéraulique crée un jet d'air chaud dont la trajectoire doit être définie afin d'établir un profil de vitesse et de température d'air. Cette étape passe inévitablement par une parfaite caractérisation des bouches de soufflage et des conditions de soufflage (débit, température, vitesse, direction...)

5.1 Etude du climat intérieur

La simulation du bâtiment réalisé avec COMFIE a pour but d'évaluer les consommations énergétiques et les impacts environnementaux correspondants. Les sorties de ce modèle sont des températures résultantes de zone proches, qui intègrent la température de l'air et celles des parois. L'évaluation précise du confort thermique nécessite un modèle plus détaillé mais dont la mise en œuvre est plus complexe. Pour limiter le temps de calcul correspondant, il est proposé de limiter l'analyse du confort à une seule pièce et à quelques journées types par an (hiver, été, mi-saison). Le modèle détaillé pourra permettre d'améliorer le modèle simplifié, par exemple en adaptant une consigne de climatisation selon l'approche du confort adaptatif.

L'étude du confort thermique a été réalisée dans l'environnement numérique de TRNSYS et a porté sur le logement de référence à faibles besoins énergétiques équipé du système de ventilation développé par ALDES et représentatif, autant que faire se peut, de ce type de logements. L'objectif de cette partie est de présenter le comportement énergétique de ce bâtiment, selon différentes hypothèses climatiques, constructives, de chauffage et de ventilation. Les résultats obtenus en termes d'évolution de températures et de besoins énergétiques sont présentés afin de caractériser le comportement thermique de ce type d'habitation, indispensable à l'évaluation du confort.

5.1.1 Présentation du logement passif de référence

Le bâtiment étudié a été construit en 2007 à Formerie (Oise) par la société LES AIRELLES. Ce bâtiment regroupe deux logements sous la forme de deux maisons mitoyennes. Chacun de ces logements représente une surface habitable de 132 m² et comporte, au rez-de-chaussée, une entrée, un bureau, un séjour, une cuisine et un garage, et à l'étage, trois chambres, une salle de bain et un salon. Sa géométrie et sa structure sont décrites en détail dans [Thiers 2008]. L'orientation du bâtiment, la surface des vitrages, les protections solaires, la forte isolation mise en œuvre, la forte étanchéité à l'air ainsi que la gestion de la ventilation ont permis d'en faire le premier bâtiment à recevoir le label *Passivhaus* en France [Passivhaus 2009]. Ce bâtiment est donc très performant.

5.1.2 Modélisation du bâtiment et du système de ventilation

Le bâtiment a été modélisé dans TRNSYS. La mitoyenneté est prise en compte mais par souci de simplicité seul le logement majoritairement orienté à l'est est étudié. Lors du début de cette étape, le bâtiment était entièrement représenté dans l'environnement COMFIE, nous avons donc repris toutes les hypothèses pour les intégrer dans l'environnement TRNSYS. Puis les résultats obtenus par les deux logiciels ont été comparés. Ces résultats étant très proche, par la suite pour l'étude du confort nous n'avons travaillé que dans l'environnement numérique TRNSYS.

Chaque pièce est représentée sous la forme d'une zone thermique. Ceci permet non seulement de dissocier les zones où l'on souffle de l'air et de celles où l'on en extrait, mais également de réguler chaque zone chauffée indépendamment l'une de l'autre (caractéristique du système Ubio[®] développé par ALDES

dans le cadre de ce projet). Concernant la limitation des apports solaires, seuls les masques dus à la géométrie du bâtiment sont pris en considération. Les protections solaires ne sont pas considérées pour les simulations du comportement hivernal. Le facteur solaire des vitrages est pris égal à 0,45.

Ce système Ubio[®] est dimensionné pour alimenter des bouches de soufflage de 20 m³/h en air neuf avec la possibilité de surventiler par recyclage avec un débit de 20 ou 40 m³/h. Même si le recyclage permet d'augmenter la puissance de chauffage, les débits de ventilation hygiéniques doivent être déterminés en fonction des possibilités du système sans recyclage. Les débits de ventilation retenus après concertation avec ALDES sont les suivants :

Zones	Séj.	Réser	Salon	SdB	Cuis	Bur	Ch3	Ch2	Ch1
Débit de soufflage (m ³ /h)	2 x 20	-	20	-	-	20	20	20	20
Débit d'extraction (m ³ /h)	-	15	-	80	45	-	-	-	-
Cons. de chauffage (°C)	19	-	19	-	-	19	19	19	19
Volume de la pièce (m ³)	100,4	22,8	50,5	26	34,6	30,2	33	52,9	59,5
Renouvl. horaire (vol/h)	0,4	0,66	0,38	2,98	1,3	0,66	0,6	0,38	0,4

Tableau 5.1 Débits de ventilation hygiéniques retenus

Le garage et l'entrée ne sont pas ventilés. En tenant compte de telles hypothèses, les débits de ventilation sont limités à 140 m³/h (0,31 vol/h). L'air est soufflé dans les zones chauffées. Les zones où l'air est extrait sont chauffées indirectement par ventilation interne : nous n'appliquons donc pas de consigne de chauffage dans ces zones-là. Du point de vue pratique, deux caissons de répartitions Ubio[®] pourront être mis en œuvre dans chaque logement, à raison d'un par étage. Le rez-de-chaussée disposerait d'un système Ubio[®] 3 (2 batteries d'eau chaude pour le séjour, 1 pour le bureau) alors que le 1^{er} étage disposerait d'un système Ubio[®] 5 dont une des batteries serait mise hors service (1 batterie par chambre et 1 dans le salon). Chaque zone où l'air est soufflé disposerait d'une sonde de température permettant une régulation indépendante.

Le schéma de principe de ventilation est le suivant (Figure 5.1) (les possibilités de recyclage ne sont pas représentées) :

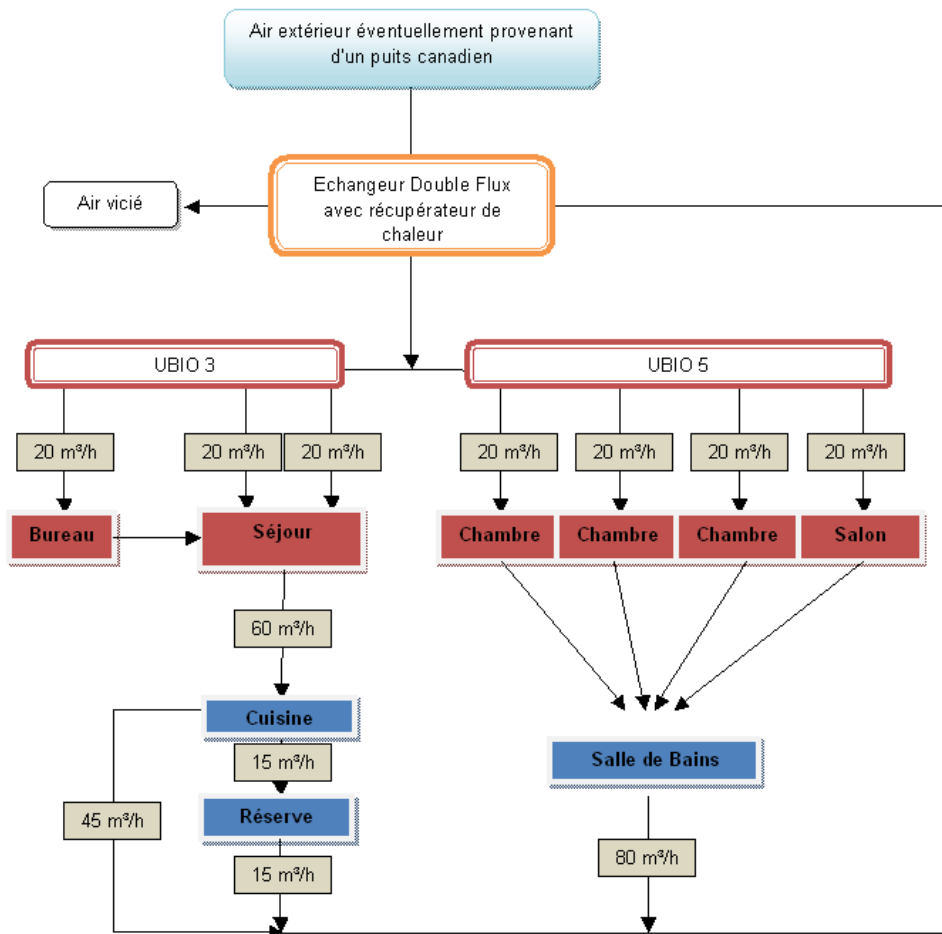


Figure 5.1 Schéma de principe de la ventilation

Les premières simulations ont réalisées en suivant les hypothèses présentées à la section précédente. Aucun récupérateur sur air vicié ni puits climatique n'a été considéré. C'est le fichier météorologique au format *Météonorm* de la station de Trappes qui a été utilisé.

Les résultats de simulation (Tableau 5.2) montrent que le bâtiment est performant (besoins de chauffage limités à 23 kWh/m²/an). Les besoins de chauffage des pièces en dépression sont quasiment négligeables ce qui traduit le réalisme d'un tel mode de chauffage. Il s'avère que dans la pratique ces pièces ne pourront être chauffées directement par l'air, un appoint indépendant peut cependant être envisageable dans la salle de bains.

	Besoins de chauffage		Puissance maximale
	kWh	kWh/m ²	W
Séjour + Cuisine	840	18	795
Entrée + Bureau + Réserve	651	21	305
Chambre 1 + Salon + Chambre 2	1 630	28	1 135
Chambre 3 + Salle de bains	451	22	287
Total	3 572	23	2 490

Tableau 5.2 Déperditions thermiques après optimisation

La Figure 5.2 représente les monotones de puissance par zone pour le cas simulé.

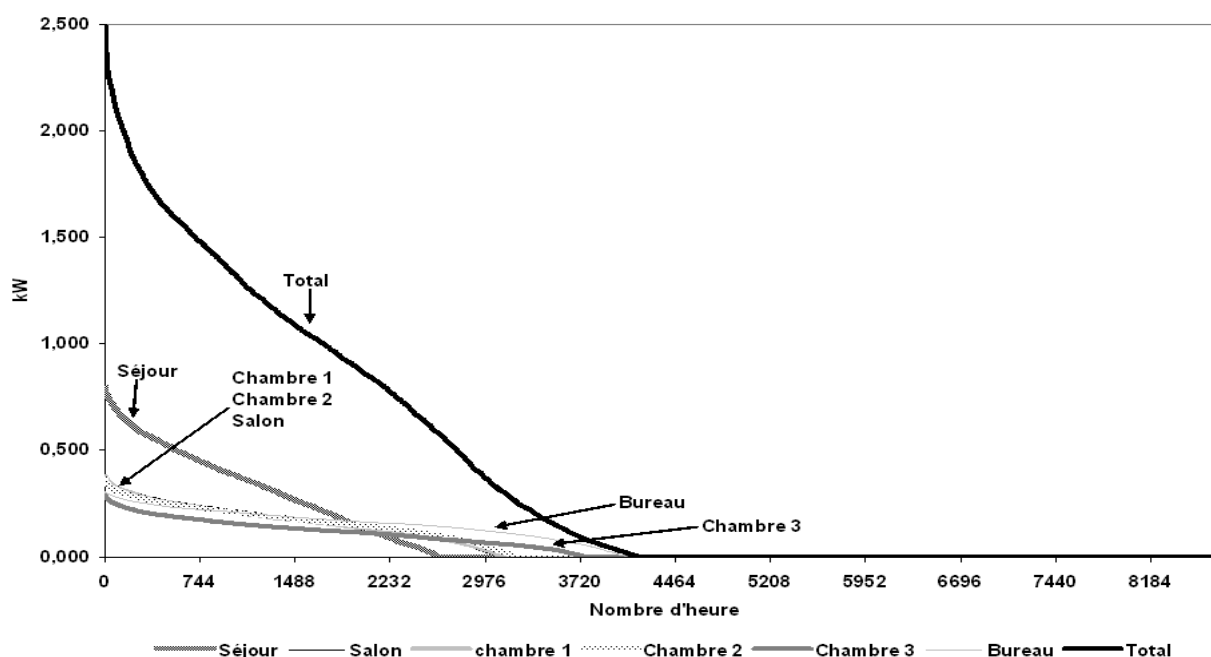


Figure 5.2 Monotones de puissance de chauffage par zone thermique

La période de chauffage s'étale durant environ 4000 h et une puissance supérieure à 1 kW n'est nécessaire que durant 1800 h. On remarque que la puissance maximale appelée pour l'ensemble du logement est de 2,5 kW, ce qui représente environ 15 W/m². Il est important de noter que la monotone du séjour a une évolution différente des autres. On n'observe en effet aucun palier et la période de chauffage est nettement plus courte que les autres. Ceci pourrait s'expliquer par l'orientation des baies vitrées ainsi que leurs dimensions : en effet, le séjour est la pièce la plus vitrée (26 % de la surface au sol) et la « mieux » orientée (sud-est et sud-ouest). Le fait qu'elle ait les puissances appelées les plus importantes s'explique par son important volume et sa proportion de surfaces déperditives. Cette forte proportion induit des puissances plus importantes en période froide sans apports solaires mais une utilisation du chauffage plus courte dès que la pièce profite des apports solaires. Les pièces où la période de chauffe est la plus longue sont le bureau et la chambre 3, majoritairement orientées au nord. Les monotones des chambres 1 et 2 et du salon sont quasiment confondues.

La Figure 5.3 présente l'évolution des températures des zones non chauffées. Les températures ne descendent jamais en dessous de 17,5 °C. Ceci ne pose aucun problème pour la réserve et l'entrée qui sont des zones de service, et de passage, mais en ce qui concerne la cuisine et la salle de bains, une telle baisse de température peut s'avérer inconfortable.

Sur cette simulation, on notera, un problème de surchauffe en été puisque les températures dépassent amplement la barre des 27°C et atteignent ponctuellement 35°C. Ceci s'explique par l'absence de protections solaires. On note aussi la forte corrélation entre les évolutions des températures extérieure et intérieures, due notamment au système de ventilation sans récupérateur de chaleur.

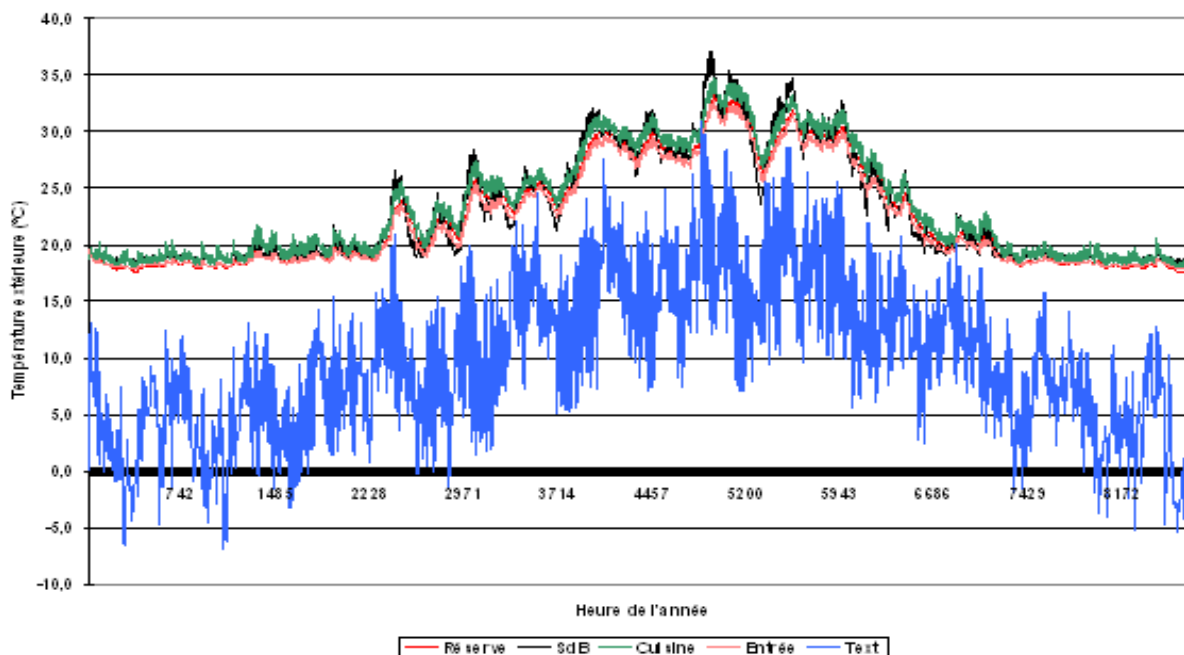


Figure 5.3 Evolution des températures des zones non chauffées

Suite à cette première simulation et aux observations ci-dessus, certaines hypothèses sont corrigées comme suit :

- Mise en place d'un appoint de chauffage dans la salle de bains. On appliquera une consigne de 22 °C de 7 h à 8 h et de 22 h à 23 h. Cet appoint est supposé être de type radiatif.
- Mise en place de protections solaires mobiles en façade sud-est et sud-ouest. Ces stores à lamelles ajourées seront activés selon les consignes suivantes pour prévenir les risques de surchauffe : Rayonnement incident >200 W et/ou $T_{ext} > 16\text{ °C}$ et/ou $T_{int} > 23\text{ °C}$

Le tableau ci-dessous donne le nombre d'heure où la température intérieure dépasse 25,5 °C dans trois tests consécutifs : sans protections solaires (Sans), avec protections sur le logement Est (Avec-Est), puis sur tout le bâtiment (Avec-Bât).

Les protections solaires permettent une réduction de 30 % à 80 % des heures de « surchauffe » selon les zones, comme le présente La chambre 1 est la plus sensible à ce problème, ce qui s'explique par la mitoyenneté avec l'autre logement où ces dispositions ne sont pas prises en considération (idem pour la cuisine).

Protec	Séjour	Réserve	Salon	SdB	Cuisine	Bureau	Entrée	Ch3	Ch2	Ch1
Sans	2576	2455	2639	2603	2866	2158	2299	2354	2561	2620
Avec Est	724	1560	1014	1292	2005	414	573	895	755	1684
Avec Bât	91	2	297	338	142	16	0	319	290	299

Tableau 5.3 Effet des protections solaires. Nombre d'heures annuelles où $T_{int} > 25,5\text{ °C}$

On note que la mitoyenneté joue un rôle considérable sur les température et par extension sur les consommations énergétiques. En effet, les pièces mitoyennes en surchauffe côté Ouest entraînent des températures élevées dans le logement Est. En appliquant des protections solaires sur tout le bâtiment la durée des surchauffes est réduite. Il est donc décisif d'appliquer toutes les dispositions aux deux appartements pour pouvoir évaluer leur impact, même si les résultats sur un seul appartement sont analysés. La plateforme belge des maisons passives¹⁵ recommande que la température intérieure ne dépasse pas 25°C plus de 10 % du temps. Cet objectif est largement atteint par l'utilisation de protections

¹⁵

Site internet : <http://www.passiefhuisplatform.be/>

solaires efficaces. La Figure 5.4 donne un aperçu des températures annuelles avec ou sans protections solaires sur les baies vitrées des 2 logements (ici, la cuisine) :

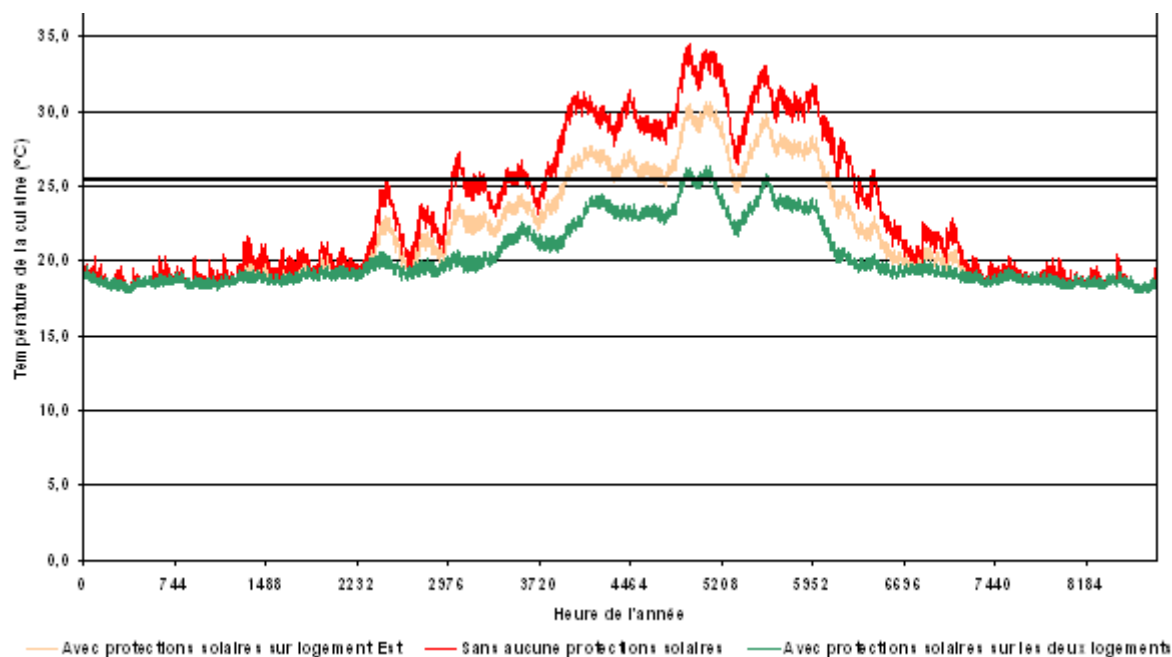


Figure 5.4 Evolution des températures d'air dans la cuisine suivant différents scénarii de protections solaires

5.1.3 Etudes paramétriques

5.1.3.1 Impact de la ventilation double-flux et du puits climatique

L'intérêt du récupérateur de chaleur est de valoriser la chaleur contenue dans l'air vicié et ainsi de diminuer les déperditions par renouvellement d'air. Le modèle utilisé est caractérisé comme suit :

- Efficacité de l'échangeur constante prise égale à 70 %
- By-pass dès que $T_{ext} > 16 \text{ °C}$ ou $T_{airvicié} > 23 \text{ °C}$

Le puits climatique, présente le double avantage de diminuer les déperditions par renouvellement d'air par un préchauffage de l'air neuf et de limiter les risques de surchauffe par un rafraîchissement naturel.

Les débits circulant dans ces équipements sont ceux décrits dans le Tableau 5.1. Le Tableau 5.4 présente les besoins de chauffage résultants de l'utilisation et/ou du couplage de ces différents systèmes. Le puits climatique a un impact négligeable sur les consommations de chauffage (-7 %), en raison des faibles débits de ventilation mis en œuvre

Besoins de chauffage	Ventilation simple flux	Ventil. double-flux avec récupérateur	Puits climatique	Récup. et puits climatique
kWh	4 982	2 763	4 633	2 656
kWh/m ²	32	18	30	17
Gain	référence	44,5 %	7 %	46,6 %

Tableau 5.4 Besoins de chauffage selon les différents modes de ventilation

La mise en place d'une ventilation double-flux avec récupérateur de chaleur permet d'approcher le niveau du standard « passif ». Par rapport à une ventilation simple-flux, le gain est de 45 % sur les besoins de chauffage et de 33 % sur la puissance appelée (réduite de 2,75 kW à 1,83 kW). Le gain engendré par le puits climatique n'est que de 2 %. Ceci montre que la mise en place d'une ventilation double-flux avec récupération de chaleur est indispensable pour atteindre un niveau de performance sur le chauffage équivalent à celui d'un bâtiment passif.

5.1.3.2 Impact de l'inertie du bâtiment

Cette partie vise à juger du rôle de l'inertie, d'une part sur les consommations de chauffage lorsque la consigne de ce dernier est intermittente ou non, et d'autre part sur les puissances maximales à mettre en œuvre pour la remise en température du logement.

L'idée est de proposer deux types de parois ayant la même épaisseur et la même résistance thermique mais procurant une inertie différente. Le travail de thèse de Sambou [Sambou 2008] sur l'optimisation des parois de bâtiments montre que la variable sensible permettant d'identifier l'inertie thermique d'une paroi est la capacité thermique intérieure définie suivant la norme NF EN ISO 13786¹⁶. Nous proposons donc les compositions suivantes :

	Inertie légère		Inertie lourde	
Murs extérieurs (de l'intérieur vers l'extérieur)	2,5 cm	Fermacell®	17,5 cm	béton lourd
	37,9 cm	isolant	23,5 cm	plaque polystyrène expansé
	1,0 cm	bois lourd		
Toiture (de l'intérieur vers l'extérieur)	1,3 cm	Fermacell®	21,6 cm	béton lourd
	40,0 cm	cellulose	19,7 cm	polyuréthane faible densité
	1,0 cm	bois lourd		

Tableau 5.5 Parois extérieures mises en œuvre suivant l'inertie du bâtiment

Les capacités thermiques des parois lourdes sont les suivantes :

- Pour les murs extérieurs, on obtient une capacité intérieure de $292,9 \text{ kJ.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, soit une augmentation de 440 % par rapport à la paroi initiale ;
- Pour la toiture, la capacité intérieure est de $98,9 \text{ kJ.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, soit une augmentation de 225 % par rapport à la paroi initiale.

La Figure 5.5 représente la puissance appelée durant 4 jours d'hiver. On remarque que les appels de puissance sont accrus de 8 % lorsque le bâtiment est plus inerte. Par ailleurs, les besoins énergétiques de chauffage ne sont pas significativement réduits par l'inertie.

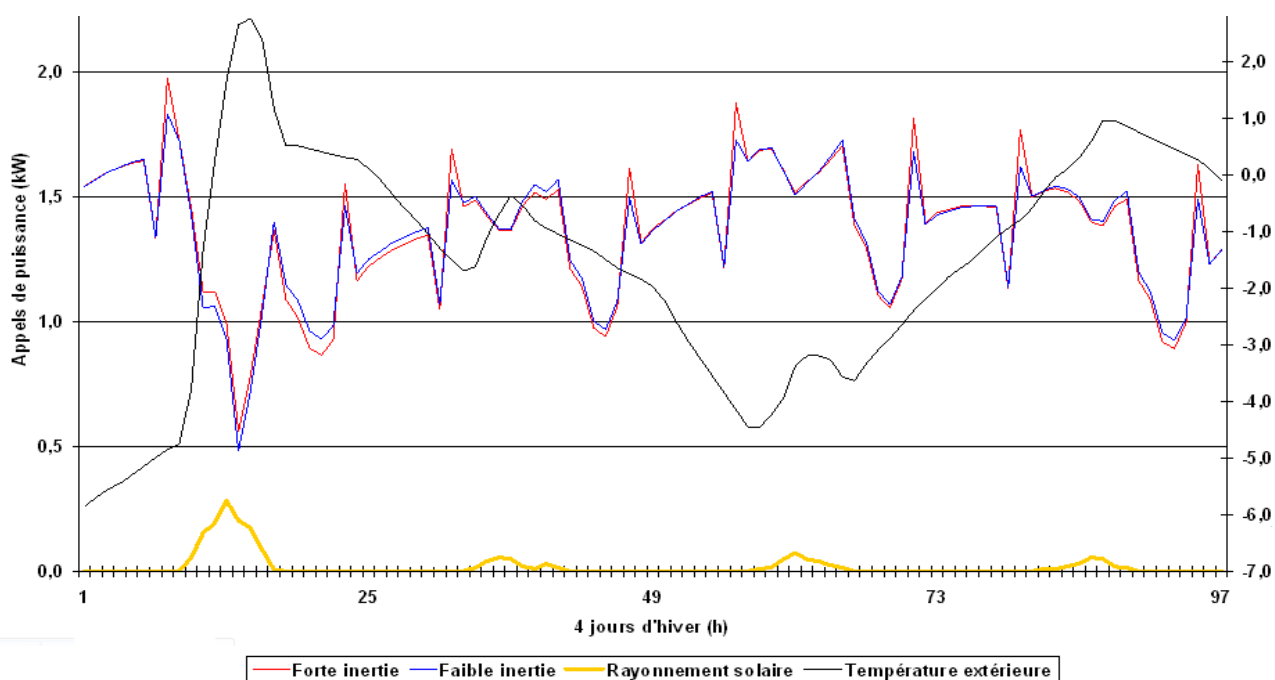


Figure 5.5 Appels de puissance et températures extérieures

On peut noter que l'écart entre les puissances appelées est plutôt faible et qu'il est difficile d'apprécier une nette différence sur la moyenne. Après un apport solaire notable, la puissance appelée avec forte inertie est plus faible, ce qui s'explique par la restitution de la chaleur solaire stockée dans la masse

¹⁶ NF EN ISO 13786, janvier 2000 : *performance thermique des composants de bâtiment, caractéristiques thermiques dynamiques, méthodes de calcul.*

thermique du bâtiment. Par contre, la remise en température est plus longue car il faut plus d'énergie pour accroître la température des parois.

Connaissant les débits de ventilation et la puissance thermique appelée à chaque instant, il est possible de calculer la température d'air de ventilation chauffé par le système Ubio®. La Figure 5.6 représente les températures de soufflage dans le salon durant 5 jours où ces dernières sont les plus importantes de l'année. Ici, la possibilité de recyclage de l'air n'est pas exploitée.

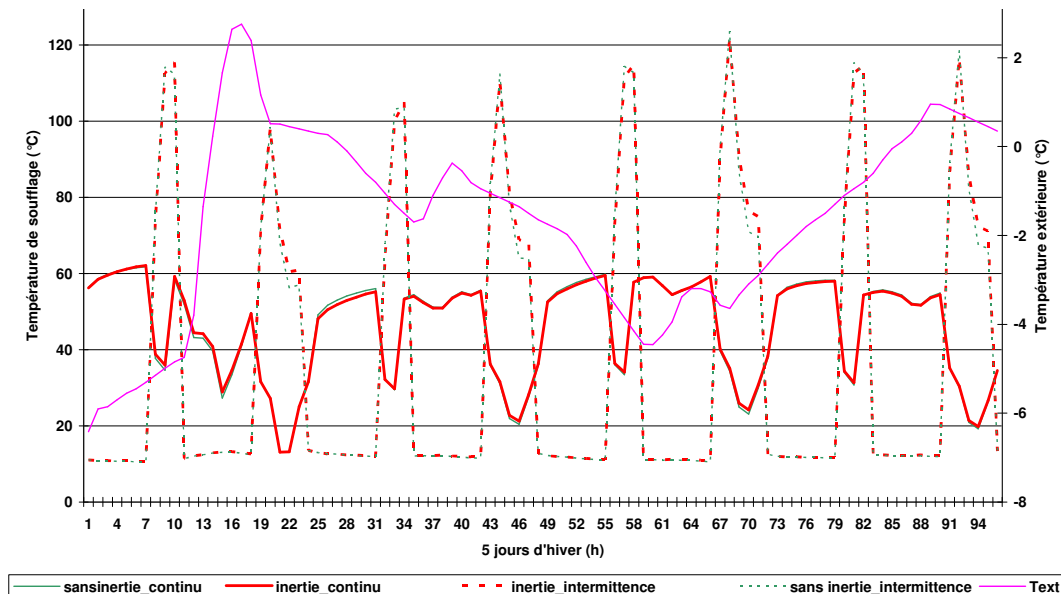


Figure 5.6 Impact de l'inertie et de l'intermittence sur les températures de soufflage

On remarque que l'inertie n'influe pas notablement sur la température de soufflage. L'intermittence accroît la température de soufflage qui peut atteindre 120 °C, soit bien au-delà des valeurs admissibles. En conséquence, la gestion de l'intermittence doit nécessairement être traitée par une augmentation du débit par le biais du recyclage de l'air.

5.1.3.3 Influence de l'intermittence de la consigne de chauffage

La consigne de chauffage est fixée comme suit :

17 h - 22 h	22 h - 6 h	6 h - 9 h	9 h - 17 h
19 °C	15 °C	19 °C	15 °C

Ce scénario donne sensiblement les mêmes résultats pour les deux classes d'inertie. Cependant l'inertie reste avantageuse en termes de puissance appelée dans la mesure où la diminution de la consigne de chauffage est appliquée. Dans les deux cas, la réduction de la consigne entraîne une diminution de l'ordre de 8 % des besoins globaux de chauffage contre une nette augmentation des puissances maximales appelées : ces dernières sont près de 3 fois plus importantes et dépassent 5,5 kW, soit 35 W/m². Cette augmentation s'explique par la chute en température du logement lorsque la consigne de chauffage est réduite et se traduit soit par une augmentation de la température de soufflage, soit alors par une augmentation du débit. La réduction de la consigne de chauffage peut s'avérer plus intéressante en mi-saison, lorsque les conditions extérieures sont moins extrêmes et les déperditions thermiques plus faibles. En plein hiver, la réduction de la consigne et le maintien d'un débit hygiénique de ventilation, même en inoccupation, induisent une chute en température du logement trop importante. Une solution serait de limiter les déperditions par renouvellement d'air en arrêtant partiellement voire totalement le système de ventilation mais ceci n'est pas possible du fait que le débit hygiénique minimal doit être assuré. Il semble que ni l'intermittence, ni l'inertie n'influencent notablement les besoins de chauffage.

5.1.3.4 Etudes des températures de surface

Afin d'interpréter les résultats en termes de confort thermique, il est nécessaire de s'intéresser à l'évolution des températures d'air et de surfaces. La Figure 5.7 représente les températures dans le séjour, calculées durant les deux jours les plus critiques de la saison hivernale. La consigne sur la température d'air est atteinte, quel que soit le niveau d'inertie. Cependant, la chute de température est plus rapide et plus prononcée sans inertie : la différence de température entre les deux logements étudiés est de l'ordre de

plusieurs dixièmes de degrés ($\sim 0,5$ °C) et est notable, non seulement pour la température de l'air mais aussi pour la température moyenne de parois. La remise en température des murs est plus difficile, d'autant plus que l'inertie est élevée. On remarque que la différence entre la température de l'air et la température moyenne de rayonnement avec ou sans inertie peut atteindre au maximum 1 °C lorsqu'il y a intermittence, ce qui peut avoir un impact sur le confort thermique.

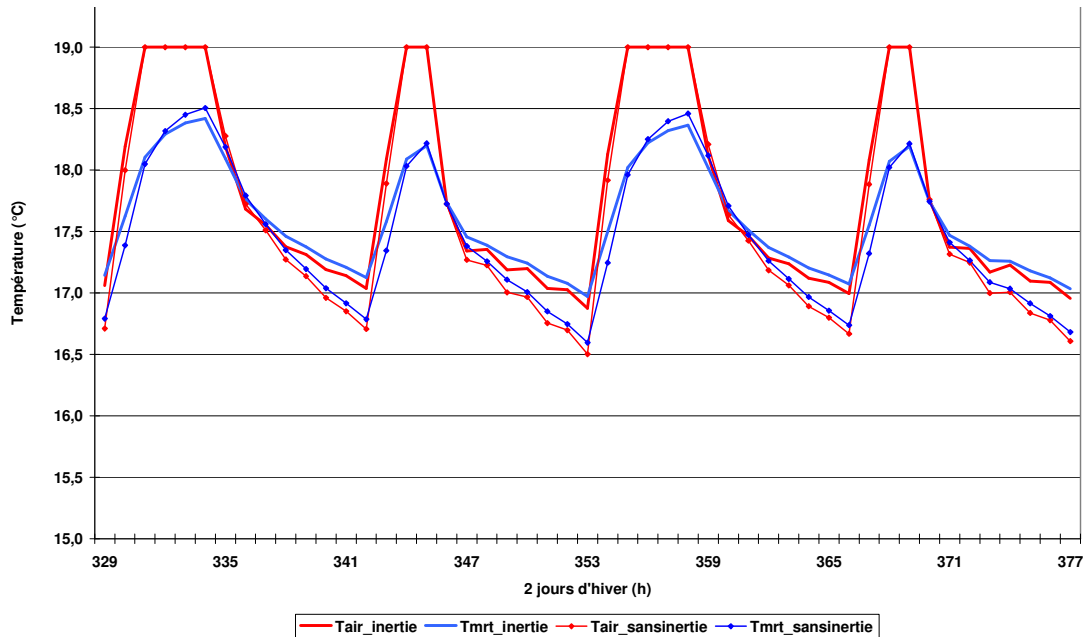


Figure 5.7 Evolution des températures d'air et moyenne des parois durant 2 jours d'hiver

La Figure 5.8 représente l'évolution des températures de surface de deux murs : un mur en contact avec l'extérieur et un avec l'intérieur, il faut noter que tous les murs du bâtiment ont la même constitution. L'amplitude des oscillations est d'autant plus importante que l'inertie est légère. L'inertie joue donc bien son rôle d'amortisseur de température : il est plus difficile de remettre en température des murs lourds, mais leur température chute beaucoup moins vite en l'absence de chauffage. On remarque de plus que la température du mur intérieur est souvent supérieure à celle du mur en contact avec l'extérieur.

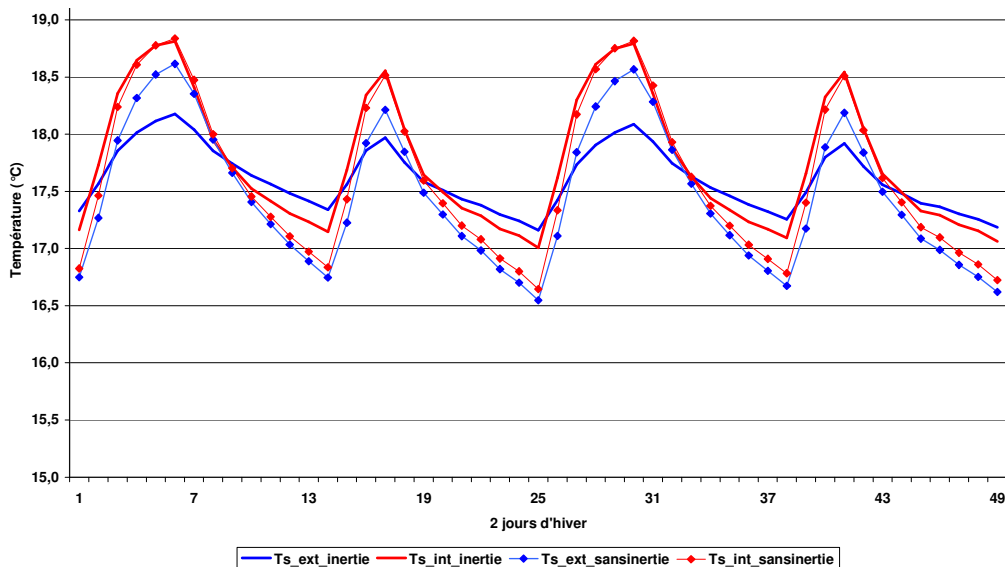


Figure 5.8 Evolution des températures de surface durant 2 jours d'hiver

Ces deux courbes permettent de tirer les conclusions suivantes :

- L'amortissement dû à l'inertie est plus perceptible sur l'évolution des températures des parois. En raison du mode d'émission de la chaleur, la température de l'air, lors de la relance du chauffage, augmente de la même manière, quelle que soit le niveau d'inertie considéré ;

- L'inertie thermique permet de réduire l'amplitude des oscillations de température : les murs se mettent plus difficilement en température mais conservent plus longtemps leur température, ce qui est lié à une effusivité thermique plus importante ;

Remarque : Il faut souligner que ces résultats ne sont que des ordres de grandeur, compte tenu des hypothèses de calcul du logiciel qui considèrent que l'air est parfaitement brassé, donc que le volume de la pièce est isotherme, ce qui n'est généralement pas le cas dans la réalité.

5.1.3.5 Impact du climat et de la conception sur les consommations et les conditions estivales

Cette partie vise à évaluer l'impact des conditions climatiques, à la fois sur les consommations énergétiques et sur l'évolution des températures intérieures durant l'été. Pour ces simulations, la consigne de chauffage est fixée et des protections solaires ont été considérées. Les climats de Trappes, Toulouse et Carpentras sont étudiés ; les fichiers de données *Meteonorm* utilisés ici sont reproduits en annexe.

Conso. annuelles	Trappes	Toulouse	Carpentras
kWh	2 763	1 777	1 767
kWh/m ²	17,6	11,3	11,25

Tableau 5.6 Consommations énergétiques annuelles du bâtiment initial

L'impact sur les consommations énergétiques est considérable car le même logement consomme 36% moins d'énergie à Toulouse et Carpentras qu'à Trappes. Le niveau du standard passif est largement atteint.

En ce qui concerne les conditions d'été, cette conception passive n'est pas adaptée aux climats du sud de la France ce qui induit une forte surchauffe (Tableau 5.7). Il semble indispensable de mettre en œuvre des moyens permettant le rafraîchissement de l'habitation du sud de la France. Ces moyens peuvent être la surventilation nocturne/diurne couplée à une inertie lourde ou la mise en place d'un puits climatique.

	Séjour	Réserve	Salon	SdB	Cuisine	Bureau	Entrée	Ch. 3	Ch. 2	Ch. 1
Trappes	91	2	297	338	142	16	0	319	290	299
Toulouse	1416	1343	1529	1669	1581	1122	1250	1635	1509	1524
Carpentras	1871	1870	1906	2012	1986	1728	1780	1982	1870	1914

Tableau 5.7 Nombre d'heures où T_{int} > 25°C sans inertie

L'impact de différents paramètres a été étudié pour le climat de Carpentras. Dans un premier temps, le « confort d'été » a été évalué comme un nombre d'heure où la température intérieure dépasse 25 °C (standard passif). Par la suite, l'objectif est de définir des méthodes plus rigoureuses d'évaluation du confort (notamment par un modèle de thermorégulation physiologique et une approche adaptative).

Les paramètres que l'on fait varier sont les suivant :

- L'inertie thermique du bâtiment (faible inertie (Fai-in) ou forte inertie (For-in))
- La ventilation naturelle nocturne (*free cooling*) se fait indépendamment de la ventilation hygiénique et est régulée comme suit : 22 h- 6 h, si $T_{ext} < T_{int}$ et $T_{int} > 22,5$, tant que $T_{int} > 18,5$
- Les débits de surventilation (Surv. Noct) sont de 40 m³/h par bouche de soufflage (on suppose que les bouches de recyclage le permettent) en plus des débits de ventilation hygiénique. Les zones non ventilées (entrée, réserve, cuisine et salle de bains) ne sont pas surventilées.
- Le puits climatique (P.C.) : Il est directement connecté au système de ventilation hygiénique. Il ne fonctionne qu'à débit d'air neuf.

Dans la mesure où l'inertie n'est pas couplée à un dispositif de décharge thermique (surventilation, par exemple), elle ne s'avère pas spécialement intéressante en ce qui concerne la réduction de la température de l'air. Le puits climatique semble plus performant que la surventilation, d'autant plus que l'inertie est lourde. Le couplage des deux techniques permettrait d'obtenir des évolutions de température estivale tout à fait supportables. Cependant, le puits climatique permettant de plus la réduction des besoins de chauffage semble être une alternative tout à fait intéressante. En cas de canicule, il s'avère en outre plus performant que la surventilation nocturne (du moins avec les hypothèses de débit prises en considération) étant donné que la température extérieure est tellement élevée qu'elle ne peut rafraîchir le bâtiment.

La Figure 5.10 nous permet de visualiser l'impact du free-cooling, du puits climatique et de l'inertie thermique sur les conditions thermiques d'été. Il est clair que ces dispositions sont indispensables au maintien du confort d'été particulièrement en climat chaud.

	séjour	réser	salon	SdB	cuisine	bureau	entrée	ch3	ch2	ch1
Faible inertie	1871	1870	1906	2012	1986	1728	1780	1982	1870	1914
Forte inertie	1830	1779	2092	2139	1981	1642	1689	2123	2083	2097
Faible inertie free cooling	755	674	1156	1370	965	541	594	1166	1086	1124
Forte inertie free cooling	675	620	1085	1387	923	421	484	1190	982	1128
Faible inertie puits climatique	641	627	1022	1277	922	439	537	1084	964	1018
Forte inertie puits climatique	528	560	920	1368	813	235	379	987	819	892
Fai-in & P.C survent. noct.	106	147	400	535	315	15	22	413	327	377
For-in & P.C survent noct	34	0	153	303	144	0	0	154	89	133

Tableau 5.8 Nombre d'heures où la température intérieure dépasse 25 °C à Carpentras

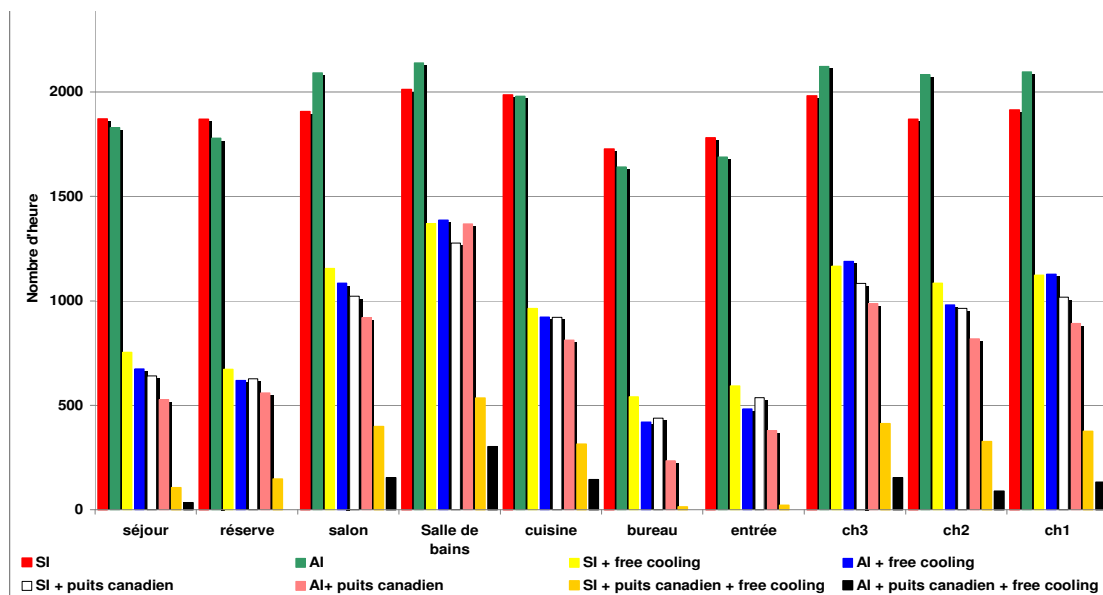


Figure 5.9 Nombre d'heures où Tint > 25 °C

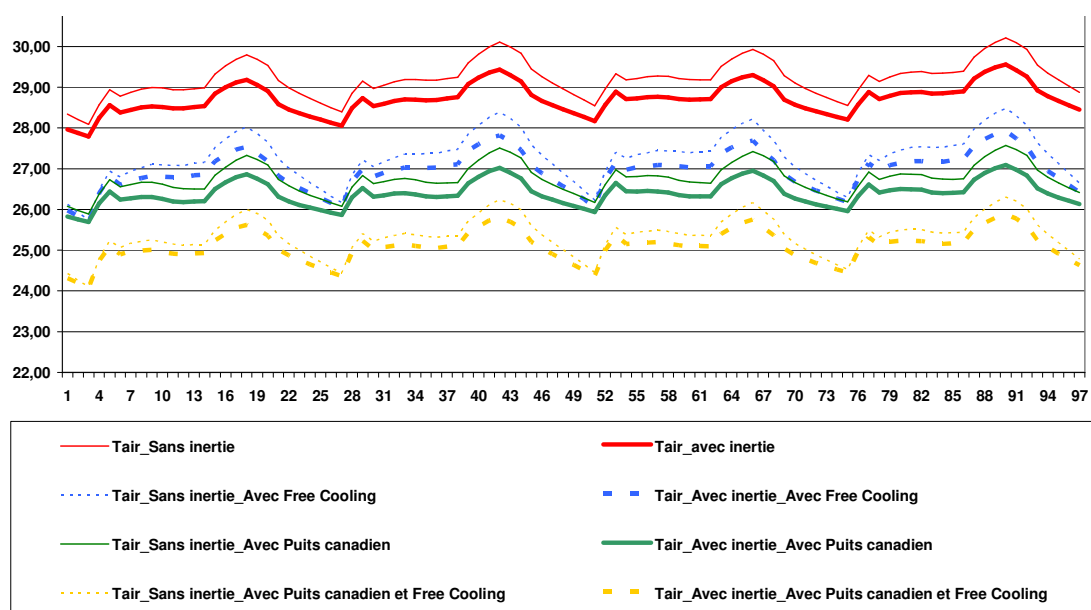


Figure 5.10 Impact de l'inertie, du free cooling et du puits climatique sur les températures d'air

5.1.4 Conclusion

Cette partie a permis d'analyser le comportement énergétique du logement passif afin d'anticiper les problèmes auxquels il est confronté. Il en ressort que :

- Il est nécessaire de disposer d'un appoint de chauffage dans les zones en dépression et uniquement chauffées indirectement par ventilation interne.
- La mitoyenneté entre les deux logements a une influence notable sur le comportement dynamique du logement étudié.
- L'intermittence du système de régulation du chauffage entraîne des appels de puissance importants qu'il est indispensable de limiter par un recyclage de l'air ou une utilisation à bon escient (en mi-saison par exemple).
- Une forte inertie ne s'avère pas toujours efficace pour limiter les besoins de chauffage. Les appels de puissance sont augmentés, mais le chauffage aéraulique ne procure pas suffisamment de puissance pour remettre correctement en température la structure.
- En hiver, une plus forte inertie thermique, associée à l'intermittence du chauffage, semble préférable en termes de confort thermique et plus particulièrement sur les variations de températures de parois.
- En été, des parois plus lourdes semblent avantageuses en termes de confort, notamment en ce qui concerne les températures de parois et la limitation du nombre d'heures de surchauffe.
- Des problèmes de surchauffe inhérents aux maisons passives, sans techniques de rafraîchissement, interviennent plus fréquemment dans le sud de la France. Le couplage de stratégies de ventilation : puits climatique + surventilation nocturne, de protections solaires et de forte inertie s'avère cependant efficace et donc indispensable.

5.2 Caractérisation et régulation du chauffage par air

Une parfaite connaissance des conditions thermiques intérieures est indispensable pour pouvoir interpréter une ambiance en terme de perception de l'être humain. Les données climatiques indispensables sont les suivantes :

- La température de l'air, qui peut dépendre de la position de l'individu dans la pièce. La diffusion du jet d'air dans l'ambiance est donc à caractériser.
- La vitesse de l'air, qui dépend aussi de la position de l'individu dans la pièce. Cette dernière est essentiellement dépendante de la diffusion du jet d'air dans l'ambiance.
- L'humidité relative de l'air, que l'on supposera uniforme dans l'espace étudié.
- La température moyenne de rayonnement qui dépend des températures de parois.

Dans un bâtiment traditionnel, peu isolé, les températures des surfaces peuvent être hétérogènes, ce qui peut entraîner de fortes variations spatiales de la température équivalente de rayonnement. Dans le cas étudié ici, on suppose que le bâtiment est suffisamment isolé pour qu'il n'y ait pas de paroi nettement plus froide que les autres. On suppose alors que la température moyenne de rayonnement est uniforme dans le local et que le calcul effectué par TRNSYS est suffisamment précis.

Par contre, pour étudier les effets du système de chauffage par air pulsé, un outil spécifique doit être utilisé pour évaluer les profils de vitesse et de température de l'air en tout point de la pièce. Un logiciel de CFD aurait été l'idéal, cependant le temps de calcul qu'il induit et l'impossibilité actuelle de le coupler avec les logiciels de simulation dynamique du bâtiment ne nous le permettaient pas. C'est la raison pour laquelle un module spécifique a été créé afin pour obtenir un profil simplifié du jet d'air (chaud ou froid) dans l'ambiance.

5.2.1 Diffusion du jet d'air dans l'ambiance

5.2.1.1 Type de jet

La thèse de S. Guernouti sur le développement d'une « *Méthode d'analyse du comportement thermo-aéraulique des bâtiments pour la construction de modèles zonaux adaptatifs* » [Guernouti 2008] a servi de base à la rédaction d'une routine sur la caractérisation du jet d'air du système de chauffage aéraulique. Toutes les équations décrites dans ce paragraphe en sont issues.

Après discussion avec Damien Labaume (ALDES), il a été décidé de n'étudier que les jets pariétaux plans horizontaux. Ils correspondent à des bouches rectangulaires généralement positionnées en haut d'un mur et diffusant l'air le long du plafond jusqu'à atteindre le mur opposé et continuant son écoulement le long de celui-ci.



Lorsqu'un jet d'air est diffusé parallèlement à une surface, l'effet Coandă agit sur la veine d'air en la faisant adhérer à cette surface. Le jet adhérent dans un premier temps au plafond et dans un deuxième temps au mur opposé permet de limiter les vitesses et températures dans la zone d'occupation.

Les profils de vitesse et de température sont déterminés à partir des conditions initiales de soufflage, plus particulièrement des dimensions des bouches et de la pièce, des débits et des températures de soufflage et de la température d'air moyenne de la pièce.

5.2.1.2 Propagation des jets d'air dans l'ambiance

Les lois de profils de vitesse et de température proposées pour ce type d'écoulement sont déterminées à partir des lois d'écoulements libres plans horizontaux. Seuls les coefficients de décroissance sont adaptés. La décroissance de la vitesse et de la température de l'air est calculée le long de l'axe du jet par des expressions empiriques, obtenues après simulations et expérimentations. On suppose par la suite que ces profils sont de type gaussien en dehors de cet axe. L'écart de température maximal entre le jet et l'ambiance le long de l'axe est donné par la relation suivante :

$$\Delta T_m(x) = \Delta T_0 \cdot K_T \cdot \sqrt{\frac{h_0}{x}} \quad (63)$$

ΔT_m : Écart maximal entre l'ambiance et le jet au point de coordonnées x et y=0.

ΔT_0 : Écart entre la température de soufflage et l'ambiance.

K_T : Constante de décroissance de la température et est égale à 2.79 pour ce jet.

h_0 : Épaisseur de la fente de soufflage et

x : Distance depuis la bouche le long de l'axe horizontal orienté dans la direction du flux d'air.

On peut alors déterminer l'écart de température entre le point de coordonnées (x ; 0) et (x ; y) :

$$\Delta T(x, y) = \Delta T_m(x) \cdot \exp\left[-\ln 2 \cdot \left(\frac{y}{C_T \cdot x}\right)^2\right] \quad (64)$$

C_T : Constante est dans ce cas prise égale à 0,095

En ce qui concerne le profil de vitesse, les relations sont tout à fait semblables et on peut noter :

$$U_m(x) = U_0 \cdot K_v \cdot \sqrt{\frac{h_0}{x}} \quad (65)$$

K_v : Écart maximal entre l'ambiance et le jet au point de coordonnées x et y=0.

$U_m(x)$: Vitesse de l'air à la distance x de la bouche de soufflage et pour y=0

U_0 : Vitesse de soufflage à la sortie de la bouche.

On supposera un profil gaussien de cette vitesse en dehors de l'axe, d'après la relation suivante :

$$U(x, y) = U_m(x) \cdot \exp\left[-\ln 2 \cdot \left(\frac{y}{C_U \cdot x}\right)^2\right] \quad (66)$$

C_U : Constante égale à 0,074

Remarque : quelques limites doivent être imposées :

- Pour de petites valeurs de x , les calculs de l'écart de température entre le jet et l'ambiance, et de la vitesse sur l'axe donnent des valeurs peu réalistes. En effet, la température calculée peut alors être supérieure à la température de soufflage en mode chauffage et il en est de même pour la vitesse. Les résultats de calcul doivent donc être bornés.
- Pour les résultats de calcul en dehors de l'axe, certaines restrictions sont à apporter. On détermine ainsi une épaisseur de jet fonction de la distance à la bouche dans laquelle les vitesses et les températures sont supposées égales à celles dans l'axe du soufflage. Une fois cette épaisseur dépassée, le profil gaussien prend le relais. L'épaisseur du jet est donnée par la relation :

$$b_u(x, y) = 2,36 \cdot C_u \cdot x$$

Une routine MATLAB[®] permet alors de tracer pas à pas les profils de vitesse et de température. Les hypothèses prises en compte pour tracer les figures (Figure 5.11 et Figure 5.12) sont :

- Débit de soufflage pris égal à 20 m³/h ;
- Température de soufflage égale à 35 °C ;
- Surface d'ouverture de la bouche : (0,06 x 0,3) = 0,018 m², soit une vitesse de soufflage initiale égale à 0,309 m/s. La présence de lamelles orientables devant la bouche de soufflage a pour double impact de modifier la direction du jet et de diminuer la surface d'ouverture. On supposera que ces lamelles sont en position ouverte (pas de modification de la direction) et n'induisent qu'une négligeable diminution de la surface ouverte ;
- Température d'air moyenne dans la pièce égale à 19 °C ;
- La pièce a une hauteur de 2,8 m et une longueur de 5,8m. La largeur n'est pas prise en considération, la bouche étant située au milieu de celle-ci. Ces dimensions sont celles d'une des chambres de la maison.

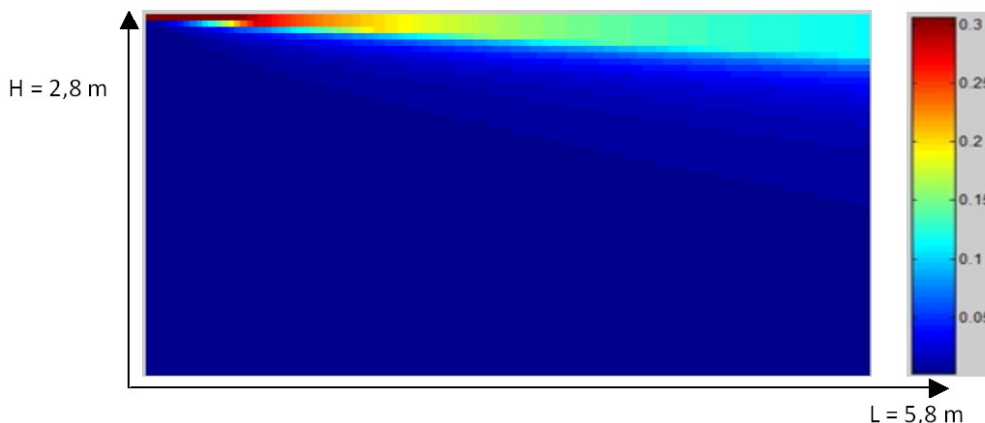


Figure 5.11 Profil de vitesse d'air (m/s) calculé avec le modèle simplifié

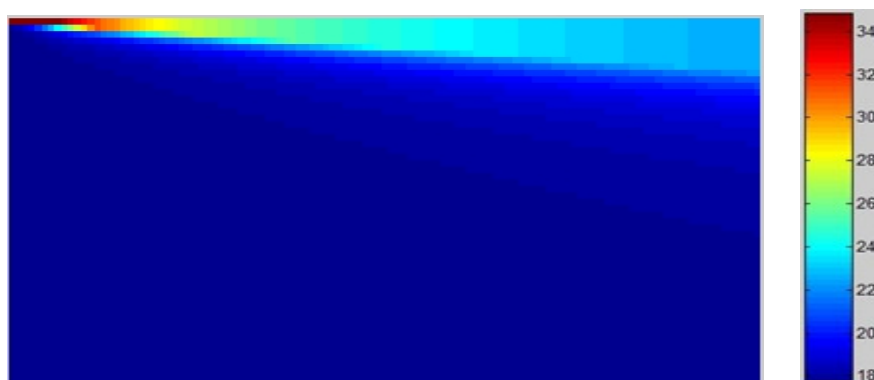


Figure 5.12 Profil de température d'air (°C) calculé avec le modèle simplifié

Figure 5.11, il est à noter que la trajectoire du profil d'air n'est pas déterminée. On remarque que dans la zone d'occupation, les vitesses d'air sont relativement faibles. Figure 5.12, on observe que le jet n'a d'influence que le long de son épaisseur.

Pour obtenir une moyenne de 19 °C dans la pièce, avec une température de soufflage de 35 °C, il est normal d'observer des températures inférieures à 19 °C, ceci se produisant en l'occurrence dans la zone d'occupation.

Les équations régissant les profils de température et de vitesse d'air dans l'ambiance sont indépendantes, c'est-à-dire que la modification de la température de soufflage n'aura un impact que sur le profil de température et la modification de la vitesse de soufflage n'aura un impact que sur le profil de vitesse.

5.2.1.3 Validation du modèle simplifié par comparaison avec Floworks

Afin de juger de la pertinence du modèle simplifié développé sous MATLAB® pour la détermination des profils de vitesse et de température issus du jet d'air, ALDES a effectué des simulations à l'aide du logiciel de CFD, Floworks, auquel nos résultats ont été confrontés. Pour les mêmes hypothèses que précédemment, les profils obtenus sont représentés : Figure 5.13 et Figure 5.14.



Figure 5.13 Profils des vitesses d'air (m/s), simulation Floworks



Figure 5.14 Profils des températures d'air (°C), simulation Floworks

On note de nettes différences avec les résultats obtenus précédemment. En effet, Figure 5.13, la pénétration du jet d'air est beaucoup plus faible et les vitesses d'air sont négligeables dans la zone d'occupation, mais également en dehors d'une zone proche de la bouche de diffusion. Un recalage semble indispensable même s'il semble vain d'obtenir un profil totalement identique. Par contre, Figure 5.14, on a une légère stratification de l'air qui n'est pas représentée par le modèle simplifié.

Un recalage semble indispensable et s'effectue sur les valeurs des coefficients de décroissance de la vitesse et de la température, K_v et K_t . La simulation Floworks montre clairement que l'impact de la diffusion du jet d'air est négligeable : on se contentera donc de limiter le recalage sur la diffusion du jet dans son axe et au voisinage direct de la bouche de soufflage. Il semble qu'une nette diminution des coefficients de décroissance s'impose. Ces derniers sont réduits d'un facteur 2 et nous obtenons les profils suivants :



Figure 5.15 Profils des vitesses d'air (m/s), calculé avec le modèle simplifié avec réduction de K_t



Figure 5.16 Profils des températures d'air (°C) calculé avec le modèle simplifié avec réduction de K_t

Il est important de noter que la décroissance du jet d'air est plus rapide malgré le fait qu'il semble mieux pénétrer dans l'ambiance que celui simulé avec Floworks. Etant donné le faible impact du jet d'air dans l'ambiance, nous en resterons là quant au calage du code. Une simulation Floworks avec les mêmes hypothèses et un débit de $60 \text{ m}^3/\text{h}$ ne montre pas de nettes différences concernant les profils de vitesse et de température dans la zone d'occupation. Le modèle utilisé dans le cadre de cette étude n'a pas la prétention d'atteindre le niveau de précision des simulations par CFD. Cependant, il permet de prendre en compte ces phénomènes dans la simulation thermique dynamique avec un temps de calcul relativement faible.

Une fois la routine rédigée, elle peut être intégrée dans le logiciel TRNSYS et permet alors de connaître la répartition des vitesses et températures d'air dans la pièce au cours du temps. Les données indispensables à la résolution du problème sont les dimensions et la position de la grille de soufflage, la température et le débit de soufflage et les dimensions de la pièce. La température moyenne d'air est calculée par TRNSYS qui considère un seul nœud de température d'air par zone dans le modèle de bâtiment.

Toutefois, Les résultats obtenus non seulement par les simulations CFD sous Floworks mais également par le code de calcul développé sous Matlab montrent que ce type de jet d'air n'a qu'une influence négligeable sur les vitesses et températures d'air dans la zone d'occupation, entre 0 et 1,8 m du sol : le bon dimensionnement et un choix judicieux des équipements (grilles de diffusion par exemple) est la garantie d'une telle hypothèse.

5.2.2 Régulation des conditions de soufflage

Les données nécessaires au fonctionnement de la routine destinée à la détermination des profils de vitesse et de température dans la pièce sont calculées par le logiciel TRNSYS. La température de soufflage est déterminée à partir du système de régulation conçu par ALDES qui est modélisé. À partir des expérimentations qui ont été réalisées sur les batteries de chauffage du système Ubio[®], des lois de puissance et de températures de soufflage empiriques ont été déterminées en fonction de la température de l'eau circulant dans les batteries.

La régulation envisagée est une régulation tout ou rien, supposée être la plus aisée à mettre en œuvre. Le faible gain engendré par une régulation proportionnelle ou proportionnelle-intégrale ne justifie pas leur mise en œuvre. La température de l'eau est définie par une *loi d'eau*, fonction de la température extérieure.

La vitesse de soufflage est directement liée aux dimensions de la bouche au débit de soufflage. Le système de ventilation donne la possibilité d'augmenter le débit de ventilation par un recyclage de l'air intérieur. L'air recyclé est un mélange d'air des pièces dites « propres », à savoir, les chambres, le séjour et le salon. Il est en aucun cas envisageable de recycler de l'air provenant de la cuisine ou de la salle de bains. Un débit minimal de 20 m³/h d'air neuf est maintenu. Lorsque la puissance demandée est trop importante et induit des températures de soufflage trop élevées, un débit d'air recyclé allant de 20 à 40 m³/h est déclenché selon le principe « Tout ou rien » décrit dans l'annexe 6.

Une telle solution peut s'avérer efficace lors de l'intermittence du chauffage (dans la mesure où les déperditions thermiques sont faibles, c'est-à-dire principalement en mi-saison). À ce moment-là, les températures de soufflage sont trop élevées et doivent être limitées. Les simulations effectuées montrent que le recyclage de l'air ne permet en aucun cas une diminution de la puissance de chauffage nécessaire : ce recyclage ne permet qu'une limitation du risque d'inconfort.

Le risque d'inconfort lié à ce mode de chauffage est évalué par l'Université Catholique de Louvain (Belgique), qui préconise de ne pas dépasser un écart de plus de 1,5 °C entre la température d'air chaud pulsé dans la zone d'occupation et l'air ambiant.

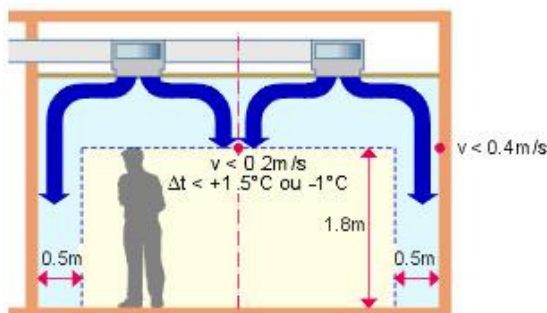


Figure 5.17 Zone d'occupation

Le schéma ci-contre indique d'une part, la délimitation d'une zone d'occupation, et d'autre part, les écarts de température et de vitesse à respecter entre la zone d'occupation et la moyenne dans le volume considéré. La détermination de la zone d'occupation permet de se préoccuper des deux cas extrêmes :

- température et vitesse maximum
- température minimale.

Les températures et vitesse de l'air dans la zone d'occupation doivent être vérifiées afin de respecter ces recommandations. Il est à noter que le système de ventilation représenté n'a rien à voir avec celui modélisé dans notre étude.

5.3 Evaluation de la qualité de l'ambiance

À partir de l'état de l'art présenté au § 2.4, cette partie répertorie les indicateurs et outils utilisés dans le cadre de cette étude et adaptés au cas d'une maison passive typique, chauffée par air.

5.3.1 Les indices de 'confort'

Les indices sont calculés à partir des données climatiques de l'ambiance (températures, humidité, vitesse d'air, etc.), des échanges thermiques entre l'homme et l'environnement, mais ne prennent en aucun cas compte des mécanismes physiologiques de thermorégulation.

Le PMV (Predicted Mean Vote) et le PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) sont internationalement reconnus et font partie des normes françaises et internationales (norme ISO 7730). Leur utilisation semble de fait incontournable. Ils permettent de traduire l'écart par rapport à la thermoneutralité du du corps humain en termes d'indices facilement exploitables. Ils ont été établis statistiquement à partir d'études expérimentales sur 1300 sujets en chambre climatique. La principale limite réside dans le fait qu'ils ont été déterminés en conditions homogènes et stationnaires, représentant des conditions théoriques rarement rencontrées dans le bâtiment.

Le PMV est un indice variant de -3 (très froid) à 3 (très chaud) qui permet de déterminer si un individu placé dans une certaine ambiance aura une astreinte thermique positive, négative ou nulle : pour un PMV négatif, on suppose qu'une majorité des individus auront froid et inversement pour un PMV positif. Pour un PMV nul, où le bilan thermique du corps humain nul sans mise en œuvre de mécanismes de thermorégulation, on suppose que le confort est possible. Le PPD découle directement du PMV et détermine un pourcentage prévisible d'insatisfaits à l'ambiance thermique. Des valeurs de PMV comprises entre -0.5 et 0.5 induisent un pourcentage d'insatisfait inférieur à 10 %, ce qui est tout à fait acceptable.

En conditions hétérogènes, c'est-à-dire dans la majorité des cas, d'autres indices sont plus pertinents et permettent d'interpréter l'inconfort local. Dans notre cas, les vitesses d'air liées à la distribution de la chaleur peuvent créer un inconfort que l'on peut prédire avec l'indice PD, *Pourcentage D'insatisfaits*, lié à la présence d'un courant d'air.

5.3.2 Modèle de thermorégulation humaine

La thermorégulation regroupe les réactions mise en œuvre par l'homme afin de maintenir un bilan thermique le plus proche possible de la neutralité. Elle permet de maintenir une température interne de 37 °C. La thermorégulation est un mécanisme vital permettant d'éviter, ou de retarder en conditions extrêmes, des risque d'hypothermie ou d'hyperthermie. La thermorégulation peut-être :

- **Physiologique** : elle est inconsciente et est effectuée naturellement par le corps humain en fonction de son bilan thermique, lui-même influencé par le climat environnant;
- **Comportementale** : elle est consciente et se traduit par une modification des facteurs influençant le confort thermique (tenue vestimentaire, consignes des systèmes énergétiques...).

Pour illustrer cette théorie, on peut dire que si un individu est situé dans une ambiance chaude et humide, son corps va engendrer inconsciemment une thermorégulation physiologique. Celle-ci se traduit par le mécanisme de vasodilatation et de sudation. Si ce mécanisme est inconfortable (mouillure cutanée trop importante) ou insuffisant (trop humide pour évaporer correctement l'excès de sueur et donc de chaleur), l'individu va trouver cette situation inconfortable et réagir consciemment en modifiant sa tenue vestimentaire ou en ouvrant les fenêtres. La régulation comportementale représente les fondements de la théorie de démarche adaptative.

Dans cette étude les deux phénomènes de thermorégulation sont pris en compte, tout d'abord par une modèle de thermo-physiologie, puis pas la mise en place d'un modèle simplifié de régulation comportementale.

5.3.3 Le modèle de thermo-physiologie à deux nœuds

Les modèles de thermophysiology sont basés sur des équations de transfert de masse et de chaleur au sein du corps humain. Ils permettent de déterminer en régime transitoire les données physiologiques qui nous sont nécessaires pour pouvoir ensuite déterminer la perception thermique à l'origine de certains comportements. Bien que le laboratoire PHASE possède plusieurs modèles de thermo-physiologie complets [Thellier1999, Endravadan 2004], nous avons opté pour un modèle simple à 2 nœuds, car il nécessite un nombre d'entrées plus faible et, dans un premier temps, il semble suffisant pour aborder cette étude.

Le modèle à 2 nœuds, basé sur celui de Gagge, a été développé et affiné au sein du laboratoire. Il a été utilisé et adapté dans le cadre de cette étude pour modéliser le comportement physiologique de l'individu en régime transitoire.

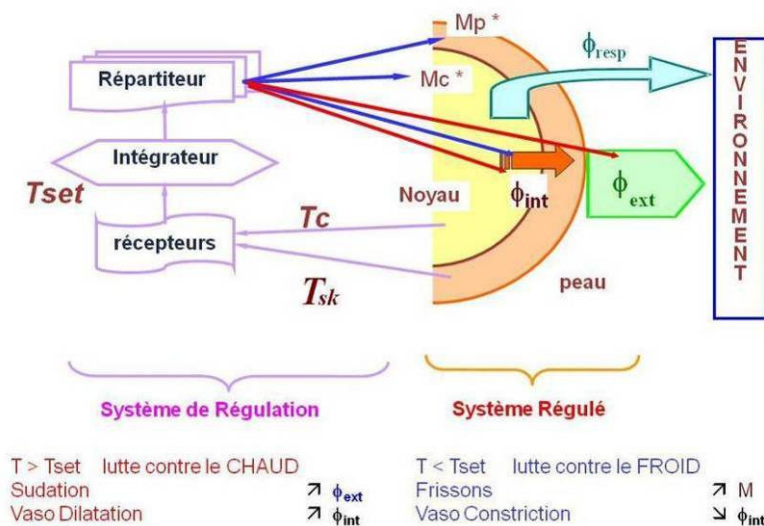


Figure 5.18 Schématisation complète du modèle à 2 nœuds

Ce modèle numérique permet de représenter le comportement thermique du corps humain face à des contraintes climatiques en régime instationnaire. Le corps humain est modélisé comme deux compartiments concentriques représentant le centre du corps et sa périphérie. Ces compartiments sont isothermes et les transferts de chaleur entre ces 2 nœuds sont de types conductifs (par les tissus) et convectifs (via la circulation du sang) entre le noyau et la périphérie. Ce modèle peut être schématisé comme sur la Figure 5.18. Les réactions de thermorégulation physiologique se traduisent par une

modification du débit sanguin du centre vers la périphérie, la sudation ou encore le frisson. La prise en compte de ces mécanismes permet de déterminer des indicateurs physiologiques tels que la mouillure cutanée ou la température de peau. Ces derniers sont déterminants quant à l'interprétation et au calcul des indices d'évaluation de jugements thermo-sensoriels.

Ce modèle numérique, codé en Fortran, est un module du logiciel TRNSYS. Il est basé sur la méthodologie suivante :

- Détermination des températures cutanées et centrales en fonction des données climatiques de l'environnement (T_{air} , T_{mrt} , V_{air} , HR) et de l'activité et de la tenue vestimentaire de l'individu.
- Détermination des signaux d'erreur cutané, central et moyen en fonction de valeurs de consigne (TSET) de température de peau ($T_{ts} = 33,7^{\circ}\text{C}$), centrale ($T_{tcr} = 36,8^{\circ}\text{C}$) et moyenne ($T_{tbn} = 36,5^{\circ}\text{C}$). Si les températures cutanées, centrales ou moyennes sont supérieures à ces valeurs, un signal d'erreur « chaud » est envoyé sinon c'est un signal d'erreur « froid ». Trois signaux sont ainsi évalués positivement comme la différence de température entre la valeur limite et la valeur effectivement calculée.
- Si le signal calculé est suffisamment important, il permet de déterminer les facteurs de dilatation et de constriction des vaisseaux sanguins, afin de déterminer le débit de circulation sanguine. Le corps humain est plus sensible aux variations froides que chaudes.
- La nouvelle valeur du débit sanguin amène à recalculer le facteur de pondération α permettant d'évaluer la température moyenne corporelle (T_{bm}), $T_{bm} = \alpha \times T_{sk} + (1-\alpha) \times T_{cr}$. Ce facteur α est fonction du débit sanguin et intervient dans les transferts de chaleur du centre du corps vers la peau. Si l'individu a froid, la vasoconstriction démarre et fait chuter le débit sanguin, augmentant ainsi le facteur α . Cette augmentation se traduit par une température corporelle moyenne plus proche de la température cutanée et donc plus froide (dans ces conditions).
- Les frissons sont déterminés en fonction du signal de froid et provoquent une augmentation du métabolisme.

Le bilan thermique de chaque couche permet le calcul de l'évolution des températures cutanée, corporelle moyenne et de la mouillure cutanée, directement liée aux phénomènes de sudation et qui traduit le pourcentage de surface de peau mouillée par rapport à la surface totale cutanée. Ces calculs s'effectuent sur un pas de temps de l'ordre de la minute et permettent par la suite de déterminer plus précisément les différents transferts de masse et de chaleur entre l'individu, ses vêtements et son environnement.

En ce qui concerne les échanges avec l'environnement, diverses hypothèses sont posées. Toutes ses hypothèses correspondent aux divers aspects présentés dans le § 2.4.2.

- **Métabolisme** : étant donné que l'on étudie un logement, le métabolisme sera compris entre 1 et 2 met, ce qui correspond à des activités assez faibles.
- **Vêtement** : dans le modèle, la représentation des vêtements est simplifiée. Les valeurs d'isolation vestimentaire utilisées sont données en Clo, ce qui correspond à des données facilement disponibles dans la littérature. Mais cette représentation suppose que les vêtements sont opaques au rayonnement et qu'il n'y a pas de ventilation sous vestimentaire.
- **Convection** : seul le module de la vitesse d'air est pris en compte. Le calcul du coefficient de transfert convectif prend en compte les convections mixte et naturelle. Les mouvements du sujet ne sont pas pris en compte dans la vitesse d'air relative.
- **Conduction** : les échanges conductifs entre le corps et un solide ne sont pas pris en compte, car on considère que les surfaces en contact sont faibles.
- **Rayonnement infrarouge** : l'expression simplifiée faisant intervenir la température moyenne de rayonnement est utilisée en l'absence de données plus précises sur les températures de surfaces et sur les données géométriques du local.
- **Rayonnement solaire** : il est supposé que le sujet n'est pas exposé au soleil.
- **Les inconforts locaux** : Ils **ne peuvent pas être déterminés** étant donné que le modèle physiologique utilisé ne comporte que deux nœuds, que l'air est supposé parfaitement brassé et que les températures de surfaces ne sont pas connues avec une précision suffisante. Les divers inconforts identifiés et inventoriés dans les recommandations sont : le gradient vertical de température d'air, l'asymétrie de rayonnement et l'inconfort local d'origine physiologique. Seul le risque d'inconfort lié aux courants d'air, évalué par l'indice DR (Draught Risk), permet de calculer le Pourcentage d'insatisfaits (PD) lié à la présence de courants d'air. Le taux de turbulence n'étant pas connu, il est fixé à une valeur standard, couramment admise.

$$PD = (34 - T_{air}) (V_{air} - 0,05)^{0,62} (0,37 V_{air} Tu + 3,14) \quad (67)$$

PD	: Pourcentage D'Insatisfaits	[%]
V _{air}	: Vitesse d'air	[m/s]
T _{air}	: Température d'air	[°C]
Tu	: Taux de turbulence	[%]

À partir de ces données thermophysiques issues du modèle, une multitude d'indicateurs peuvent être déterminés. Les plus pertinents sont les indices de sensation issus du travail de recherche effectué par Galéou sur les sensations thermiques locales [Galéou 1990]. À partir des données climatiques locales et des variables physiologiques, il est possible de prévoir les sensations globales et locales. Dans le cadre de notre étude, nous en utiliserons trois : un indice de sensation cutanée, un indice de sensation corporelle et un indice de sensation lié à la mouillure. Les sensations sont données sur l'échelle ASHRAE

Pour illustrer cette notion, reportons-nous aux évolutions suivantes qui correspondent aux sensations obtenues pour un individu au repos normalement vêtu en fonction des résultats issus du modèle numérique de régulation thermophysique (température cutanée, corporelle et mouillure cutanée). Une valeur de 0 est idéale. Il est important de noter qu'un indice de sensation thermique différent de 0 implique un danger car traduit un échec de la thermorégulation comportementale. Pour une activité et une vêtue données, les intervalles de températures et de mouillure sont modifiés.

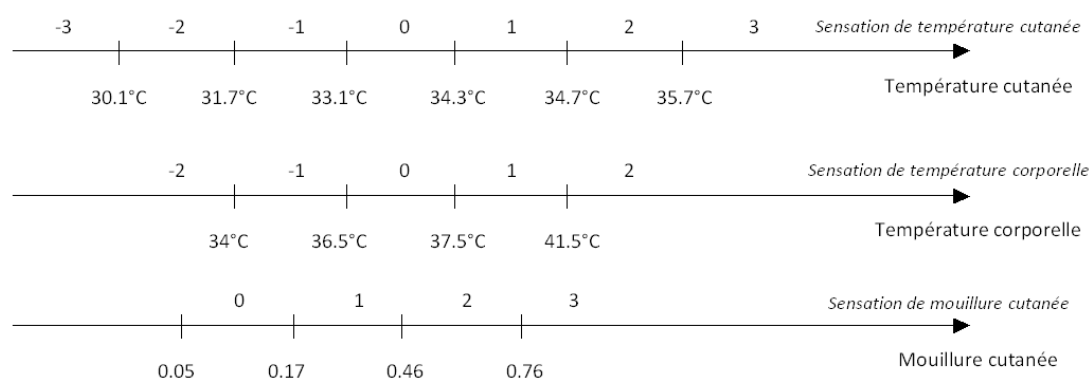


Figure 5.19 Sensations thermiques en fonction des variables physiologiques

Outre ces indicateurs de sensations, il est possible d'en calculer d'autres en fonctions des résultats de la thermorégulation. En effet, la mouillure cutanée est une donnée forte dans le traitement du confort en ambiance chaude (l'été par exemple, voire même en mi-saison). De cette donnée, peuvent en être tirés d'autres indicateurs, tels que :

Le **rendement évaporatoire** (e) qui dépend uniquement de la mouillure cutanée et illustre l'efficacité avec laquelle la chaleur est évacuée du corps. Le rendement évaporatoire est une fonction exponentielle décroissante de la mouillure cutanée : $e = 1 - 0,42 \cdot \exp(-6 \cdot (1 - w))$

- Le **débit sudoral** (DS) dépend du bilan thermique général et du rendement évaporatoire (e) selon la relation suivante : $DS = E_{sw} / (0,68 \cdot e)$ Selon des études faites par des physiologistes, le confort n'est plus possible si $DS > 70$ g/h.
- **L'indice d'inconfort, DISC** ($DISC_{comfort}$) permet de classer la sensation liée aux valeurs de mouillure cutanée et de débit sudoral sur une échelle allant de 1 à 4, donnée ci-dessous

$$DISC = 3,9338 \cdot w + 0,0158 \cdot DS - 0,3348 \quad (68)$$

DISC = 1	DISC = 2	DISC = 3	DISC = 4
agréable	légèrement désagréable	désagréable	très désagréable

- **Température Effective ET** (*Effective Temperature*). Cette température équivalente correspond à la température d'un environnement à 50 % d'humidité où le corps humain échangerait la même quantité de chaleur qu'avec l'environnement dans lequel il se trouve réellement et aurait la même mouillure cutanée. Il permet ainsi de mieux tenir compte des effets de l'humidité. Le calcul de cette température effective se fait par itération, à partir du moment où les échanges secs et les échanges par évaporation au niveau cutanée sont connus. La méthodologie de calcul est la suivante :

- Détermination des échanges secs (Dry) et latents (E_{sk}) :

$$Dry = chc \cdot (Tsk - Ta) + chr \cdot (Tsk - Tr) \quad (69)$$

$$Esk = 0,06 \cdot lr \cdot chc \cdot (Pssk - Pa) + 0,94 \cdot ha \cdot regsw = hev \cdot pwet \cdot (Pssk - Pa) \quad (70)$$

- On pose alors $hsk = Dry + Esk$, où hsk représente l'échange thermique auquel l'individu est soumis dans les deux environnements ($ET^\circ C, 50\% HR$) et ($T^\circ C ; HR$)

- Le premier pas de l'itération est : $ET = Tsk - \frac{hsk}{cho}$, avec $cho = chc + chr$

- On utilise la méthode d'itération de Newton par le biais de la fonction suivante :

$$erreur(T) = hsk - cho \cdot (Tsk - T) - pwet \cdot hev \cdot \left(Pssk - \frac{Ps(T)}{2} \right) \quad hev = \frac{Esk}{pwet \cdot (Pssk - Pa)}$$

- La deuxième itération nous donne : $ET_1 = ET_0 - \delta \cdot \frac{erreur(ET_0)}{erreur(ET_0 + \delta) - erreur(ET_0)}$

Les itérations se poursuivent tant que l'écart entre deux valeurs successives de ET est supérieur à une valeur prédéterminée de δ (0,001 par exemple)

Les formulations de cette méthodologie sont valables uniquement pour un individu non vêtu. Dans le cas contraire, la température et la pression de vapeur saturante au niveau cutané deviennent la température et la pression de vapeur saturante au niveau des vêtements. Tous les flux sont alors multipliés par le coefficient d'augmentation de surface lié aux vêtements.

- **Température Effective Standard, SET.** Cette température équivalente permet d'évaluer le caractère « confortable » de l'ambiance. Elle est proche de la température effective à la différence qu'elle est calculée en tenant compte d'une tenue vestimentaire standardisée par rapport à l'activité de l'individu. Cette température permet ensuite la détermination d'un indice variant de -4 à 4, comme suit :

SET (°C)	Sensation	L'état physiologique d'une personne sédentaire
>37,5	Extrêmement chaud	Echec de la régulation
34,5 - 37,5	Très chaud, très inacceptable	Sudation profuse
30,0 - 34,5	Chaud, inconfortable, inacceptable	Sudation
25,6 - 30,0	Légèrement chaud, légèrement inacceptable	Sudation légère, vasodilatation
22,2 - 25,6	Confortable et acceptable	Neutralité
17,5 - 22,2	Légèrement froid, légèrement inacceptable	Vasoconstriction
14,5 - 17,5	Froid et inacceptable	Refroidissement ralenti du corps
10,0 - 14,5	Très froid, très inacceptable	Frissons

Tableau 5.9 Échelle de sensation en fonction de SET

5.3.3.1 Validation du modèle de thermophysiology

Afin d'utiliser le modèle de régulation physiologique, nous décidons de confronter ses résultats avec l'outil mis en ligne par R. de Dear de l'université de Sydney dont la réputation dans le domaine n'est plus à faire. Cet outil est basé sur un modèle de corps humain à deux nœuds qui ne permet que le calcul de l'évolution de l'état thermique du corps humain entre un état d'équilibre et des conditions constantes fixes.

Nous nous fixons les hypothèses suivantes :

- Température de l'air : $T_{air} = 19^\circ C$
- Température moyenne de rayonnement : $T_{mrt} = 18,5^\circ C$
- Vitesse de l'air : $v = 0,15$ m/s ;
- Humidité Relative : $HR = 50\%$;
- Résistance thermique des vêtements : $lcl = 0,9$ clo ;
- Métabolisme d'activité : $Act = 58$ W/m².

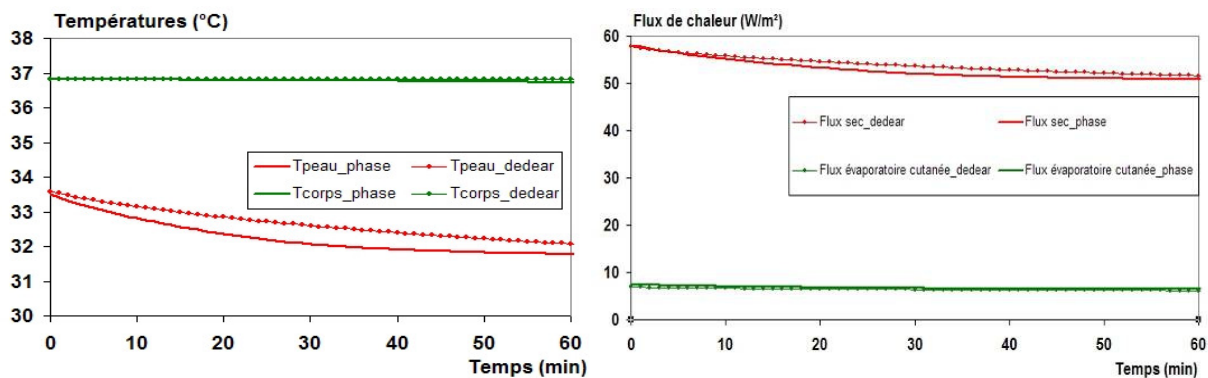


Figure 5.20 Températures cutanées et internes et flux de chaleur cutanés

La comparaison des évolutions des températures cutanées et corporelles, ainsi que celles des échanges thermiques secs et humides (Figure 5.20) montre une bonne corrélation entre les deux modèles. Les différentes évolutions tendent rapidement et de la même manière vers les mêmes valeurs. Il faut noter que même si ces deux modèles sont issus du même modèle à l'origine, des modifications ont été faites par chaque équipe, en particulier la représentation des transferts à travers les vêtements n'est probablement pas la même, et actuellement il n'existe pas de description détaillée du modèle de de Dear.

Les divers indices de sensation qui peuvent être déduits du modèle de physiologie sont donnés sur la Figure 5.21. La température cutanée diminuant, il n'est pas étonnant de constater le passage de l'indice qui y est lié de 0 à -1. L'indice lié au calcul de la température effective standard SET quant à lui est égal à -1 durant toute la simulation. Ceci traduit une ambiance légèrement froide et légèrement inacceptable. Par contre, il est étonnant de constater que le PMV^* augmente alors que le corps semble se refroidir.

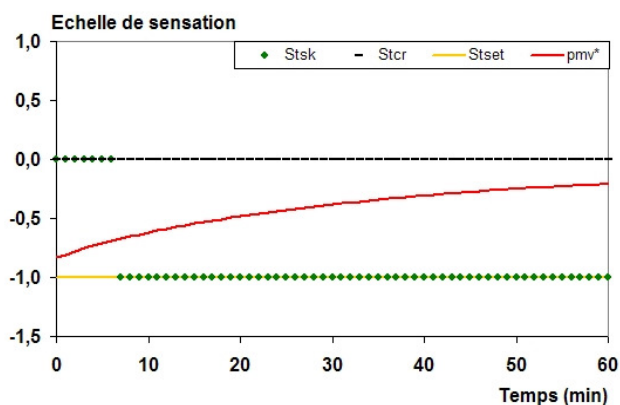


Figure 5.21 Sensations thermiques calculées

5.3.4 Le modèle thermorégulation comportementale

L'approche adaptative permet de prendre en compte le comportement conscient de l'individu afin de maintenir des conditions les plus confortables possibles. La prise en compte de la démarche adaptative dans un modèle numérique s'ajoute à la thermorégulation physiologique, il ne s'agit que de représenter des adaptations comportementales simples. Le modèle de physiologie décrit précédemment donne les informations nécessaires à l'interprétation en termes de sensation thermique : on peut en effet définir des valeurs limites de mouillure cutanée, de température de peau ou corporelle, d'indices de sensations, de PMV , de $DISC$... en deçà (ou au-delà) desquelles le confort n'est plus possible.

Remarque importante : La régulation adaptative comportementale est en général mise en place pour une recherche du « confort » c'est-à-dire avec une composante hédoniste forte. La prise en compte des préférences individuelles, d'enjeux psycho-affectifs, sociaux ou culturels est inenvisageable dans un modèle.

Par conséquent, notre démarche, est basée sur le fait qu'en conditions dites « standard » le « confort thermique » (« j'aime », « c'est confortable ») n'est possible que si le sujet est proche de la thermoneutralité sensorielle (ni chaud ni froid) qui est elle-même liée à la neutralité thermo-physiologique (peu de réaction physiologique). Par conséquent, le modèle de régulation comportementale est basé sur des indices de neutralité thermique et non de « confort ».

Le modèle d'approche adaptative comportementale est mis en place avec deux grands types d'actions : l'adaptation personnelle et l'adaptation technologique. Ces deux actions sont limitées par des contraintes. L'adaptation se traduit numériquement par une augmentation ou une diminution de la résistance thermique des vêtements, une modification de la consigne de chauffage ou de climatisation, de la vitesse d'air, de l'ouverture ou la fermeture des stores...

Bien entendu un ordre doit être établi comme l'illustre l'exemple ci-dessous :

- Évaluation du jugement thermo-sensoriel : si par exemple la température cutanée est trop faible, induisant un indice de sensation cutanée négatif, l'individu a froid.
- L'individu peut alors, par exemple, augmenter sa résistance thermique vestimentaire, jusqu'à ce que des conditions confortables ou une valeur maximum de résistance vestimentaire soient atteintes (trop de vêtements !) ;
- Si cela ne suffit pas, il devra augmenter la consigne de chauffage ou le débit du système de chauffage aéraulique.

Cet exemple est représentatif d'un comportement énergétiquement sobre en période froide : on aurait pu envisager l'augmentation de la consigne de chauffage dès le début mais d'autres solutions « gratuites » doivent être mises en œuvre en priorité.

En 1997, le projet « Smarts Controls and Thermal Comfort » voit le jour afin d'appliquer l'approche adaptative à la régulation des systèmes énergétiques (cf. § 2.4.5.2). L'originalité est de fixer la température de consigne à la température de confort préférée qui dépend des variations de température extérieure. La température de confort T_c est fonction des températures moyennes extérieures avec un poids sur ces dernières d'autant plus important que le temps écoulé respectif est court. L'introduction d'une température moyenne mobile (T_{rm} ; running mean temperature) permet de lisser la série des températures et traduit le changement qui est en train de se produire. Elle représente mieux qu'une moyenne classique la température à laquelle les sujets sont sensibles. Sa formulation est donnée par (10).

Pour simplifier le modèle, l'Algorithme de Commande Adaptative (ACA) a été développé lors du projet SCATs. L'étude réalisée dans 5 pays européens a montré que, à chaque pays correspondait une relation spécifique entre T_c et T_{rm} .

La Figure 5.22 présentant les résultats obtenus pour les 5 pays montre que plus l'individu vit dans un climat chaud, moins il supporte le froid (tenue vestimentaire plus isolante). Il a de plus tendance à mieux adapter sa tenue vestimentaire lorsque les températures extérieures sont élevées.

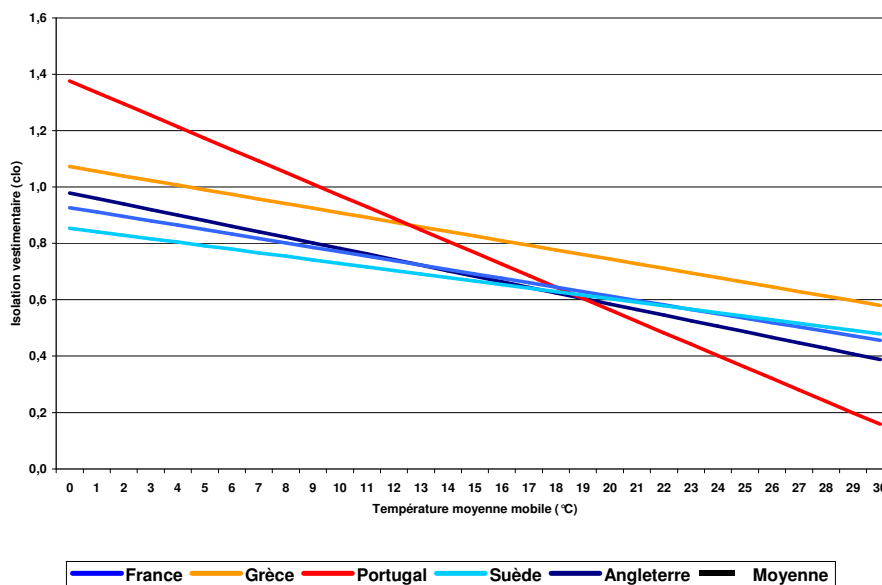


Figure 5.22 Tenue vestimentaire préférée en fonction de la température moyenne mobile. Level 1

Le calcul de la température moyenne courante T_{rm} et température de confort ont été introduites dans TRNSYS et il est possible d'utiliser ces expressions avec les fichiers météorologiques utilisés dans les simulations dynamiques. Ainsi pour la station de Trappes, on obtient les courbes suivantes :

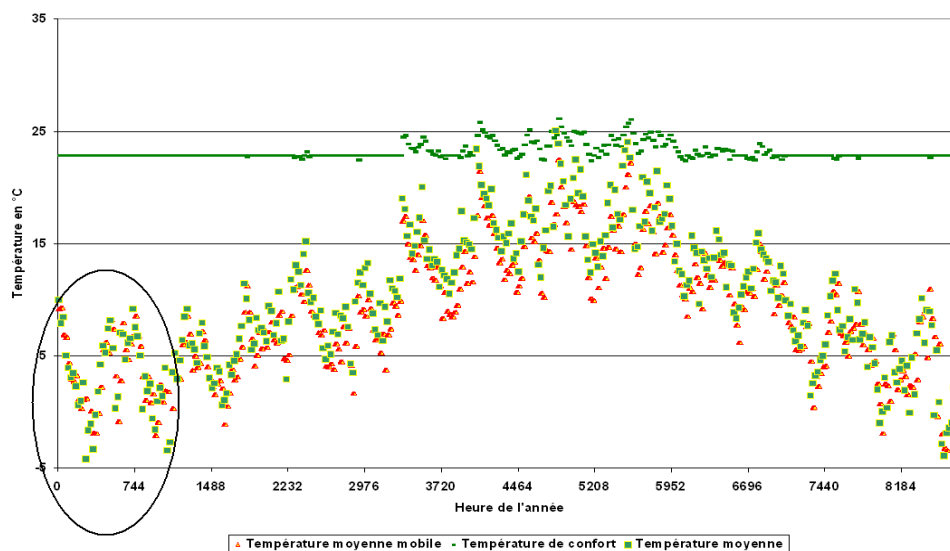


Figure 5.23 Températures utilisées dans l'approche adaptative

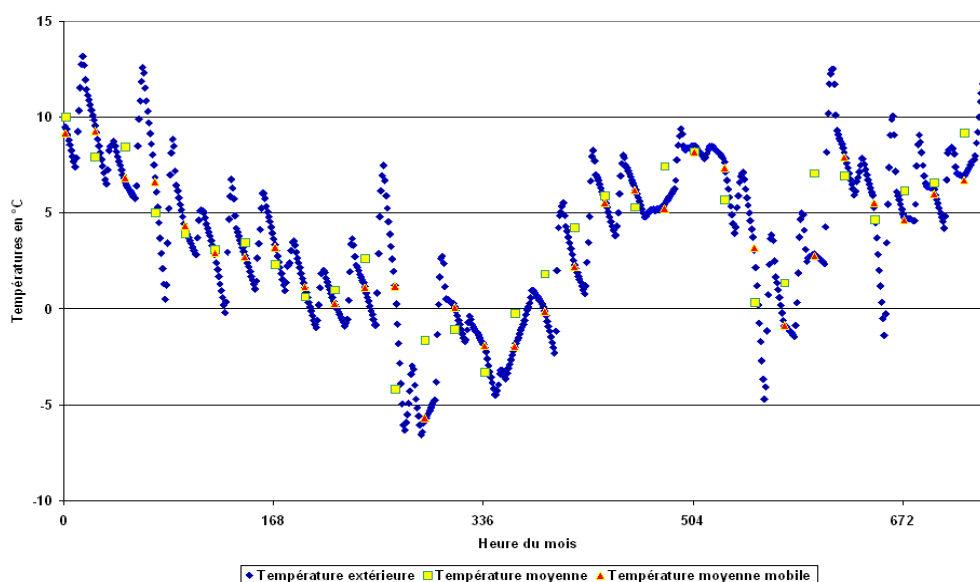


Figure 5.24 Evolution des températures T_{moy} , T_{rm} et T_c pour le mois de janvier

Ces courbes ont été tracées à partir du calcul de la température de confort *moyenne* des 5 pays d'Europe. Il est à noter que pour la France, cette température de confort est sensiblement la même que celle de la moyenne européenne, bien que légèrement inférieure. On note que la température moyenne mobile a la particularité de réduire les écarts à la fois de la température extérieure mais aussi de la température moyenne classique.

En ce qui concerne la température de confort, on remarque qu'en hiver jusqu'en mi-saison, elle est constante et relativement élevée. En effet, elle serait égale à environ 23 °C ce qui induit une importante hausse des consommations énergétiques liées au chauffage par rapport à une consigne plus usuelle de l'ordre de 20 °C.

A priori, si le bâtiment est régulé avec l'ACA développé par le projet SCAT et que l'on suppose que les occupants sont vêtus avec ces hypothèses, alors ces derniers sont supposés être en situation de confort toute l'année. Il est cependant possible d'agir différemment. On peut tout à fait supposer une consigne de température de 19 °C la journée, lorsque la maison est occupée, et 15 °C en dehors de cette période. Le modèle de thermorégulation physiologique nous donnerait alors la sensation thermique de l'occupant et un régulateur comportemental prendrait le relais pour ajuster les vêtements ou la consigne si la sensation ne correspondait pas à la plage de confort définie. La régulation comportementale, intervenant par exemple sur l'ajustement de la tenue vestimentaire, modification du débit de ventilation ou la modification de la consigne, est étudiée dans la section suivante.

5.4 La régulation du bâtiment

Il existe divers moyens de régulation de l'ambiance thermique dans le bâtiment laissant plus ou moins le choix à l'occupant d'agir sur les systèmes énergétiques voire sur lui-même. On différencie ainsi la régulation automatique – celle sur laquelle l'occupant n'a aucune possibilité d'action – de la régulation comportementale – celle où l'occupant peut gérer individuellement son « confort ». Cette partie rassemble l'étude réalisée sur les différents moyens de régulation du confort dans le bâtiment :

- Régulation du récupérateur de chaleur sur air vicié par by-pass
- Régulation du puits climatique par by-pass
- Régulation des débits de ventilation/chauffage
- Régulation de la consigne de chauffage
- Régulation de la surventilation nocturne
- Adaptation comportementale de la tenue vestimentaire

5.4.1 La régulation automatique

La régulation automatique agit sur des systèmes qui ont une influence forte sur les consommations énergétiques et moindre sur la sensation thermique. Cela dit, les systèmes en question doivent laisser suffisamment de liberté à l'occupant et permettre de surcroît une régulation comportementale.

5.4.1.1 La régulation de la consigne de chauffage

Deux possibilités sont considérées :

- **Priorité au confort** : sur la base du projet SCATs, l'algorithme de commande adaptative est utilisé afin de déterminer la température de confort et ainsi la consigne flottante à mettre en œuvre. L'occupant n'a, a priori, pas besoin d'intervenir sur le système étant donné les études réalisées pour le calcul de cette température de confort. Cependant, quelques simulations réalisées montrent que le respect d'une telle consigne peut entraîner l'utilisation du chauffage durant l'été, ce qui ne semble pas du tout pertinent. Une saison de chauffe en dehors de laquelle le chauffage est proscrit doit être établie. Bien évidemment, si les modèles de physiologie utilisés sont en désaccord avec cette température de confort, une régulation comportementale permettra la modification de la consigne (voir § 5.4.2) ;
- **Priorité aux économies d'énergie** : une consigne minimale est fixée (comme condition initiale en quelque sorte, par exemple 19°C), le modèle de thermorégulation comportementale permet ensuite l'ajustement de la température de consigne (voir § 5.4.2).

5.4.1.2 La régulation du récupérateur de chaleur

Cet équipement sert à préchauffer l'air de ventilation. Cependant, en mi-saison et l'été, une telle utilisation s'avère souvent inutile car l'objectif n'est plus de chauffer l'habitation mais plutôt de la rafraîchir. Il est donc indispensable de fixer une régulation sur le by-pass de l'échangeur afin de ne pas surchauffer le logement. On peut envisager les conditions de régulation suivantes :

- Si $T_{int} > T_{Consigne} + 2\text{°C}$
- Si ($T_{ext} > 16\text{°C}$ ou $T_{ext} > T_{air_vicié}$) et $T_{int} > T_{Consigne}$

A priori, l'occupant n'a pas la possibilité d'agir sur ce système. Ceci reste à vérifier par la simulation.

5.4.1.3 La régulation du puits climatique

On suppose que le puits climatique est couplé au système de ventilation double-flux avec récupérateur de chaleur. Leurs fonctionnements sont donc dépendants. La régulation est la suivante :

- Si le récupérateur de chaleur n'est pas by-passé, c'est que nous sommes en période de chauffage. Le puits climatique est by-passé uniquement si $T_{sortiepuits} < T_{ext}$
- Si le récupérateur de chaleur est by-passé, il y a 3 possibilités :
 - o ($T_{int} > T_{Consigne} + 2\text{°C}$ et $T_{ext} < 16\text{°C}$)
il y a surchauffe alors que la température extérieure n'est pas particulièrement élevée. Pour ne pas créer trop d'inconfort, on by-passe le puits si $T_{sortiepuits} < T_{ext}$

- ($T_{int} < T_{Consigne} + 2^{\circ}\text{C}$ et $T_{ext} > 16^{\circ}\text{C}$)
Le logement n'est pas en surchauffe, mais on note une température extérieure modérée voire élevée. L'objectif n'est pas de refroidir le logement : le puits est by-passé si $T_{sortiepuits} < T_{ext}$
- ($T_{int} > T_{Consigne} + 2^{\circ}\text{C}$ et $T_{ext} > 16^{\circ}\text{C}$)
La surchauffe a lieu alors que la température extérieure est modérée voire élevée. L'objectif est réellement de rafraîchir : on ne by-passe le puits climatique que lorsque $T_{sortiepuits} > T_{ext}$.

L'occupant n'a aucun moyen d'action sur la régulation du puits climatique.

5.4.1.4 La régulation des débits de chauffage par air

Les débits d'air de recyclage sont contrôlés automatiquement par une hystérésis, comme décrit au § 5.2.2. A priori, l'occupant n'a pas la possibilité d'agir sur les débits de ventilation, il ne peut modifier que la consigne de chauffage, ce qui est étroitement lié.

Malgré ces précautions, il est indispensable de vérifier les températures et vitesses d'air dans la zone d'occupation. Pour ce faire, la routine rédigée pour les profils de vitesse et température d'air nous est d'une grande utilité. Mais ce sera le régulateur comportemental qui permettra une action (voir § 5.4.2).

5.4.1.5 La régulation de la surventilation

La surventilation permet l'augmentation des débits de ventilation à température plus froide que la température intérieure afin de rafraîchir le logement. Cette température peut être celle du puits climatique ou bien la température extérieure. On suppose que ce « free cooling » se fait par l'intermédiaire du système de ventilation. Cependant, il est tout à fait possible de le réaliser par une simple ouverture des fenêtres.

La régulation est la suivante :

- Si T_{ext} (ou $T_{sortie puits}$) $< T_{int}$ et si $T_{int} > T_{consigne} + 3$, tant que $T_{int} > 18,5$;
- Les débits de surventilation sont 40 m³/h par bouche de soufflage (on suppose que les bouches de recyclage le permettent) en plus des débits de ventilation hygiénique.

Si l'augmentation des débits de ventilation crée un inconfort, l'occupant a la possibilité de les diminuer. On aurait pu envisager une régulation entièrement comportementale, cependant en surventilation nocturne, cette disposition est peu envisageable.

5.4.2 La régulation comportementale

La régulation automatique permet de fixer une base de régulation afin que l'occupant ne soit pas toujours en train de moduler chaque système. Cependant, à partir de là, il lui est possible d'agir sur ces derniers pour optimiser la régulation en terme de qualité de l'ambiance. Cette régulation comportementale permet ainsi de tenir compte de l'action individuelle de l'occupant en fonction de sa sensation thermique.

La régulation comportementale se base sur les résultats issus du modèle de thermophysologie. En effet, à partir des données telles que les températures cutanées ou corporelles, des indices de sensation sont déterminés. Si malgré la régulation automatique, un 'inconfort' apparaît, ce dernier se traduisant par un indice de sensation différent de 0, ou un pourcentage d'insatisfaits lié à un courant d'air trop important, les dispositions adaptées seront prises.

- Si l'individu a froid, la sensation cutanée est négative ($Ssk < 0$). Il va donc réagir :
 - 1) Action en priorité sur la tenue vestimentaire : soit on adopte l'algorithme de commande adaptative, soit on prend une tenue vestimentaire initiale de base (par exemple 1 clo). Si l'individu a froid, il augmente sensiblement la résistance thermique de sa tenue jusqu'à un maximum réaliste et défini, 1.3 clo par exemple.
 - 2) Si malgré cela, la sensation reste négative, l'individu va agir sur les systèmes énergétiques :
Si celui-ci est éteint, il le met en route.
Si celui-ci est en route, il lui reste la possibilité d'augmenter la température consigne jusqu'à un maximum qui pourrait être la température de l'algorithme de commande adaptative.
- Si l'individu a chaud, la sensation cutanée ou bien la sensation de mouillure est positive. Il peut réagir comme suit :
 - Si le chauffage est allumé, il diminue la consigne jusqu'à l'extinction de celui-ci.
 - Si le chauffage est éteint, il a la possibilité de diminuer la résistance thermique de ses vêtements jusqu'à un minimum acceptable, tel que 0.6 clo en hiver, voire 0.2 clo en été.

- S'il a encore chaud, il peut fermer le store de la pièce dans laquelle il se trouve. On suppose en effet, que tous les stores sont initialement ouverts pour profiter de la lumière et des apports solaires. On suppose en outre qu'il n'y a pas de régulation automatique sur les stores pour des raisons de réalisme technologique et financier.
- Si malgré tout cela, il a encore chaud, c'est qu'on est en mi-saison ou l'été, et donc que la ventilation s'effectue, soit à température extérieure, soit à température du puits climatique. Une dernière possibilité est donc l'augmentation des débits de ventilation (ou free-cooling)

5.5 Simulations thermiques dynamiques

Ces simulations ont pour objectif de valider la plate-forme de simulation réalisée et de visualiser l'évolution des paramètres climatiques et les indicateurs de confort issus du modèle de thermorégulation humaine afin d'évaluer leur cohérence. De plus, elles permettront de valider les hypothèses prises concernant la régulation des systèmes énergétiques.

Le bâtiment étudié et entièrement modélisé est celui décrit précédemment, la régulation des systèmes énergétiques est autonome et peut être modifiée facilement. Le modèle simplifié d'écoulement d'air dans une pièce est inclus afin d'évaluer les profils de vitesse et de température qui caractérisent le système de ventilation/chauffage. Enfin, l'habitant est intégré, permettant ainsi d'analyser son impact. En sortie, nous disposons de tous les résultats en termes de consommations énergétiques, d'évolution de températures, de modes de fonctionnement des systèmes et surtout de tous les indices physiologiques et indicateurs de confort sensibles à ce type d'ambiance. La Figure 5.25 représente la plate-forme de simulation réalisée.

Par souci de simplicité de lecture, nous présentons le tableau suivant qui recense les diverses variables qui sont représentées sur les figures de ce chapitre.

Symbole	Unité	Définition	Module de calcul
T_{air}	°C	Température moyenne de l'air de la pièce	Calculé par le Type bâtiment multizone
T_{mrt}	°C	Température moyenne de rayonnement	
HR	%	Pourcentage d'humidité moyen de la pièce	
T_{maille}	°C	Température au point dont les coordonnées sont indiquées plus loin	Calculée par le code Matlab
$T_{soufflage}$	°C	Température de soufflage déterminée par le système de régulation d'ALDES.	Module de régulation
T_{cr}	°C	Température corporelle interne	Calculé par le modèle de thermorégulation physiologique
S_{tcr}	Sans unité	Indicateur de sensation lié à la température interne du corps humain.	
T_{sk}	°C	Température cutanée.	
S_{tsk}	Sans unité	Indicateur de sensation lié à la température cutanée du corps humain.	
S_{set}	Sans unité	Indicateur de sensation lié à la température équivalente standard (SET)	
ET	°C	<i>Effective Temperature.</i>	
SET	°C	<i>Standard Effective Temperature</i>	
pmv	Sans unité	<i>Predicted Mean Vote</i>	
$pmvet$	Sans unité	<i>Predicted Mean Vote</i> en fonction de ET	
$Consigne$	°C	Température de consigne du chauffage	
$Cloreg$	Clo	Résistance thermique vestimentaire	

Tableau 5.10 Récapitulatif des principales notations

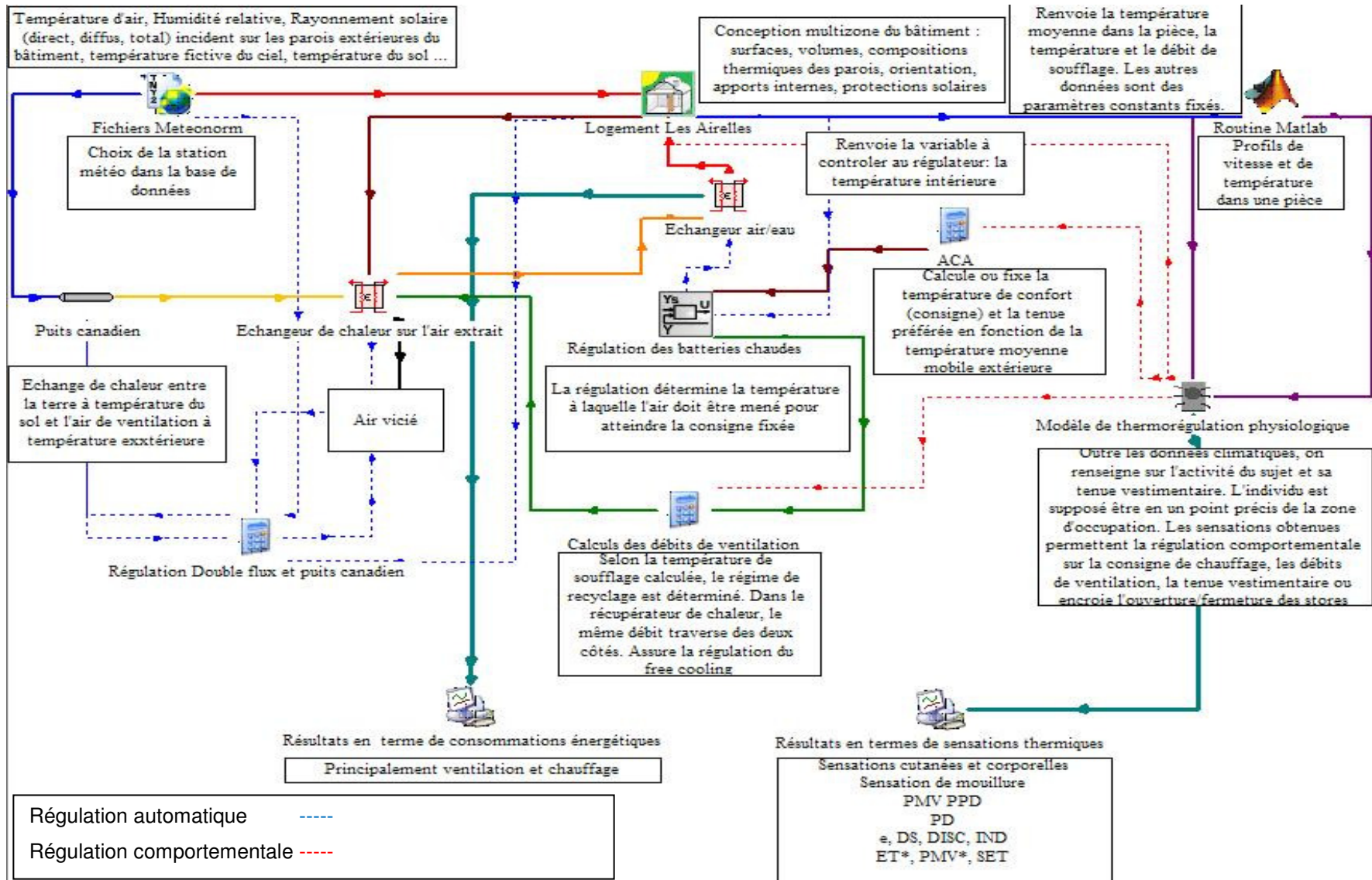


Figure 5.25 Schéma de la plate-forme de simulation thermique dynamique

5.5.1 Résultats de simulation et analyse

Les simulations n'ont été réalisées qu'en période de chauffage. Pour éviter un temps de simulation trop important (le pas de temps est de l'ordre de la minute), la période de simulation s'étale sur quelques jours seulement, durant le mois le plus froid (février). Les données météorologiques correspondant à cette période de simulation sont les suivantes (climat de Trappes) :

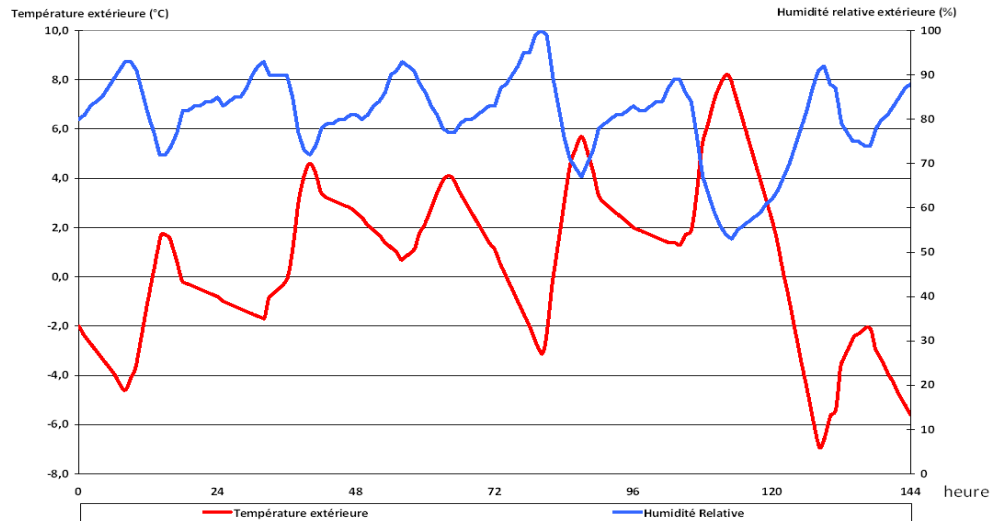


Figure 5.26 Conditions hygrothermiques extérieures

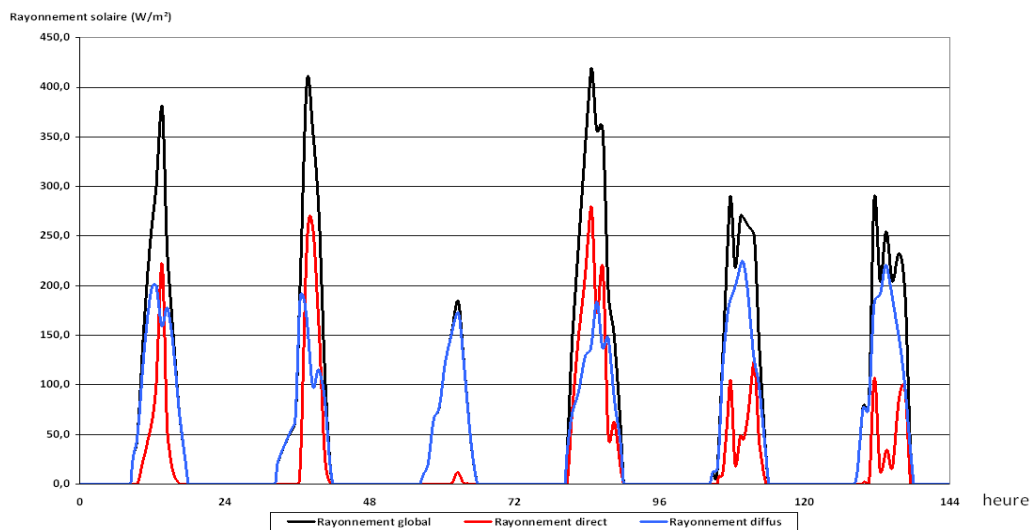


Figure 5.27 Rayonnement solaire incident sur une surface horizontale

L'objectif de cette partie est de mettre en parallèle, sous différentes hypothèses, la variation des paramètres climatiques, des indicateurs de confort et des consommations énergétiques. Les différents paramètres étudiés sont :

- Impact de la consigne de chauffage (différentes consignes, intermittence...)
- Impact du recyclage de l'air et de la régulation qui y est liée
- Impact de la régulation comportementale et des hypothèses fixées (limites, réalisme...)
- Impact de l'inertie thermique du bâtiment
- Impact des conditions météorologiques

Par souci de simplicité, seule une chambre a été étudiée, la pièce la plus déperditive. La routine Matlab a été utilisée pour évaluer la température et la vitesse de l'air au centre de la pièce à 1,80 m du sol. Cependant, les résultats du § 5.2.1 ont montré que le jet d'air avait un impact négligeable dans la zone d'occupation.

5.5.1.1 Conditions de base

Conditions de base	$T_{\text{Consigne}} = 19\text{ °C} \pm 0.5\text{ °C}$	constant (Pas de recyclage, Pas de régulation comportementale)	
	Récupérateur de chaleur en fonctionnement (rendement de 80 %)		
	Puits climatique en fonctionnement		
	Tenue vestimentaire d'hiver	$I_{cl}=0.9\text{ clo}$	constant
	Activité de repos	$Act=1\text{ met}$	constant

- $I_{cl} = 0,9\text{ clo}$ représente la tenue vestimentaire d'hiver suivante : Pantalon (0,25 clo) + Chemise manche longue (0,25 clo) + Pull over (0,28 clo) + Caleçon (0,04 clo) + Chaussettes (0,03 clo) + Chaussures (0,05 clo)
- $Act = 1\text{ met}$ représente l'activité d'un individu assis au repos.
- La température de référence prise comme consigne des systèmes de chauffage est 19 °C ce qui est généralement le cas dans les calculs réglementaires.

Sur les résultats de simulation représentés sur la Figure 5.28, on remarque que la température de consigne de 19 °C est atteinte facilement même sans recyclage. Cependant, on constate que lorsque le chauffage est éteint (hystérésis à $19,5\text{ °C}$), le soufflage se fait alors à la température de l'air à la sortie du récupérateur de chaleur, et la température de l'air chute rapidement en dessous de 19 °C , ce qui entraîne la remise en marche du chauffage. Les températures de soufflage (T_s) sont comprises entre 40 et 60 °C (lorsque le chauffage est allumé), ce qui n'a qu'une légère influence sur la température au centre de la pièce à $1,80\text{ m}$ du sol (T_{maille}) : on ne remarque qu'un écart par rapport à la température moyenne de l'air de quelques dixièmes de degrés. Cette influence est du même ordre de grandeur lorsque l'on souffle de l'air plus froid que l'ambiance moyenne (l'air en ce point là est alors légèrement plus froid).

La température moyenne des parois suit l'évolution de la température de l'air (inertie faible) et est légèrement inférieure à celle-ci.

En ce qui concerne l'humidité relative de l'air, on note une ambiance plutôt sèche (humidité inférieure à 40%) ce qui est dû au taux de renouvellement d'air relativement important, d'autant plus qu'il s'effectue à des températures élevées : l'air extérieur dont l'humidité relative est importante (de l'ordre de 80%) est chauffé tout en gardant une humidité absolue constante d'où la baisse de l'humidité relative.

La vitesse de l'air est constante (pas de recyclage) et très faible ($< 0,1\text{ m/s}$).

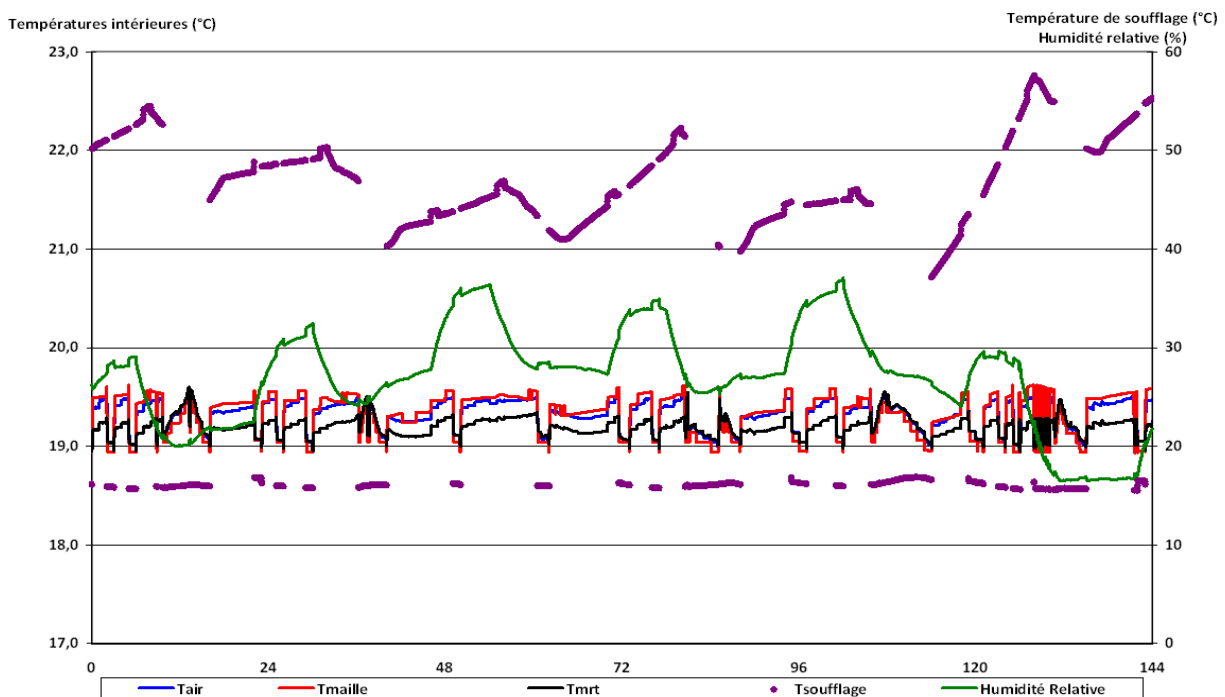


Figure 5.28 Conditions climatiques intérieures et de la température de soufflage

On note, sur la Figure 5.29, que la sensation cutanée (S_{isk}) et l'indice lié au SET (S_{set}) sont égaux tous les deux à -1 (les courbes sont confondues). Ceci traduit une ambiance légèrement froide et inacceptable. Par contre, les évolutions de PMV et PMV* ($pmvet$) sont sensiblement égales mais expriment une situation confortable. Leurs valeurs varient entre $-0,2$ et 0 . Toutefois, ces indicateurs sont calculés à

partir du bilan thermique du corps humain totalement dépendant des mécanismes de thermorégulation qui sont déclenchés. En fait, le PMV et le PMV* qui représentent un écart par rapport à la thermoneutralité sont quasiment nuls car les mécanismes de thermorégulation ne sont pas pris en compte. Cependant, un bilan thermique nul n'est pas synonyme de conditions de confort : il n'est donc pas envisageable d'utiliser ces données comme indicateurs de la sensation thermique.

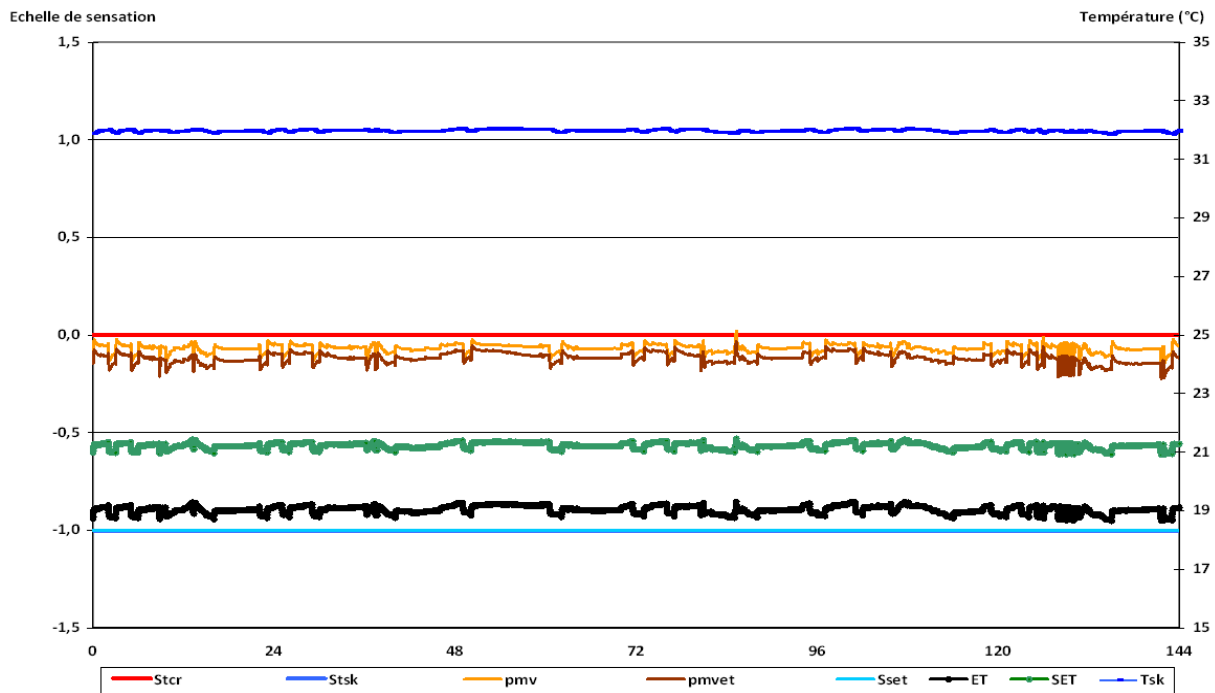


Figure 5.29 Indicateurs de sensations, température cutanée et des températures équivalentes

Les indices S_{tsk} , S_{set} et S_{tcr} qui sont directement liés à la température cutanée et corporelle semblent être des indices plus adaptés étant donné qu'ils se basent sur des données physiologiques et non sur un écart par rapport à la thermoneutralité qui peut être interprété différemment suivant les individus, la situation et le contexte. La situation dans laquelle se trouve l'individu semble donc légèrement froide

5.5.1.2 Condition de base plus chaude

Le sujet ayant plutôt froid en conditions de base, on teste une augmentation progressive de la température de consigne.

5.5.1.2.a Conditions de base sauf $T_{cons} = 20\text{ °C}$

On augmente la consigne de 1 °C et on obtient les courbes (Figure 5.30) concernant les paramètres climatiques intérieurs. La consigne de chauffage est atteinte même sans recyclage et la régulation semble fonctionner correctement. L'humidité relative de l'air est encore plus faible que précédemment ce qui s'explique par des températures d'air plus élevées et un soufflage d'air chaud plus soutenu.

On remarque que les températures de soufflage sont du même ordre de grandeur que précédemment, à la différence que la batterie chaude est by-passée moins souvent. Ceci est lié au mode de régulation du système de chauffage : la température de l'eau qui circule dans les batteries de chauffage dépend de la température extérieure, donc elle est la même quelle que soit la consigne fixée. La puissance fournie à l'air de ventilation est donc la même : la différence de température entre l'air soufflé pour une consigne de 19 °C et celui pour une consigne de 20 °C dépend de la température d'entrée de l'air dans la batterie chaude : étant donné que l'air vicié entrant dans le récupérateur est plus élevé lorsque la consigne est à 20 °C, l'air à la sortie du récupérateur (et donc à l'entrée de la batterie chaude) a une température également supérieure. Puisque l'on fournit la même puissance, la température de soufflage est plus importante si la consigne est supérieure. Le fait que la batterie chaude soit by-passée plus souvent s'explique par le mode tout ou rien de la régulation. La consigne de 19 °C étant atteinte plus rapidement que celle de 20 °C, la circulation de l'eau dans les batteries chaudes dure moins longtemps.

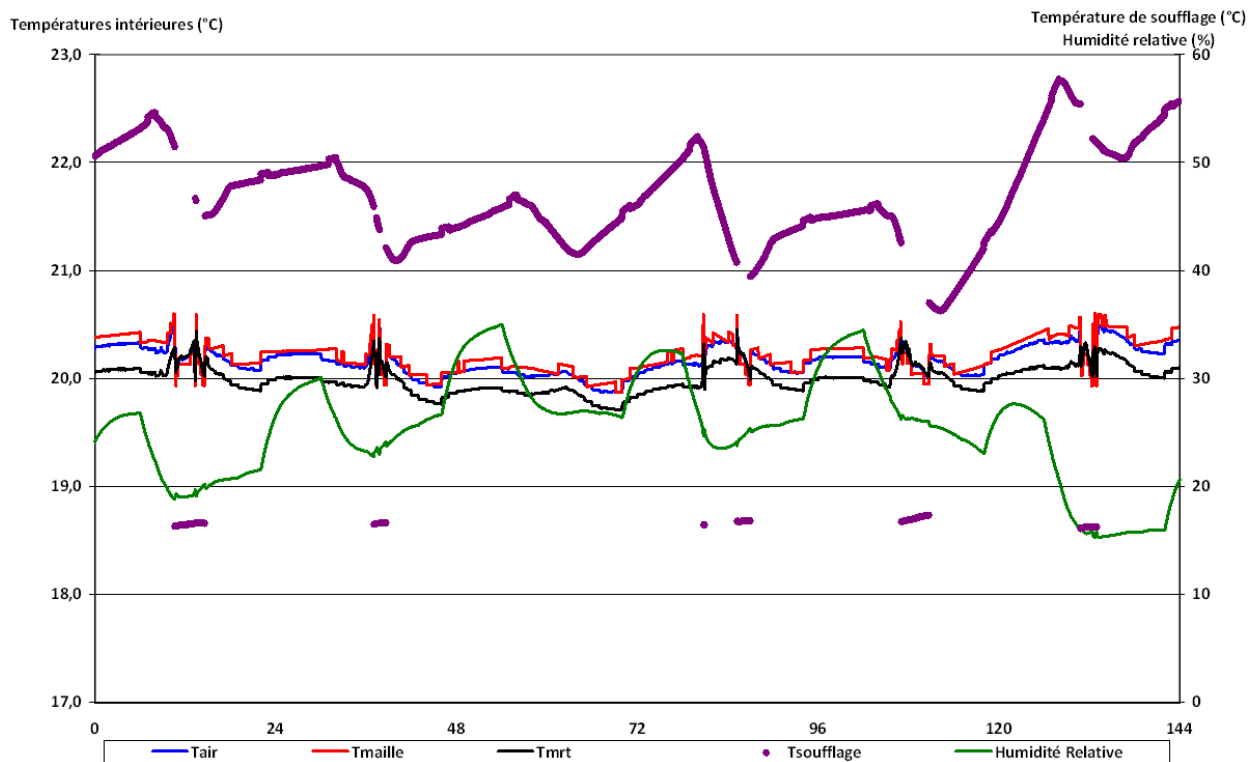


Figure 5.30 Conditions climatiques intérieures et température de soufflage

La Figure 5.31 illustre l'écart des températures de soufflage et des températures d'air à la sortie du récupérateur avec des consignes de 19 °C et de 20 °C.

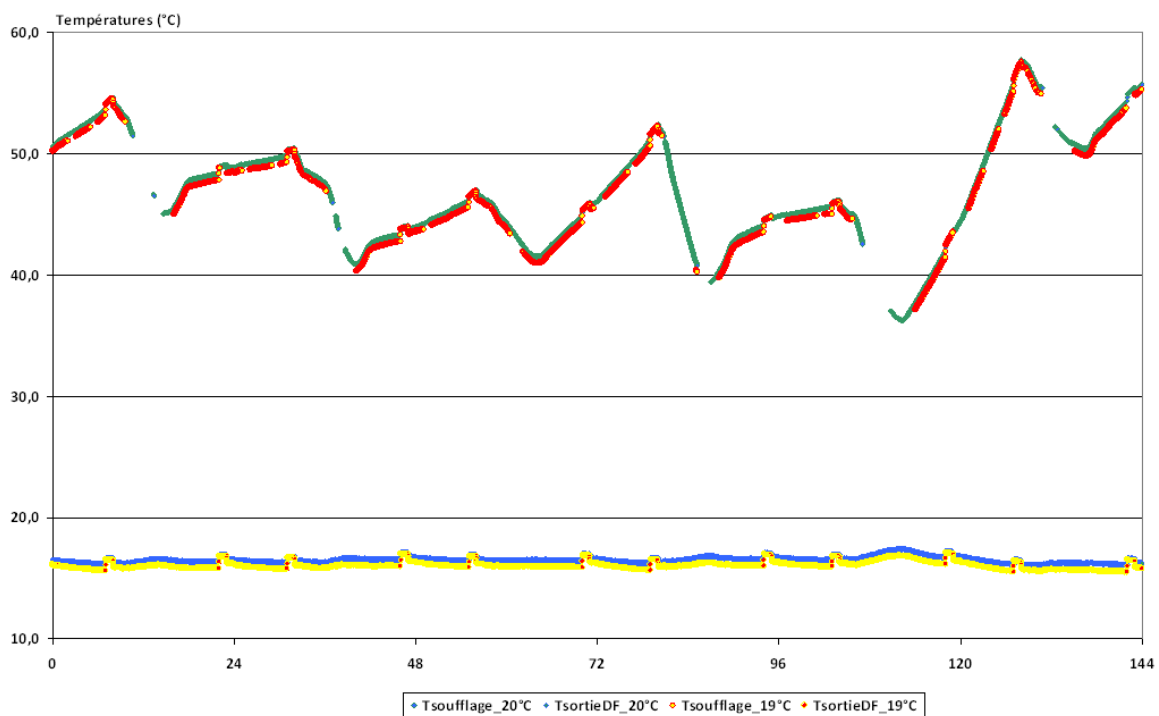


Figure 5.31 Températures de soufflage et à la sortie du double-flux pour $T_{cons} = 19$ et 20 °C

On note bien la corrélation entre la différence des températures de soufflage et la différence des températures à la sortie du récupérateur de chaleur. En ce qui concerne l'indice de sensation lié à la température cutanée et celui lié à la SET, il n'y a aucun changement : l'ambiance est toujours légèrement froide et inacceptable.

5.5.1.2.b Conditions de base sauf $T_{cons} = 21\text{ °C}$

On fixe maintenant la température une consigne à 21 °C . La Figure 5.32 nous indique que cette consigne est difficile à atteindre avec la puissance disponible. Cette puissance est fixée par la loi d'eau qui dépend de la température extérieure, ce qui ne semble pas adapté.

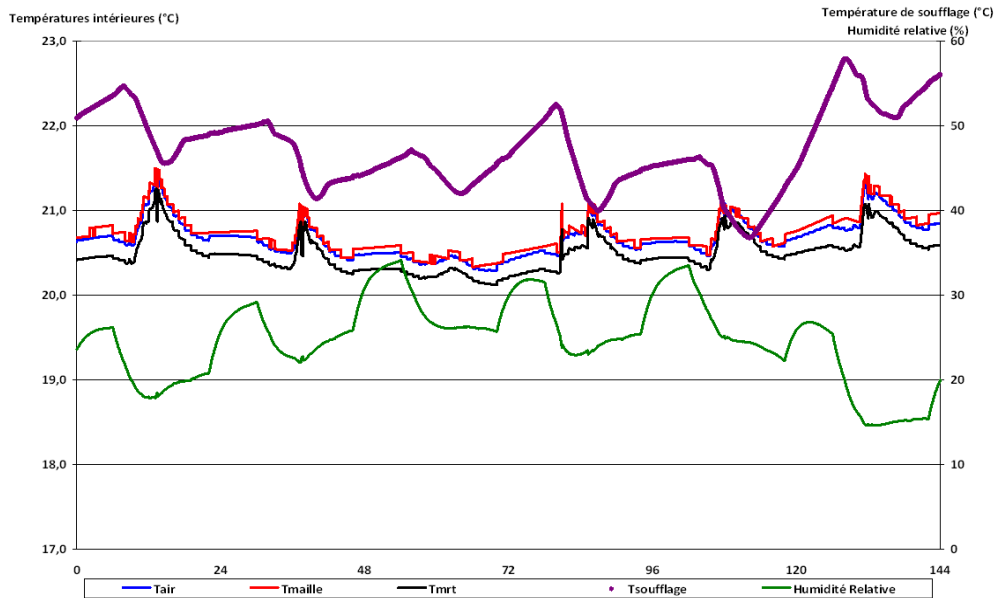


Figure 5.32 Conditions climatiques intérieures et la température de soufflage pour $T_{cons}=21\text{ °C}$

La puissance maximale est disponible lorsque la température extérieure est minimale (le dernier jour de la présente simulation) : à ce moment-là, la consigne est atteinte. Il est pourtant raisonnable de penser qu'une telle puissance est nécessaire même si la température extérieure n'est pas aussi faible : par exemple, manque de soleil, intermittence prolongée... Cependant, ces simulations se faisant sans tenir compte du recyclage de l'air, nous ne pouvons affirmer si cette régulation convient ou pas. Les températures de soufflage sont encore légèrement supérieures au cas précédent (température du récupérateur) : pour atteindre ces conditions, la batterie chaude n'est plus by-passée.

Même si la consigne n'est pas toujours atteinte, on visualise des pics de la température intérieure (correspondant à des chutes de la température extérieure, donc à une puissance disponible plus importante). Leur impact sur le confort thermique ne peut être sans effet, comme l'indique la Figure 5.33.

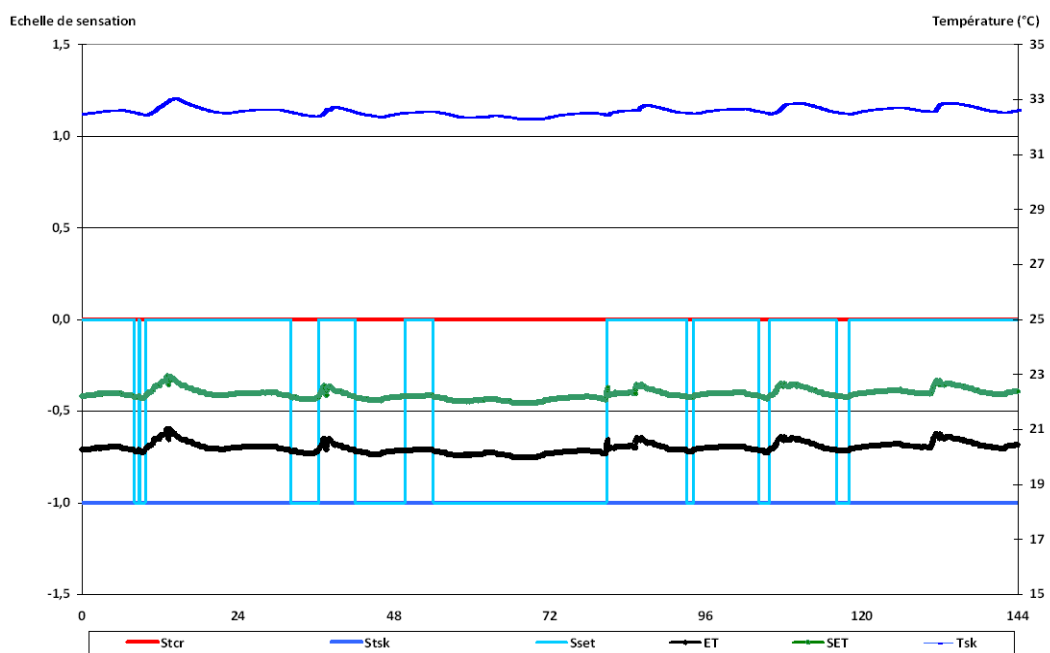


Figure 5.33 Sensations thermiques, température cutanée et températures équivalentes

La sensation liée à la température cutanée est encore égale à -1. On note une évolution en créneau de la SET. Cette dernière est égale à 0 lorsque les températures d'air sont supérieures à 20,5 °C. Dans ces conditions, le corps humain est dans une situation acceptable voire confortable. Malgré tout, ces conditions thermiques ne semblent pas suffisantes étant donné la variation de S_{tsk} et également celle de S_{set} .

5.5.1.2.c Conditions de base sauf $T_{cons} = 22\text{ °C}$

Lors de la présente simulation, la puissance maximale était fournie sans pouvoir atteindre la consigne qui était fixée. Qu'en est-il si l'on augmente la consigne de chauffage ?

En fait, la température intérieure est supérieure à la simulation précédente ce qui s'explique par l'énergie récupérée sur l'air vicié. Car si la consigne n'est pas atteinte dans cette zone, ce n'est pas nécessairement le cas dans les autres pièces, qui sont moins déperditives. Malgré tout, la température est continuellement inférieure à la consigne de 22 °C fixée. La puissance disponible n'est plus suffisante, puisque la consigne n'est pas atteinte. Il est indispensable de mettre en œuvre le recyclage de l'air ambiant pour augmenter cette puissance.

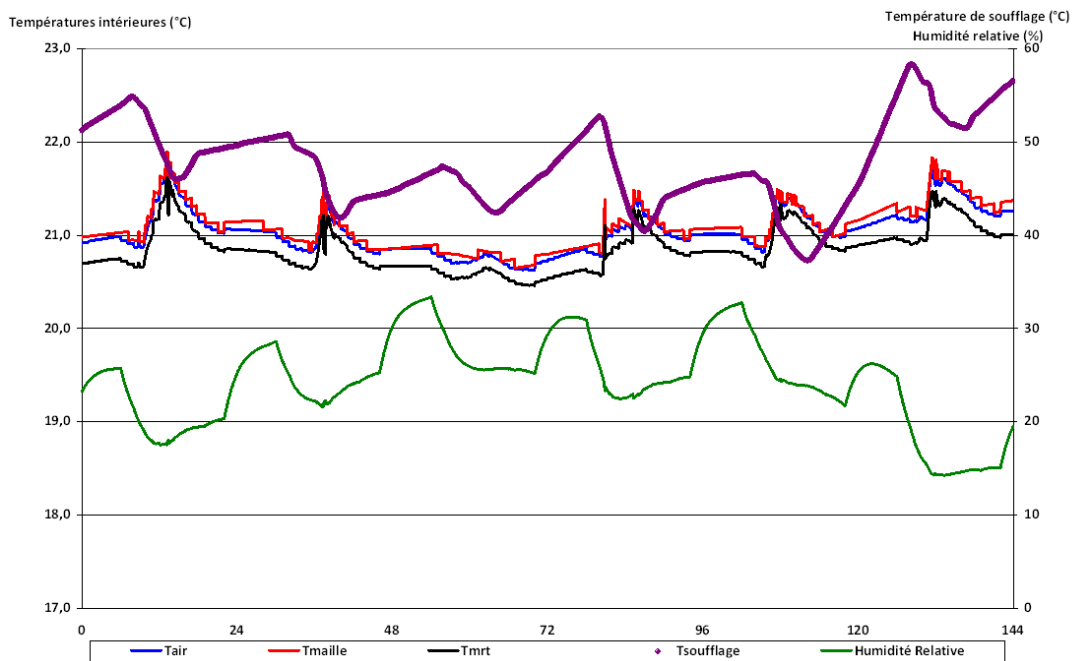


Figure 5.34 Conditions climatiques intérieures et température de soufflage

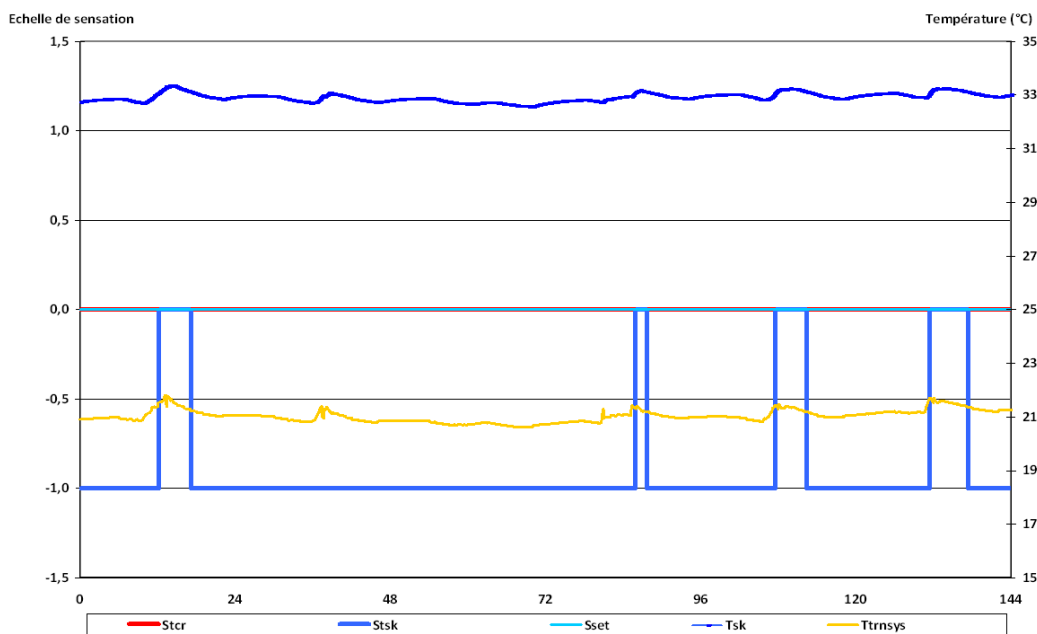


Figure 5.35 Sensations thermiques, température cutanée et températures équivalentes

Il est intéressant de visualiser l'évolution des sensations étant donné que la température intérieure est supérieure. On remarque que S_{set} est égal à 0 durant toute la période de simulation et S_{isk} prend des valeurs nulles lorsque la température intérieure est de l'ordre de 21 °C. Nous venons de montrer que la consigne de chauffage jouait un rôle important sur l'évolution des sensations thermiques et que nos résultats rejoignent ceux également fournis par l'ACA, c'est-à-dire que la température optimale pour l'être humain au repos se situe autour de 21-22 °C. Cependant l'impact est important sur les consommations de chauffage comme l'indique la Figure 5.36.

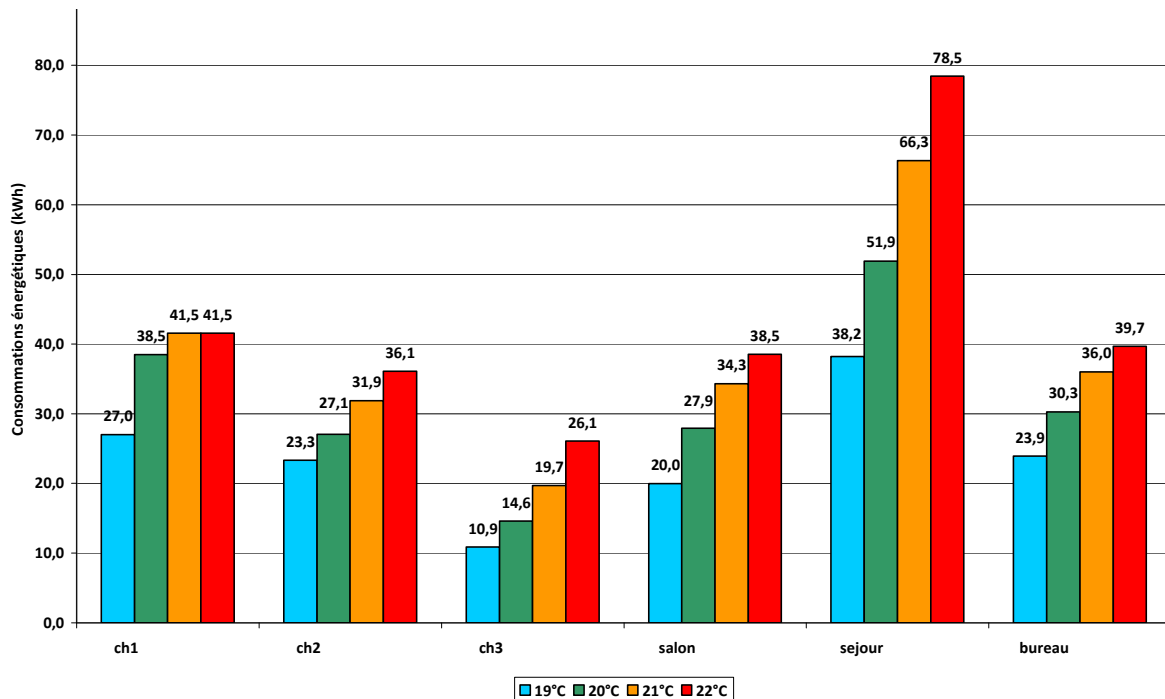


Figure 5.36 Consommations énergétiques par zones en fonction de la consigne de chauffage

L'augmentation d'un degré de la consigne induit une augmentation de 8 à 40 % des consommations d'énergie sur la période considérée suivant la consigne et la zone thermique. Globalement, augmenter la consigne de 19 à 22°C induit une augmentation de 80 % des consommations énergétiques. On remarque que pour la chambre 1, la puissance maximale disponible est utilisée dès 21 °C, d'où une augmentation nulle des consommations si l'on met une consigne de 22°C. Il est indispensable de tester le recyclage de l'air.

5.5.1.3 Conditions de recyclage

Pour cette simulation, les conditions sont les mêmes que précédemment, mais on applique la régulation sur le recyclage prévue par ALDES, afin d'évaluer si ce mode de fonctionnement permet d'atteindre la puissance nécessaire à l'obtention de la consigne fixée (caractère gras : grandeurs modifiées par rapport aux conditions de base).

Conditions de Recyclage (en gras)	TConsigne = 22°C ± 0.5°C	constant (AVEC recyclage , Pas de régulation comportementale)
	Récupérateur de chaleur en fonctionnement	(rendement de 80 %)
	Puits climatique en fonctionnement	
	Tenue vestimentaire d'hiver	Icl=0.9 clo constant
	Activité de repos	Act= 1 met constant

Le fonctionnement en recyclage s'effectue à plusieurs reprises et permet d'atteindre la consigne. La puissance est dès lors suffisante. On remarque cependant que la vitesse au centre de la pièce et à 1,80 m du sol ne dépasse pas 0,014 m/s, ce qui est négligeable – il faut noter qu'à la sortie de la grille de diffusion, la vitesse de l'air est de 0,93 m/s. L'humidité relative de l'air est encore plus faible que sans recyclage puisqu'elle est constamment inférieure à 30 %.

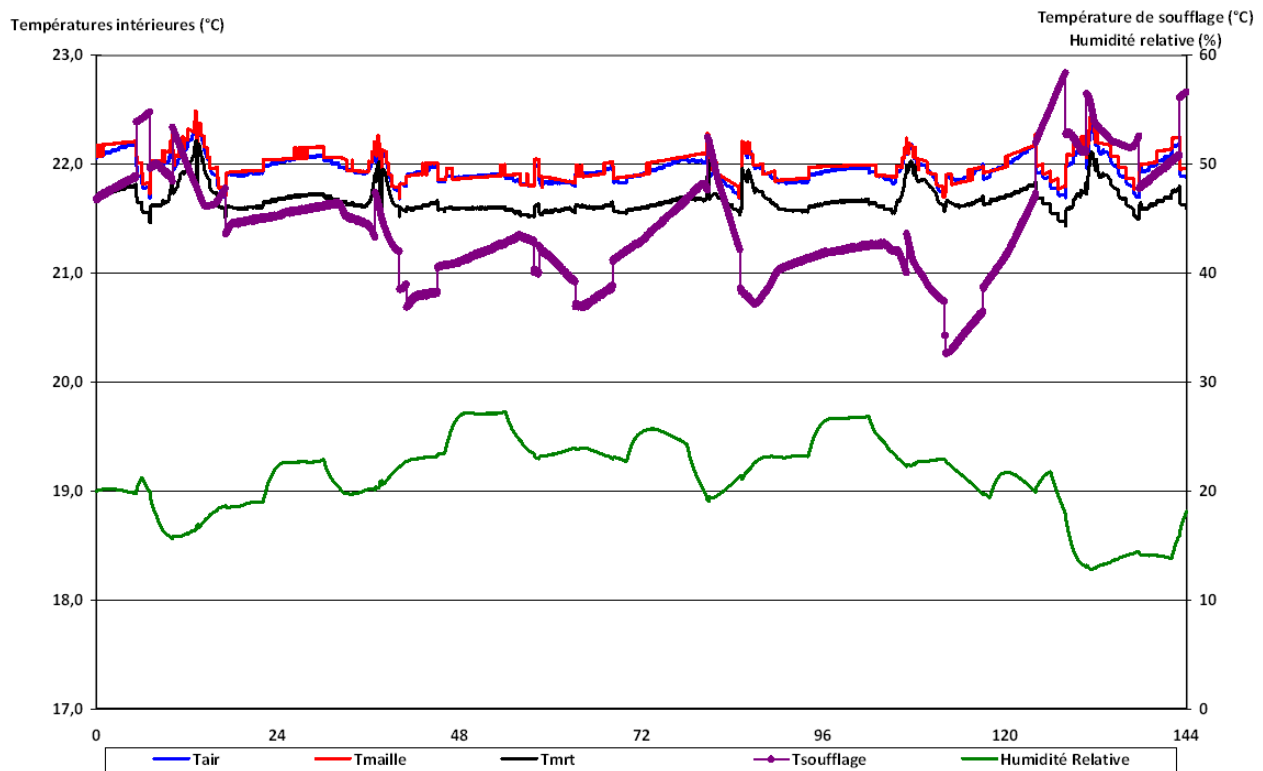


Figure 5.37 Conditions climatiques intérieures et température de soufflage

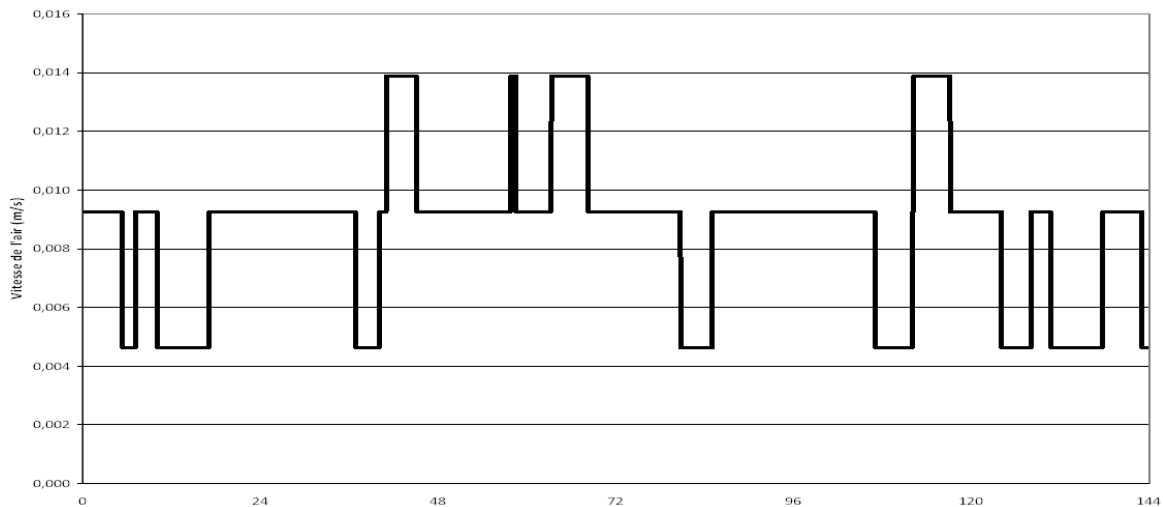


Figure 5.38 Vitesse d'air à la limite de la zone d'occupation

Etant donné que la consigne est atteinte, il est intéressant de visualiser l'impact sur l'évolution de la sensation. Les sensations S_{setb} , S_{tsk} et S_{tcr} sont toutes nulles, ce qui traduit une sensation thermique neutre et une ambiance 'confortable'. De plus, le PMV* ($pmvet$) est encore inférieur à 0 et a sensiblement les mêmes valeurs que pour une consigne de 19°C, ce qui conforte l'hypothèse que l'on avait prise à son propos, c'est-à-dire que cet indice ne traduisait qu'un écart par rapport à la thermoneutralité et ne permet en aucun cas l'évaluation d'une ambiance thermique.

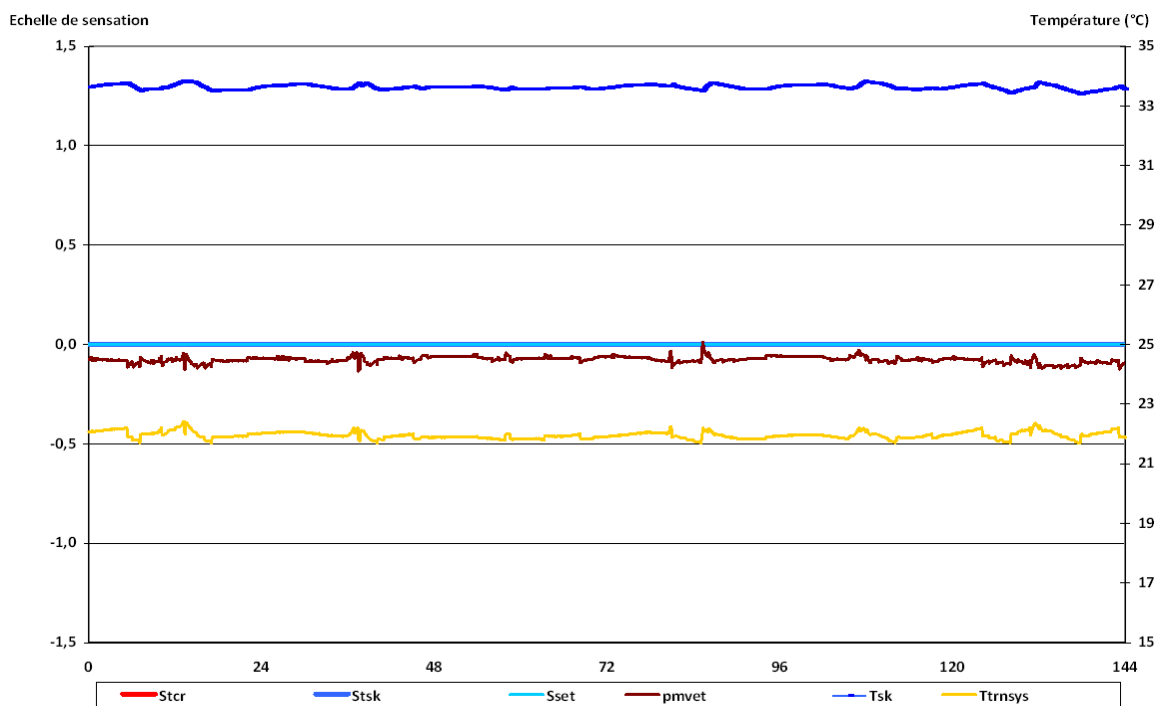


Figure 5.39 Sensations, indices et température de peau

La mise en œuvre du recyclage augmente la puissance disponible dans les batteries de chauffage. De ce fait, les consommations énergétiques sont inévitablement plus importantes. Dans la chambre 1, on observe une augmentation de près de 50 % des consommations sur la période considérée. Cependant, ce résultat n'est pas tout à fait fiable étant donné que les conditions atteintes ne sont pas les mêmes. En effet, cette augmentation n'a lieu que dans les zones où la consigne n'était pas atteinte sans recyclage. Dans les autres chambres, le bureau et le salon, on note une diminution allant de quelques pourcent à 15 % lorsque le recyclage est en fonctionnement.

5.5.1.4 Intermittence de la consigne de chauffage

Nous nous proposons de réaliser des simulations avec une consigne de chauffage variant dans la journée telle que proposée au § 5.1.3.3. Cette hypothèse suppose qu'en dehors des périodes d'occupation, le modèle de thermorégulation physiologique ne doit pas être connecté aux paramètres climatiques du logement. Durant cette période d'occupation, on supposera que l'individu est en situation de neutralité thermique. Plusieurs possibilités peuvent être envisagées, voici celle que l'on s'est fixée :

$$T_{air} = T_{mrt} = 22,67\text{ °C} \quad / \quad HR = 50\% \quad / \quad v = 0,05 \text{ m/s} \quad / \quad Tenue = 0,9 \text{ clo} \quad / \quad Activité = 1 \text{ met}$$

Il aurait été tout à fait envisageable de simuler d'autres situations et notamment une situation d'inconfort : faible tenue vestimentaire en conditions extérieures froides par exemple. Cependant, au vu du nombre de possibilités pouvant être étudiée, nous nous contenterons d'analyser celle-ci. L'essentiel est de pouvoir disposer d'une plate-forme de simulation permettant de modéliser n'importe quelle situation.

L'objectif de cette partie est d'une part d'évaluer dans quelle mesure la consigne est atteinte (avec puits climatique, sans recyclage), d'autre part de visualiser l'évolution des sensations en régime transitoire et enfin d'estimer l'impact de l'intermittence et du recyclage sur les consommations de chauffage. Nous effectuons les simulations tantôt sans recyclage, tantôt avec recyclage et avec 2 types de consignes de chauffage :

	17 h - 22 h	22 h - 6 h	6 h - 9 h	9 h -17 h
Consigne basse	19 °C	15 °C	19 °C	15 °C
Consigne haute	22 °C	18 °C	22 °C	18 °C

5.5.1.4.a Consigne basse sans recyclage

Voici l'évolution des paramètres climatiques intérieurs :

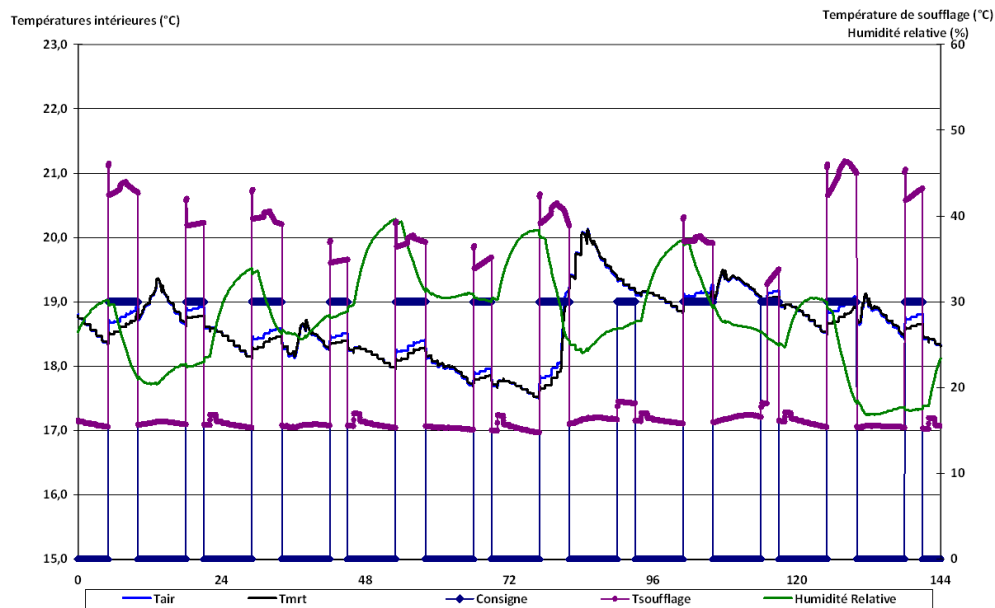


Figure 5.40 Conditions climatiques intérieures. Consigne basse sans recyclage

La consigne de chauffage fixée à 19 °C n'est que rarement atteinte pendant l'occupation. En fait, on remarque une nette augmentation de la température intérieure durant certains après-midi, due notamment à des apports solaires importants. Sans cette augmentation, la consigne intérieure ne serait pas atteinte.

La température moyenne de rayonnement est égale à la température de l'air lorsque le chauffage ne fonctionne pas. Dans le cas contraire, elle est légèrement inférieure : le chauffage aéraulique a en effet plus d'impact sur la température de l'air que sur celle des parois.

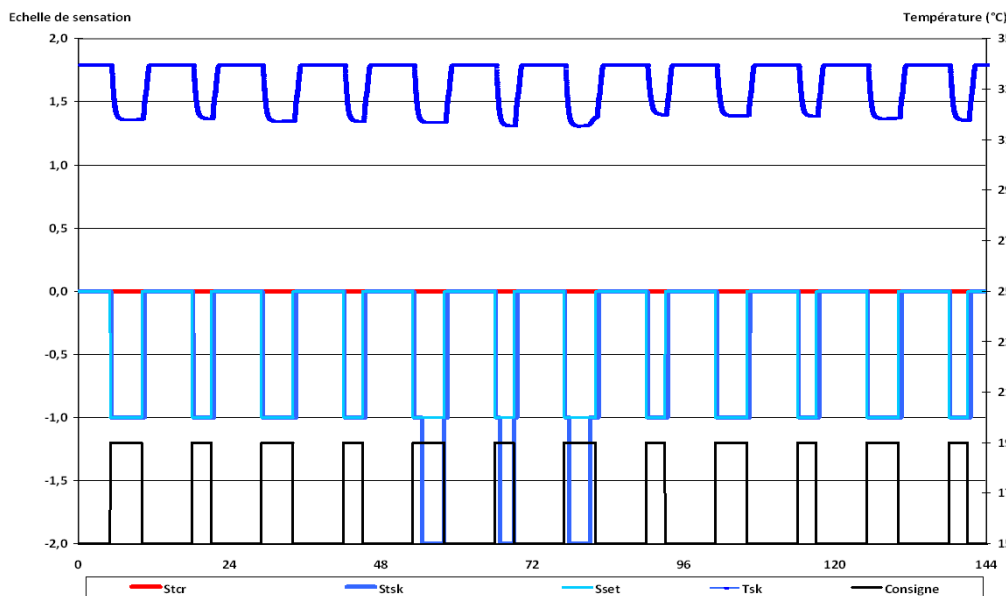


Figure 5.41 Évolution des sensations. Consigne basse sans recyclage

Tout d'abord, on note qu'en dehors des périodes d'occupation, les sensations liées à la température cutanée, à la température corporelle et à la température équivalente standard sont nulles ce qui traduit une situation de « confort thermique », ce qui concorde avec les hypothèses que l'on s'était initialement fixées. Lorsque l'individu occupe le logement (consigne égale à 19 °C), on note une décroissance rapide de la température cutanée (passage d'une ambiance de « confort » à une ambiance plus froide), ce qui se traduit par des sensations négatives : *Stsk* atteint -2 ce qui traduit une ambiance très froide. Il peut être intéressant

de visualiser l'évolution de ces indicateurs sur une période plus courte : le passage d'une ambiance à une autre. Nous visualiserons le cas de la 3^{ème} journée (Figure 5.42).

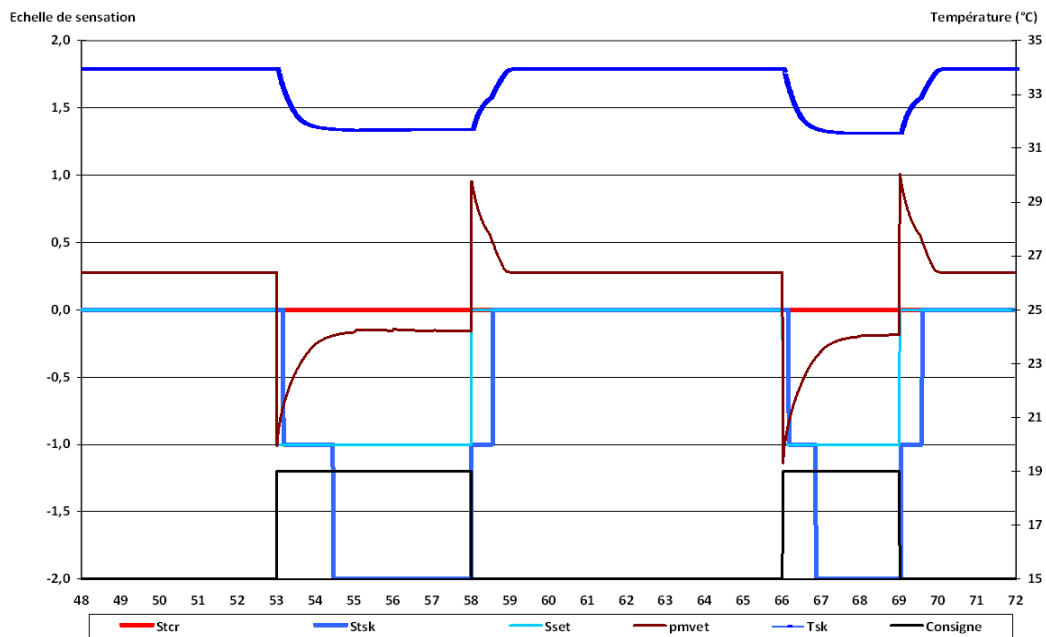


Figure 5.42 Variables physiologiques et sensations lors d'un changement d'ambiance thermique (détails)

Il est important de remarquer que S_{set} est en parfaite corrélation avec la transition d'ambiance thermique : dès que l'individu change d'ambiance, l'indicateur évolue dans le même sens, ce qui est normal puisqu'il est calculé à partir des données de l'ambiance. Ceci semble fausser le fait que le corps humain a une inertie thermique et que le processus de thermorégulation physiologique n'a pas un impact instantané. Cet effet est très notable sur les températures de peau (T_{sk}) où on voit nettement l'évolution relativement lente – il faut rappeler que la constante de temps du corps humain est d'environ 1 h. Par conséquent S_{stk} qui est lié aux données physiologiques semble plus réaliste.

La température de la peau évolue moins brusquement lors du passage d'une ambiance à une autre : lors du passage à une ambiance froide (entrée dans le logement) la peau se refroidit jusqu'à atteindre un certain équilibre ce qui s'explique par le maintien d'une température corporelle constante. Les échanges internes par convection sanguine et conduction tissulaire sont alors réduits de sorte à maintenir une température interne proche de 37°C. Lors du passage à une ambiance plus confortable, la température cutanée augmente de sorte à accroître les déperditions thermiques vers l'extérieur. L'indice lié à la température cutanée évolue dans l'heure qui suit le changement d'ambiance.

Le PMV^* quant à lui connaît une évolution plus complexe. Par exemple, lors du passage à une ambiance froide, la chute est brutale puis on note une croissance de type exponentielle : la chute s'explique par le changement brutal d'ambiance alors que la croissance traduit la réduction de l'écart par rapport à la thermo-neutralité du corps humain.

5.5.1.4.b Consigne basse avec recyclage

Remarque préliminaire : Certaines des simulations précédentes ont montré un dysfonctionnement de la régulation du puits climatique et du récupérateur de chaleur. En effet, aux § 3.1.2 et 3.1.3, on considérait le by-pass de ces équipements lors de surchauffe et cette surchauffe était évaluée à 2 °C de plus que la consigne. Lors de l'intermittence du système de chauffage, cet écart est supérieur à 2 °C ce qui entraîne le « refroidissement » de l'ambiance ce qui n'est pas l'objectif. Cette surchauffe est dès lors évaluée comme étant supérieur de 2 °C à la consigne chaude (22 °C ou 19 °C).

On met en place le système de recyclage en parallèle de l'intermittence de la consigne de chauffage pour évaluer l'impact sur les évolutions des données climatiques, des indicateurs de confort et aussi sur les consommations énergétiques. La comparaison avec le cas sans recyclage est faite.

La Figure 5.43 montre clairement que le recyclage permet d'atteindre la consigne de chauffage lors de la relance et semble donc indispensable. Bien évidemment, la température de l'air augmente plus rapidement que la température moyenne de rayonnement qui n'atteint pas les 19°C dans le créneau horaire où elle

devrait l'atteindre. Ceci s'explique par le mode de diffusion de la chaleur. Concernant l'humidité relative cette dernière est toujours aussi basse voire plus basse que précédemment.

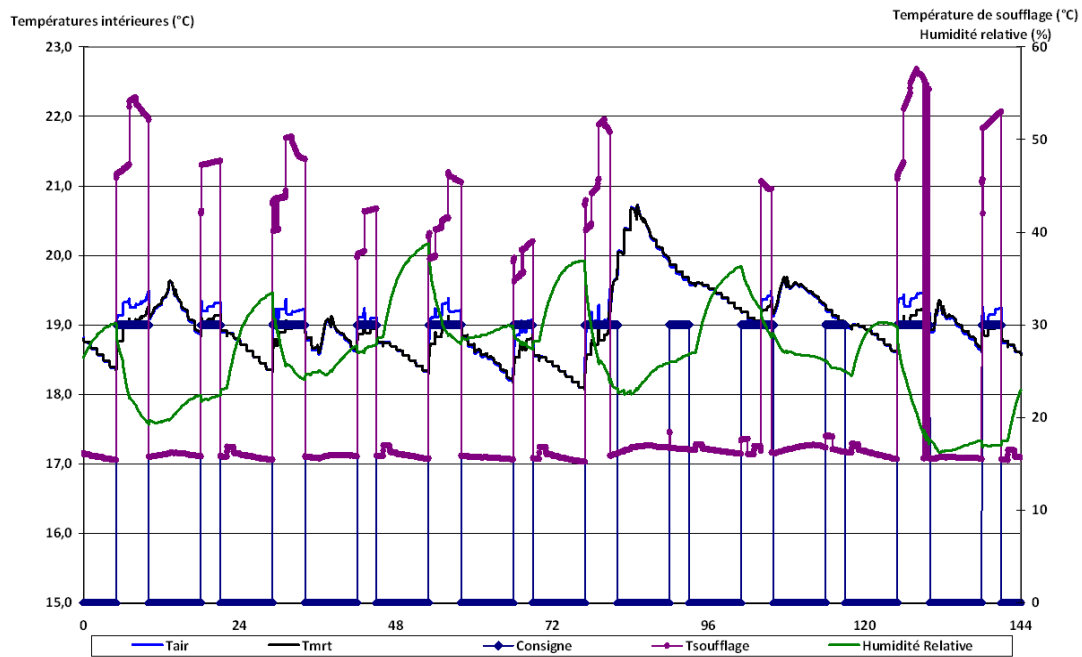


Figure 5.43 Intermittence de la consigne de chauffage basse avec recyclage

Qu'en est-il de l'évolution des sensations ? On suppose qu'étant donné que le recyclage permet d'atteindre la consigne fixée, les sensations doivent évoluer dans le même sens. Pour cela, nous comptons les pas de temps de chaque valeur d'indicateurs de sensation, à savoir celui lié à la température cutanée qui semble a priori le plus adapté :

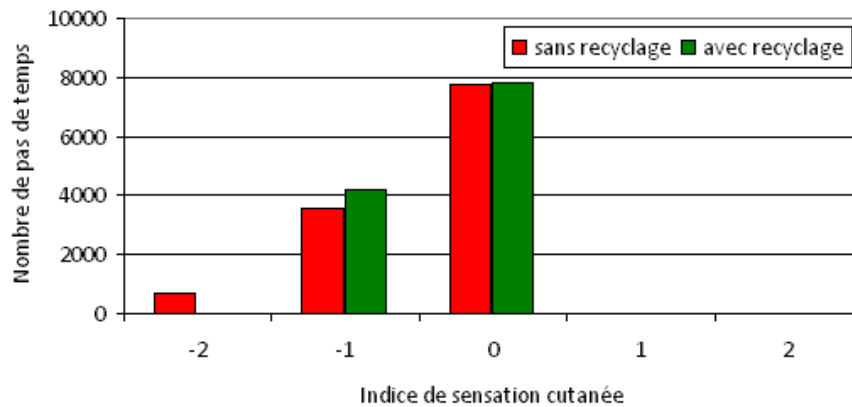


Figure 5.44 Occurrence d'apparition des différentes valeurs de sensation

La Figure 5.44 indique une amélioration de la qualité de l'ambiance thermique puisque l'indicateur lié à la température cutanée est strictement supérieur à -2 dès lors que le recyclage est mis en place. Ceci explique l'augmentation du nombre de pas de temps où cet indice est égal à -1. Concernant la neutralité de cet indicateur, on ne note qu'une augmentation de 1 % ce qui est tout à fait négligeable.

5.5.1.4.c Consigne haute

La simulation sans recyclage n'est pas réalisée. En effet, si la consigne basse n'est pas atteinte sans recyclage, il n'y a aucune raison qu'elle le soit si la consigne est plus élevée.

La Figure 5.45 est une représentation des paramètres climatiques de l'ambiance obtenus en fixant une consigne intermittente de 18 à 22 °C avec recyclage. On remarque que le système énergétique est incapable d'assurer la relance de la consigne de chauffage. Cependant, toutes les sensations sont nulles et ce durant toute la période de simulation. Ceci nous indique que la consigne de chauffage que l'on se fixe n'est pas optimisée. La mise en œuvre du régulateur comportemental permettra de résoudre ce problème.

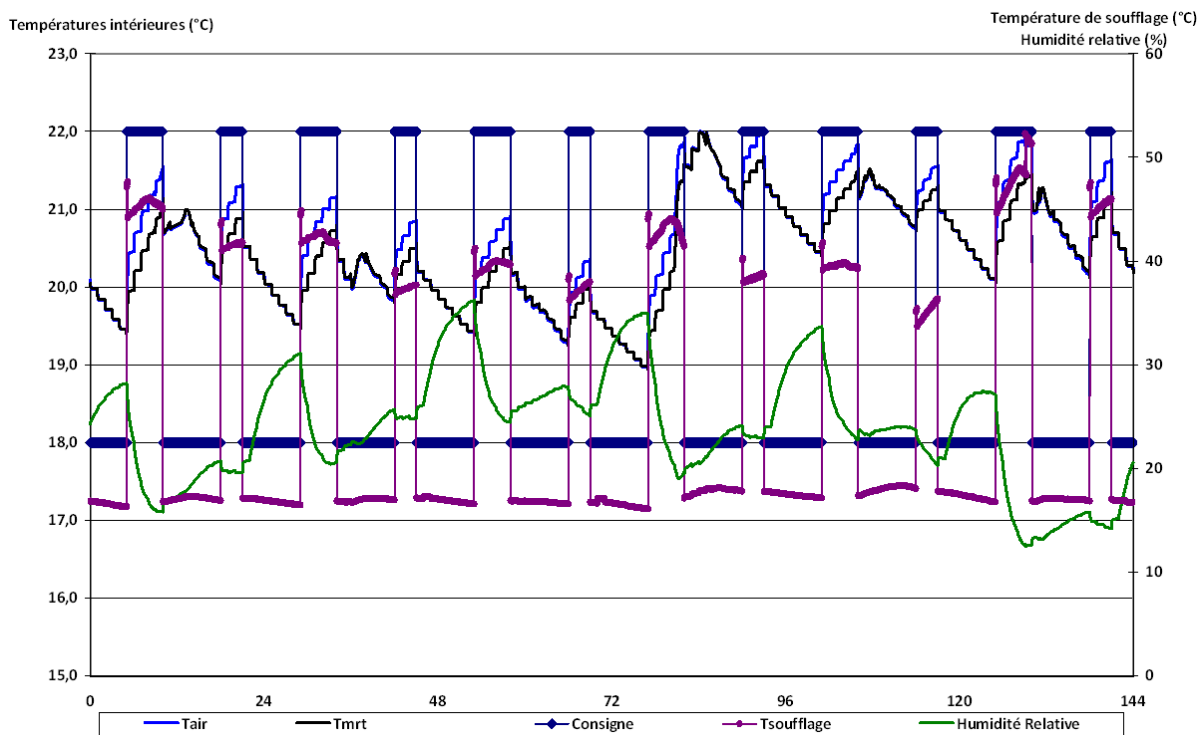


Figure 5.45 Températures avec intermittence de la consigne de chauffage et recyclage

Nous allons chercher à comparer les consommations liées à la production de chauffage des diverses variantes tout en étudiant la sensation thermique ressentie. Pour cela, nous calculons la moyenne sur tous les pas de temps de la sensation liée à la température cutanée ($Stsk$). Concernant le cas avec intermittence, nous n'effectuons cette moyenne que sur les pas de temps où le logement est supposé occupé. Si on porte sur un diagramme l'impact (Figure 5.46) de toutes ces variantes sur les consommations de chauffage, on peut tirer les conclusions suivantes :

- La mise en œuvre du recyclage permet une nette diminution des consommations de chauffage,
- L'intermittence de la consigne basse de chauffage (19-15 °C) n'est valable que si le recyclage est mis en œuvre : ce dernier permet alors une réduction de près de 50 % des consommations énergétiques,
- Les résultats concernant l'intermittence de la consigne de chauffage haute (22-18 °C) sans recyclage sont faussés étant donné que cette consigne n'est pas atteinte : la puissance disponible via le système Ubio® est insuffisante.
- L'intermittence de la consigne de chauffage ne semble pas intéressante dans ces conditions et lorsque la consigne de chauffage est élevée.

Concernant la sensation thermique durant la période considérée, on peut tirer les conclusions suivantes :

- Le recyclage permet une amélioration de la sensation thermique lorsqu'il est indispensable à l'atteinte de la consigne (pour une consigne fixe de 22°C par exemple ou une intermittence basse).
- Sans recyclage, l'intermittence de la consigne de chauffage dégrade la sensation thermique.
- Le cas de la consigne haute est particulier, étant donné que la consigne n'est pas atteinte et que la sensation est pourtant nulle. Cette consigne n'étant pas optimisée. Il est difficile d'interpréter les résultats.

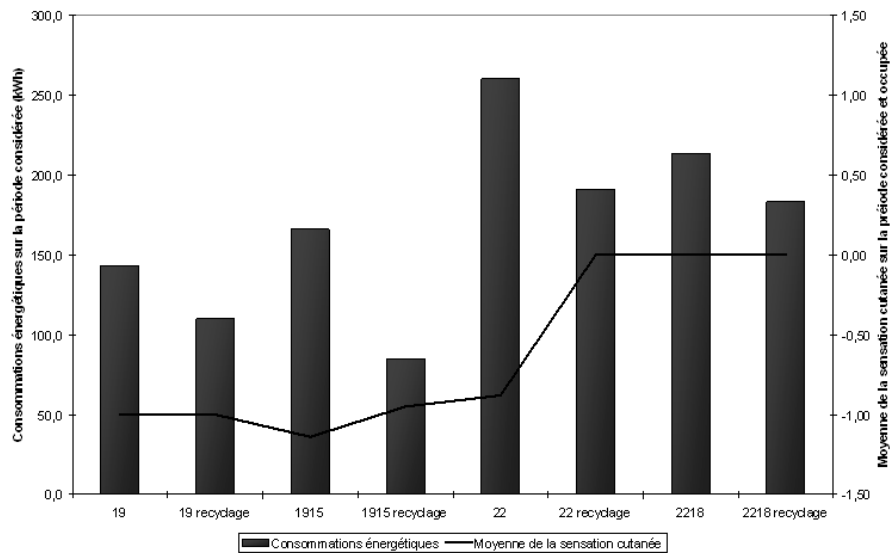


Figure 5.46 Consommations énergétiques et sensation cutanée moyenne sur la période considérée en fonction de diverses consignes de chauffage et de l'intermittence

5.5.1.5 Vers la thermorégulation comportementale

Nous avons utilisé l'Algorithme de Commande Adaptatif (ACA) de la France établi en étude longitudinale et statistique. Cet algorithme a été développé afin de déterminer une température de confort et une préférence vestimentaire en fonction de la température extérieure et du changement qu'elle est en train de subir. L'objectif du présent paragraphe est d'évaluer dans quelle mesure les sensations calculées sont en accord avec cette température de confort et cette résistance vestimentaire préférée.

5.5.1.5.a Température de consigne variable selon l'ACA : France level 1

La Figure 5.47 montre l'évolution des diverses sensations thermiques, de la température intérieure et de la température de consigne donnée par l'ACA.

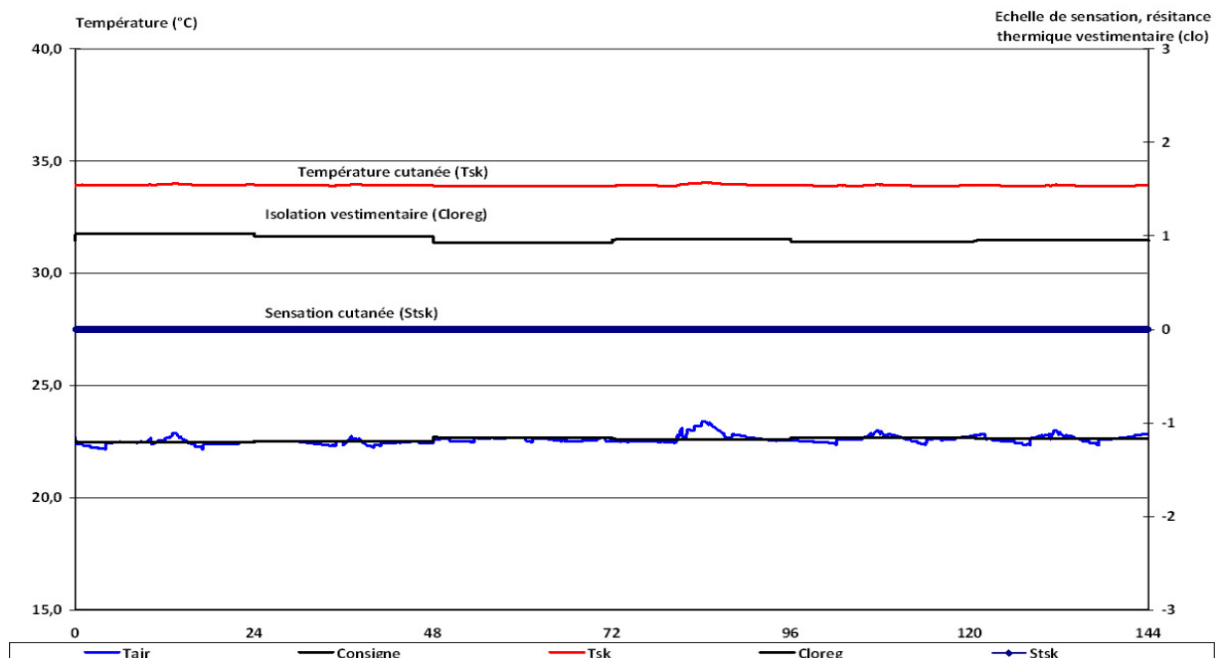


Figure 5.47 Courbes représentatives de l'ambiance thermique gérée par l'ACA, level 1

Il est important de noter que la consigne fixée par le SCAT est de l'ordre de 22,5°C et est atteinte voire dépassée durant toute la période considérée. Concernant la tenue vestimentaire préférée, sa résistance thermique varie entre 0,9 et 1 clo. Dans ces conditions, la sensation cutanée (*Stsk*) est nulle donc la sensation est neutre. Il semble que ces résultats soient en accord avec ceux du SCAT.

5.5.1.5.b Température de consigne variable selon l'ACA : France level 2

La même courbe est tracée (Figure 5.48) avec l'algorithme issu de l'étude longitudinale. On y rajoute cependant les valeurs limites permettant de passer de la température cutanée à la sensation.

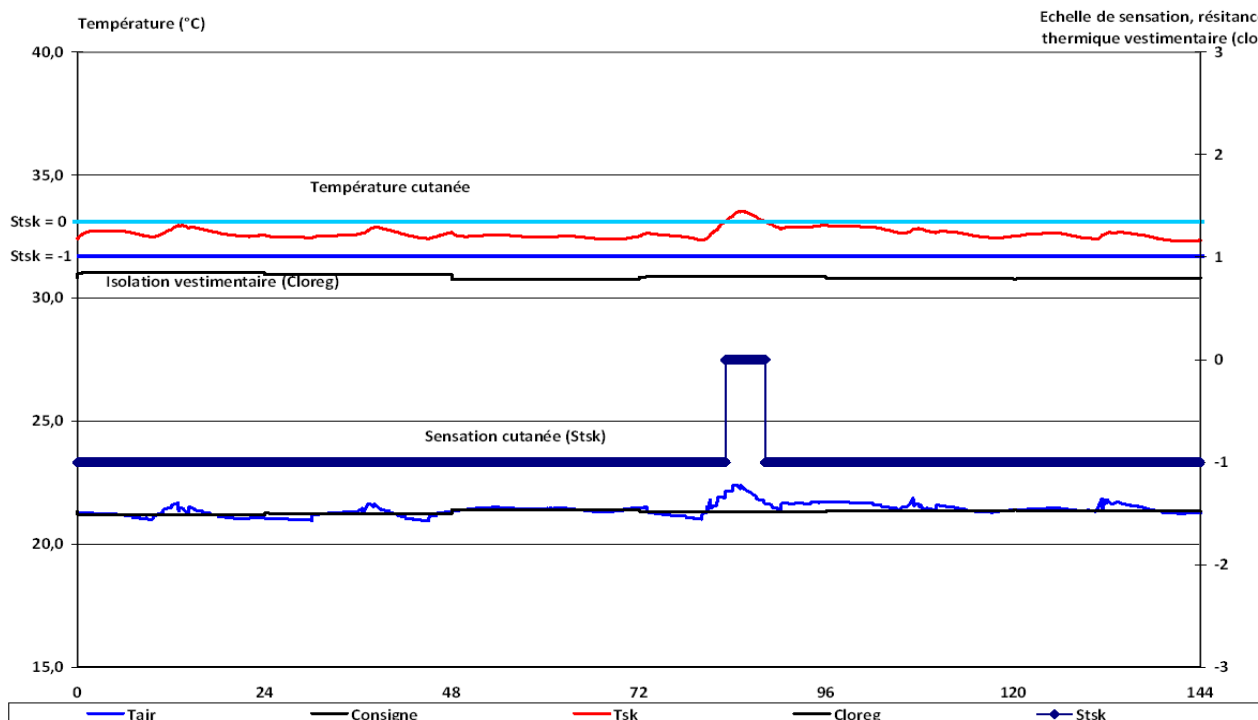


Figure 5.48 Courbes représentatives de l'ambiance thermique gérée par l'ACA, level 2

Avec ces hypothèses, la température de confort et la résistance thermique vestimentaire préférée sont plus faibles que précédemment, il est donc logique de voir une évolution des sensations à la baisse. L'évolution du Sset est en créneau entre -1 et 0 : on peut donc estimer que la situation est confortable bien que légèrement froide. On peut tirer les mêmes conclusions pour la température cutanée. En ce qui concerne les consommations énergétiques par rapport à une consigne fixée à 22 °C, on note une diminution de 21,4 % avec le Scat 2 et de 1,9 % avec le Scat 1.

5.5.1.6 La thermorégulation comportementale

Dans cette partie, c'est le rôle de l'occupant que nous allons étudier. Nous avons vu en partie 4.1.2 et 4.1.3 qu'une consigne fixée à 19 °C ne permet pas dans le cadre des hypothèses initiales d'atteindre des conditions confortables. La régulation comportementale, basée sur l'indice de sensation cutanée, donne la possibilité à l'occupant d'agir sur sa tenue vestimentaire et la consigne de chauffage afin de revenir à une sensation nulle. Cette régulation comportementale est désactivée entre 22 h et 6 h, heures où l'habitant est supposé dormir et ne pas avoir la possibilité d'agir sur les systèmes. Une remise aux valeurs minimales de la consigne de chauffage (17 °C) et de la tenue vestimentaire (0,9 clo) se fait tous les jours à 6 h. Ce *reset*, s'il paraît peu réaliste, permet cependant de visualiser un comportement différent selon la journée. Deux actions consécutives sont séparées par un créneau d'un quart d'heure au minimum. Enfin, tant que la température de l'air est inférieure de plus de 0,5 °C à la consigne fixée, aucune action ne peut être menée. Nous étudions deux modes de comportement typiques selon que l'occupant a été sensibilisé ou non à la question de l'économie de l'énergie dans le bâtiment :

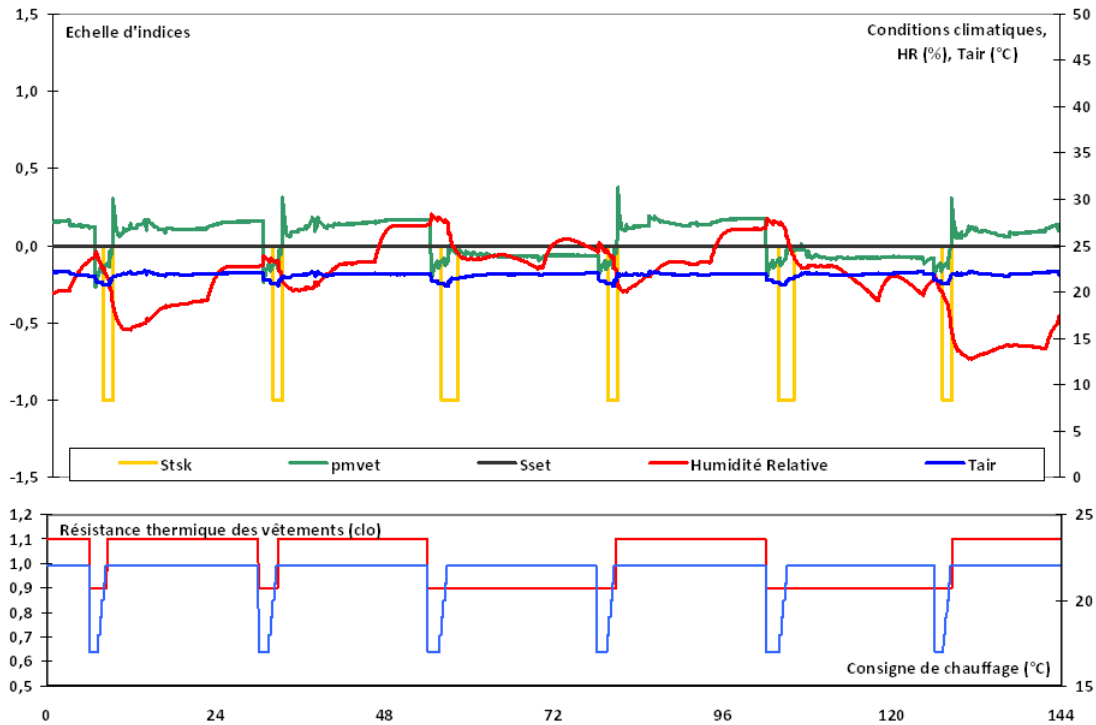
- Priorité à la consigne de chauffage jusqu'à un maximum de 22 °C avec un pas de 1 °C. L'ajustement de la tenue vestimentaire se fait en second lieu. Ce comportement est noté « **occupant non sensibilisé** ».
- Priorité à l'ajustement de la tenue vestimentaire jusqu'à un maximum de 1,3 clo avec un pas de 0,2 clo. L'augmentation de la consigne de chauffage se fait par la suite par pas de 1 °C. Ce comportement est noté « **occupant sensibilisé** ».

L'objectif est de démontrer d'une part, que la possibilité laissée aux occupants d'agir sur les systèmes – ceci peut alors être étendu à des bâtiments de bureaux ou autres – permet une meilleure régulation entraînant de fait des conditions de confort optimisées par rapport aux dépenses énergétiques, et d'autre part, que le comportement d'un « occupant sensibilisé » permet de réaliser une économie notable

d'énergie par rapport à celui d'un « occupant non sensibilisé » et donc que la sensibilisation des utilisateurs aux bons usages des systèmes énergétiques en général peut avoir un impact très positif.

5.5.1.6.a Comportement d'un « occupant non sensibilisé »

La Figure 5.49 est représentative de l'évolution des paramètres climatiques, des sensations et du comportement de l'utilisateur :



On remarque le bon fonctionnement du régulateur comportemental étant donné que l'indice de sensation cutanée est différent de 0 uniquement lorsque la consigne de chauffage et la résistance thermique des vêtements sont remises à leur valeur minimale, à 6 h du matin. Dès lors, la consigne augmente jusqu'à atteindre sa valeur maximale, fixée à 22 °C. Si ce n'est pas suffisant, l'ajustement de la tenue vestimentaire intervient. La SET est égale à zéro durant toute la période de simulation. Les consommations énergétiques sur cet intervalle de temps s'élèvent à 267,6 kWh.

5.5.1.6.b Comportement d'un « occupant sensibilisé »

De la même manière, la Figure 5.50 nous indique les résultats :

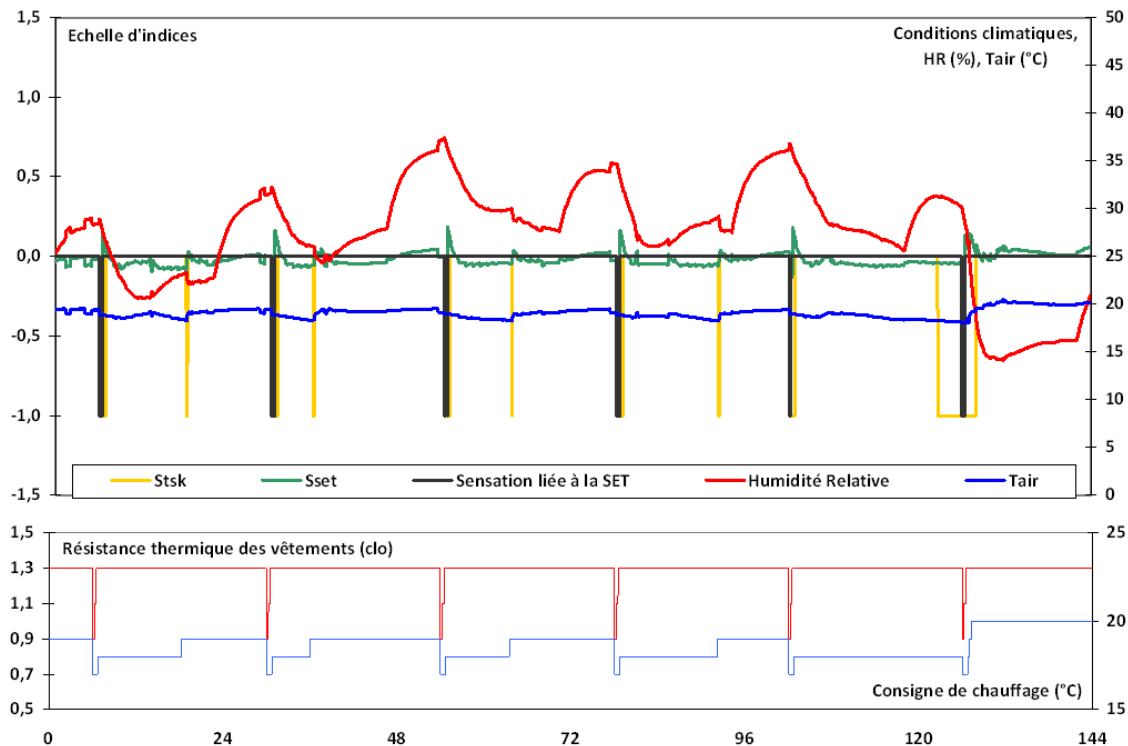


Figure 5.50 Effets d'une régulation comportementale d'un « occupant sensibilisé »

Dans ce cas, c'est l'isolation vestimentaire qui atteint son maximum (1,3 clo) mais ceci ne suffit pas, la consigne de chauffage s'optimise suivant les journées. Cependant, la valeur maximale n'est jamais atteinte, à tel point que la consigne maximale que le régulateur impose est 20°C. Ceci permet une économie de plus de 53 % par rapport à la régulation d'un « occupant non sensibilisé » ce qui traduit l'importance du comportement de l'utilisateur du bâtiment non seulement sur la régulation de son confort mais surtout sur les consommations énergétiques.

5.5.2 Conclusions et remarques

- a) Il est difficile, voire quasiment inenvisageable, de prendre en compte toute la complexité du comportement humain, donc un certain nombre d'hypothèses simplificatrices ont dû être posées :
- **Activité** : Dans toutes les simulations, le métabolisme d'activité est constant et correspond à une personne au repos (soit environ 100 W). Dans la réalité l'activité varie au cours de la journée. On pourrait donc envisager de prendre en compte une variation « classique » d'activité. Cette variation supplémentaire rendrait l'analyse des résultats plus complexe. Bien évidemment la température de neutralité thermique dépend fortement de l'activité. Par exemple, en hiver en régime stationnaire, la température opérative optimale sera d'environ 23 °C pour une personne au repos (métabolisme 100 W), cette température pourra être baissée jusqu'à presque 18 °C pour une personne ayant une activité plus soutenue (métabolisme de 180 W).
 - **Présence** : Numériquement il n'est pas facile de représenter une personne présente ou non de façon intermittente dans le logement. Par conséquent, dans les simulations, on considère que lorsque la personne est supposée absente, elle ne peut pas agir sur les températures de consigne et que, par ailleurs, elle se trouve alors dans une ambiance relativement neutre thermiquement.
 - **Comportement** : Uniquement deux actions comportementales ont été prises en compte : modification de la tenue vestimentaire ou de la température de consigne. On considère que chaque matin ces deux paramètres sont ramenés à leur valeur nominale, ce qui correspondrait au fait que chaque matin la personne s'habille de la même façon et modifie ensuite ses vêtements en fonction de la perception. Cette hypothèse a pour intérêt majeur de visualiser les différents ajustements que l'individu met en œuvre : ces derniers étant différents selon les jours. Sans cela, la régulation comportementale serait moins flagrante car la marge de manœuvre est relativement faible et l'écart

d'une unité sur le régulateur (l'indice de sensation cutanée) est suffisamment important pour qu'aucune action ne soit mise en œuvre à partir du moment où le « confort » ($Stsk = 0$) est atteint.

b) En ce qui concerne les indices de « confort ». Certains indicateurs, de toute évidence, ne donnent pas des résultats satisfaisants.

- **PMV** : Bien qu'il soit reconnu par la communauté scientifique et qu'il fasse partie des normes internationales (et notamment la norme ISO 7730), il faut rappeler que cet indicateur n'est valable qu'en régime stationnaire (toutes les variables doivent être stabilisées depuis au moins 2 heures). Or on constate que dans le bâtiment étudié cette situation est rare. Par ailleurs, lorsque les vêtements et l'activité restent constants, le PMV ne dépend plus que des variables d'ambiance, par conséquent, il ne peut pas représenter le comportement thermique dynamique du corps humain.
- **PMV*** : Cet indice n'est pas reconnu. Il a été construit avec une partie des équations empiriques du PMV qui sont étroitement liées au reste du calcul. Ce nouvel indice calcule une sensation directement à partir du bilan thermique instantané du corps humain. Ceci explique les violentes variations dans le cas, par exemple, où le sujet passe d'une ambiance chaude à froide. Dans ce cas, l'évaporation rapide déséquilibre brusquement le bilan, mais a une influence beaucoup plus faible sur les températures corporelles. Par la suite, cet indice est abandonné car dans les régimes transitoires rapides les réponses ne correspondent pas à la réalité.
- **Sset** : Cette sensation est calculée à partir de la température effective (SET). Cette dernière a été déterminée pour l'évaluation de l'inconfort d'une personne sédentaire sous des régimes dynamiques et se calcule avec le modèle de thermorégulation. L'indice qui y est lié se base sur un état physiologique. Sa variation semble réaliste, hormis lors d'une brusque transition d'ambiance : on remarque alors qu'il ne tient pas compte de l'inertie thermique du corps humain.
- **Stsk** : La sensation est calculée à partir de la température de peau. La bibliographie dans ce domaine est abondante. Cette méthode a été développée dans l'équipe du laboratoire PHASE depuis longtemps (Galéou 1991). Nous avons fait le choix que la sensation soit donnée sur une échelle discrète, car on tente de représenter une personne (contrairement au PMV qui propose une approche statistique). La base de ce choix correspond aux constatations faites sur le terrain où les personnes interrogées ne peuvent en aucun cas donner leur sensation sur une échelle décimale (Cf. norme ISO). Par exemple, personne ne déclarera une sensation de 0,65 sur une échelle où 0= [ni chaud, ni froid] et 1=[légèrement chaud].

Nous avons mis en évidence les points suivants :

- Une température de consigne à 19°C n'est pas compatible avec une perception satisfaisante de l'environnement thermique pour des individus au repos.
- Pour maintenir des conditions thermiques optimales, les débits de soufflage prévus sont un peu faibles, et en conditions météorologiques plus froides cela risque de poser des problèmes si les températures de soufflage doivent être augmentées.
- Les températures de soufflage atteintes sont assez élevées (60 °C). Il faut envisager une étude plus fine de la répartition du jet dans la pièce, car en dehors de l'effet sur le bilan thermique du corps humain, un air trop chaud est très mal perçu au niveau des voies respiratoires. Les résultats obtenus ici montrent que la zone d'occupation n'est pas affectée par le soufflage. Ce point est encore incertain.
- Un comportement d'un « occupant non sensibilisé » a des conséquences très importantes sur les consommations énergétiques. Seul le modèle peut permettre de quantifier ce type d'implication, même si la représentation de l'être humain reste simpliste.

On peut noter que ces aspects ? mis en évidence par la simulation ? sont totalement représentatifs de la réalité sur le terrain. Il est assez rare de constater des températures à 19 °C où les gens au repos sont satisfaits. On constate le plus souvent des températures de consigne plus élevées générant des surconsommations importantes par rapport à ce qui avait été prévu par les bureaux d'études. Or il faut noter que si l'on souhaite réellement obtenir une vraie diminution des consommations énergétiques sur le long terme et donc aboutir au facteur 4, il faut impérativement se fixer des objectifs réalistes en terme de confort et donc d'acceptabilité par les occupants. Dans le cas contraire, le facteur 4 sera atteint sur le papier mais pas dans la réalité... La plate-forme de simulation mise en place peut permettre de déterminer les meilleurs compromis à coût énergétique minimal et à 'confort' maximal.

6. Phase 3 : Développement d'un produit

Contribution de Damien Labaume – ALDES

L'état de l'art réalisé (§ 2.2) a montré qu'il était important de travailler au développement d'une solution technique permettant d'apporter le complément de chauffage à un système de ventilation double-flux avec récupération de chaleur. Ce développement a fait l'objet de toute cette phase 3 du projet.

6.1 Principe de la solution

Dans l'état de l'art sur le chauffage aéraulique (§ 2.2), on a pu voir deux solutions pour répondre à ce besoin : les systèmes fonctionnant en recyclage et les systèmes de chauffage uniquement sur l'air neuf. Ces deux solutions sont intéressantes mais présentent quelques inconvénients majeurs : la première ne traite pas du tout la ventilation ce qui risque de conduire à des problèmes de qualité d'air, pour la seconde solution, la régulation de température est difficile étant donné qu'il n'y a qu'une seule batterie centralisée de chauffage. À partir de ces constats, nous avons recherché une solution permettant d'assurer à la fois une bonne qualité d'air et une régulation thermique pièce par pièce.

La solution proposée, baptisée « Ubio[®] », est un caisson de répartition de l'air se situant en aval du système de ventilation double-flux. Le système Ubio[®] se compose de deux entrées d'air neuf, d'une entrée d'air recyclé et de 3 ou 5 batteries chaudes (selon la version). Un thermostat par pièce permet de commander le déclenchement ou l'arrêt de la circulation d'eau chaude dans chacune des batteries. Le soufflage est prévu dans les chambres et le séjour (deux bouches) ; l'extraction se fait par les autres pièces.

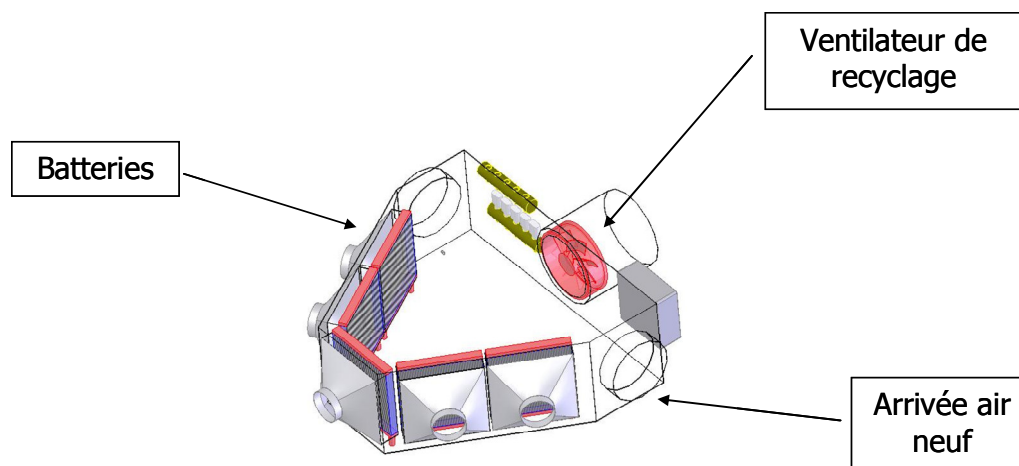


Figure 5.1 Schéma de principe d'Ubio[®]

Lorsque les températures extérieures sont comprises entre 0 et 15 °C, le système fonctionne uniquement sur l'air neuf de ventilation. Lorsque les températures extérieures sont plus basses, le ventilateur de recyclage se met en fonctionnement pour apporter plus de débit et diminuer les températures de soufflage. Le recyclage permet aussi d'apporter plus de puissance thermique pour remettre la maison en température après une période d'inoccupation.

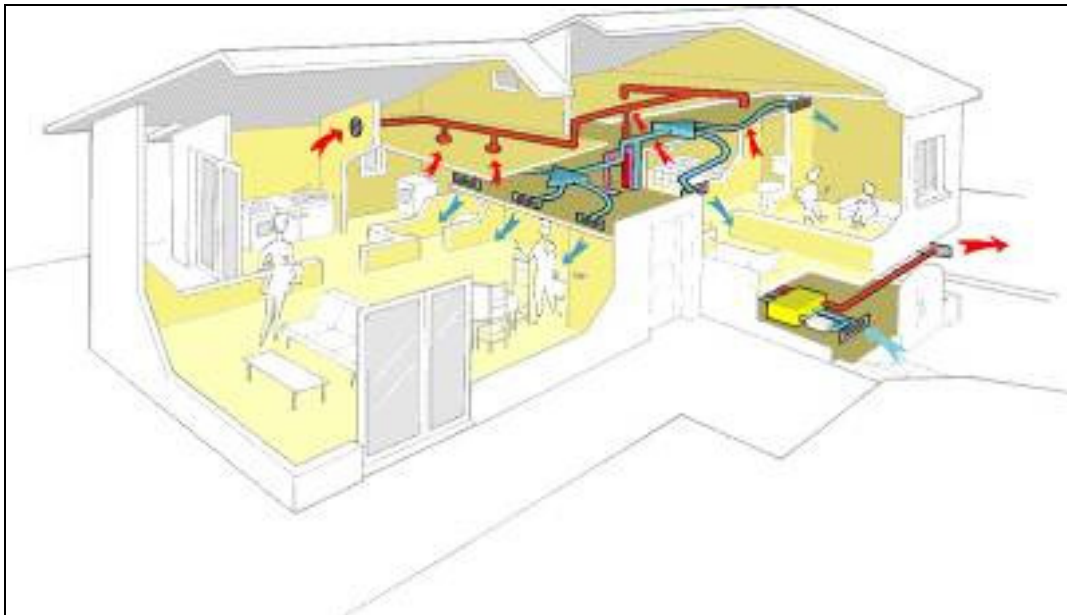


Figure 5.2 Exemple d'installation d'Ubio® dans une maison

6.2 Dimensionnement de la solution

Pour dimensionner les puissances calorifiques et les débits du prototype, nous avons calculé les puissances de chauffage à installer dans les maisons récentes bien isolées. Les puissances requises sont de l'ordre de 3 à 5 kW de chauffage pour l'ensemble d'une maison de 100 m², soit 2 à 3 kW de chauffage pour les pièces principales.

Ces éléments mènent à une puissance de l'ordre de 600 W par bouche d'insufflation. En ce qui concerne le débit d'air neuf, il est nécessaire d'avoir 20 m³.h⁻¹ par conduit d'insufflation. Les températures de soufflage obtenues pourraient être beaucoup trop élevées (de l'ordre de 110 à 120 °C) si l'on s'en tenait au débit de ventilation d'air neuf. C'est la raison pour laquelle, pour le recyclage, on prévoit un débit de 40 m³.h⁻¹ pour chaque bouche de soufflage, soit un débit total de 60 m³/h, ce qui permettra d'obtenir des températures de soufflages de 50 à 60 °C.

6.3 Cahier des charges

À partir des éléments définis précédemment, le cahier des charges d'Ubio® est le suivant :

- Débit d'air neuf : 20 m³.h⁻¹ par bouche
- Débit de recyclage : 40 m³.h⁻¹ par bouche
- Perte de charge : 20 Pa à 60 m³.h⁻¹ par bouche
- Puissance : 600 W par bouche en grand débit (régime d'eau 90/70 °C et/ou 50/40 °C)
- Filtration au recyclage (sur caisson ou grille de reprise)
- Clapet anti-retour sur réseau de recyclage

6.4 Premiers prototypes d'Ubio®

Les dessins ci-dessous présentent les deux premières versions d'Ubio® 3 et 5 piquages.

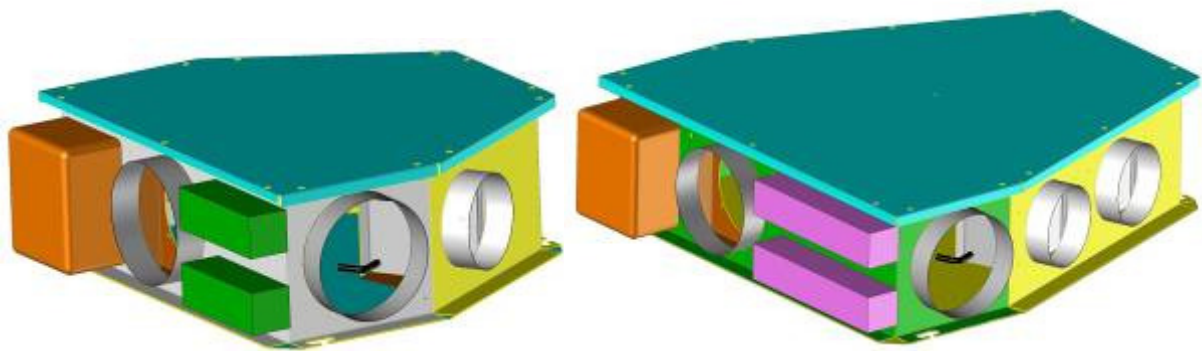


Figure 6.1 Dessins des versions 3 et 5 d'Ubio®

Sur la base des premiers dessins, une première phase de prototypage a été réalisée, conclue par quelques essais aérauliques et thermiques.

Le prototype est composé de :

- 2 piquages d'amenée d'air neuf
- 3 piquages d'insufflation
- un ventilateur de recyclage
- un clapet anti-retour
- 3 batteries à eau chaude
- 2 collecteurs d'eau chaude équipés d'électrovannes
- un boîtier électrique

Le prototype présenté ci-dessous est une version 3 piquages sur laquelle ont été apportées quelques modifications au vu des premiers essais. Un prototype 5 piquages a été fabriqué afin de faire des premiers essais.



Figure 6.2 Vue latérale du prototype

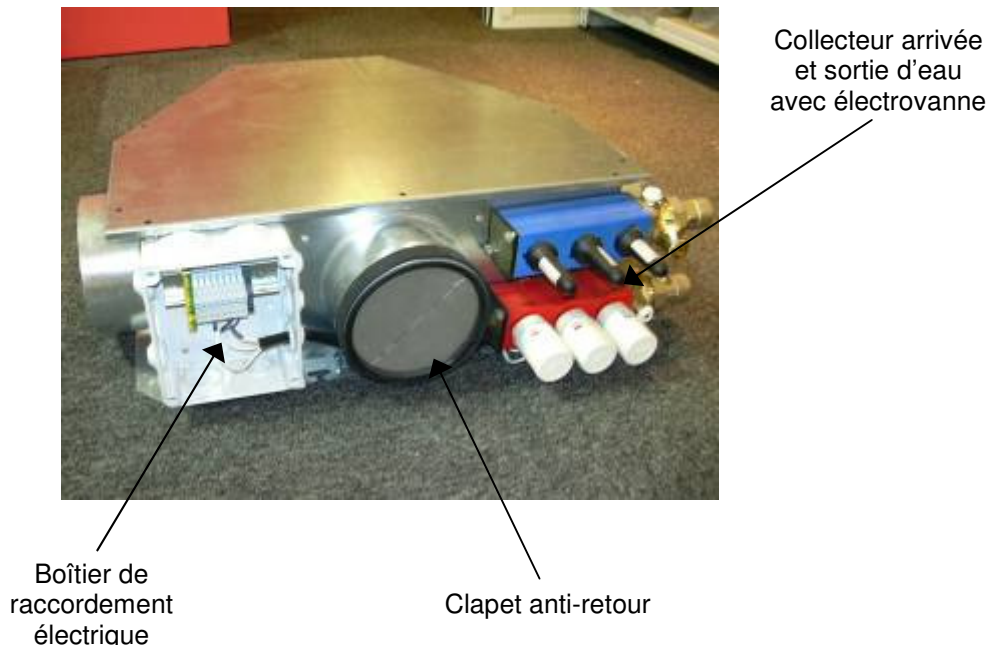


Figure 6.3 Vue arrière du prototype

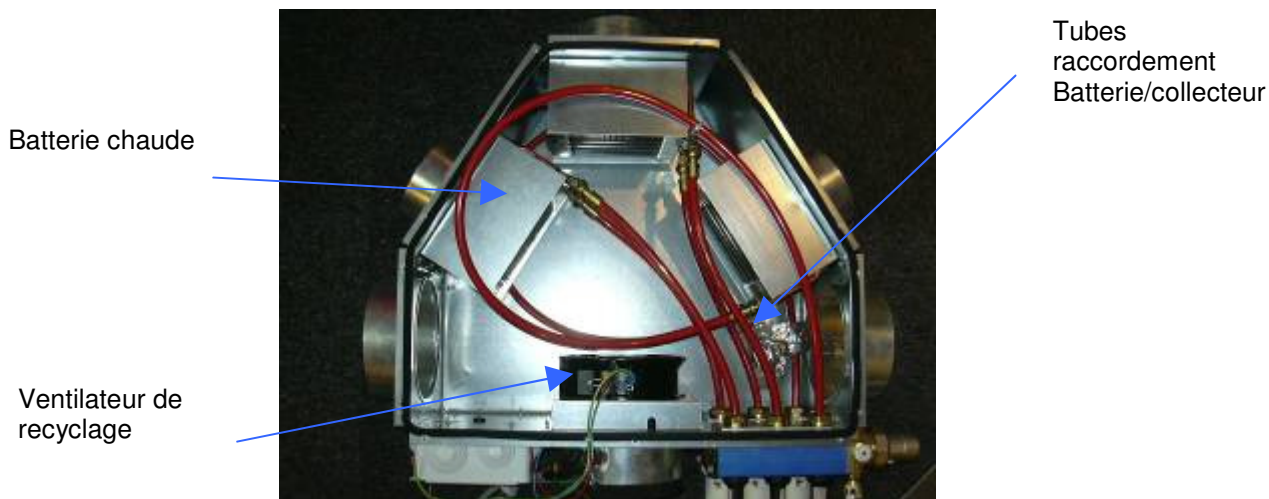


Figure 6.4 Vue de dessus du prototype, boîtier ouvert

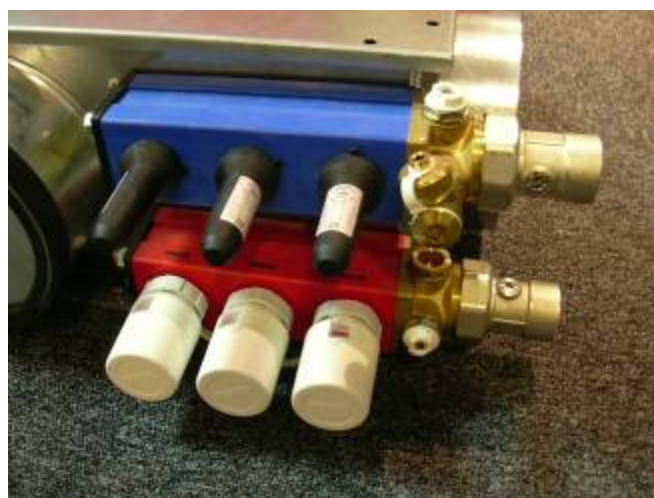


Figure 6.5 Vue des collecteurs avec les électrovannes



Figure 6.6 Vue d'une batterie chaude



Figure 6.7 Vue du ventilateur de recyclage

6.5 Essais d'investigation

Les premiers essais ont consisté en une validation aéraulique des débits. Pour ce faire, nous avons utilisé un ventilateur équipé d'un instrument de mesure de débit (Perméascope^{®17})(Figure 6.8).



Figure 6.8 Vue du prototype à 5 piquages associé au Perméascope[®]

¹⁷ Perméascope[®] : Système permettant de contrôler la perméabilité à l'air d'une maison ou d'un appartement, fabriqué par la société ALDES.

6.5.1 Essai d'étanchéité du caisson totalement fermé

Cet essai a été réalisé en fermant toutes les bouches et en soufflant au niveau du ventilateur complémentaire avec le ventilateur complémentaire. La caractéristique de la courbe obtenue est la suivante :

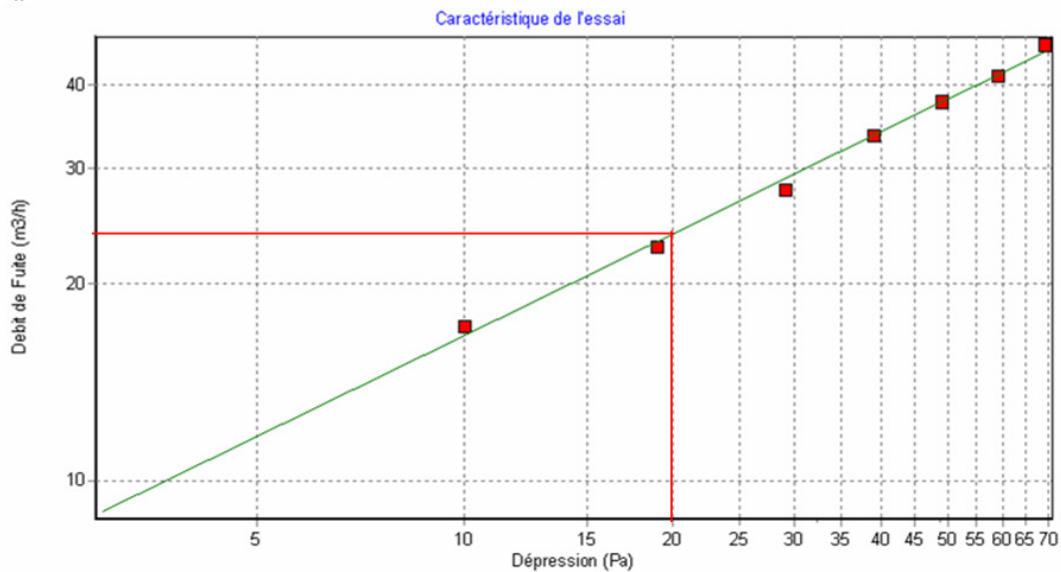


Figure 6.9 Débit de fuite du caisson totalement fermé

Sous 20 Pa, le débit de fuite du caisson est de 25 m³.h⁻¹. L'équation de cette caractéristiques est : $Q = 5,115 P^{0,513}$.

6.5.2 Détermination du débit de sortie du caisson

Cet essai a été réalisé en ouvrant toutes les bouches de sortie et en soufflant au niveau du ventilateur complémentaire avec le Perméascope®. La caractéristique de la courbe obtenue est la suivante :

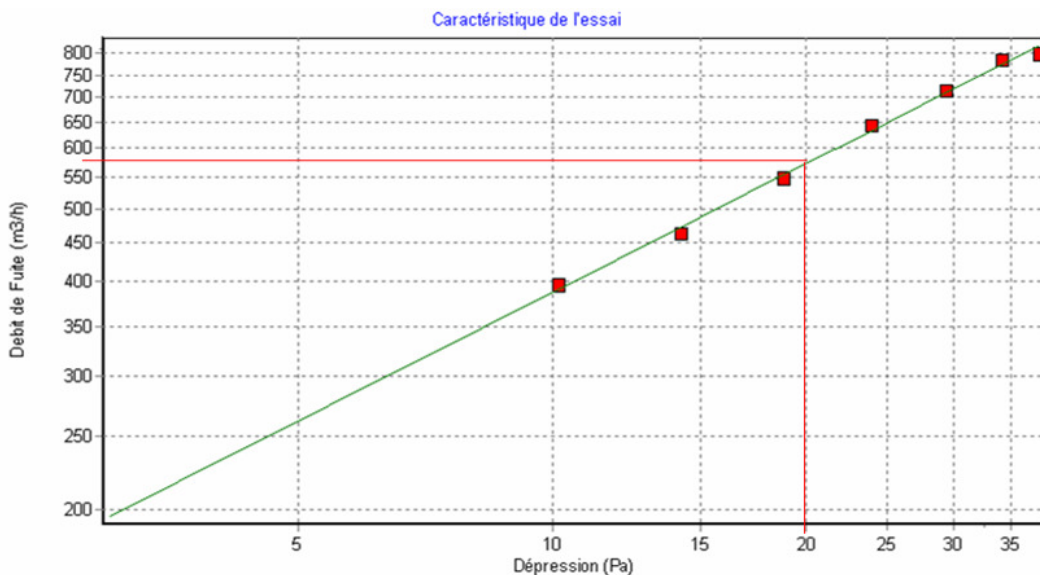


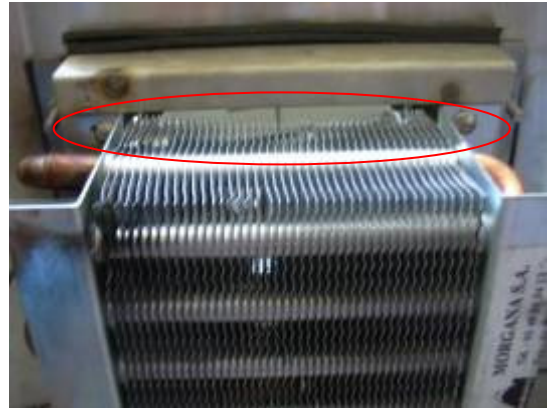
Figure 6.10 Courbe de débit en sortie de caisson

Sous 20 Pa, le débit de sortie du caisson est de 575 m³.h⁻¹. L'équation de cette caractéristique est : $Q = 105,823.P^{0,564}$.

La valeur du débit de sortie du caisson sous 20 Pa est très élevée. Or, sous 20 Pa, Ubio® a été dimensionné aérauliquement pour un débit de sortie total de $300 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, soit $60 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ par bouche, avec un soufflage parfaitement réparti à l'intérieur du caisson.

On se rend compte que l'air soufflé vers l'extérieur ne passe pas entièrement à travers les batteries, expliquant alors la faible perte de charge engendrée par celles-ci lors de cet essai.

En effet, comme le montre la photo ci-contre, les batteries ne sont pas bien intégrées aux bouches de sorties. Des espaces se trouvent tout autour de la batterie dans lesquels l'air s'engouffre, by-passant alors entièrement la batterie.



De plus, en raison de l'épaisseur de la batterie, l'air peut passer par dessus ou par dessous, ne traversant ainsi pas la batterie de part en part.

Tout ceci empêchera l'air d'absorber la puissance calorifique disponible par la batterie.

Pour forcer l'air expulsé du caisson à traverser totalement les batteries, nous avons bouché ces espaces, comme le montre la photo ci-dessous :



Figure 6.11 Batterie après bouchage de sa face supérieure

6.5.3 Détermination du débit de sortie du caisson (fuites autour des batteries bouchées)

Cet essai a été réalisé en ouvrant toutes les bouches de sortie et en ayant bouché au préalable les passages d'air autour des batteries. On souffle toujours au niveau du ventilateur complémentaire avec le ventilateur d'essai.

La caractéristique de la courbe obtenue est la suivante :

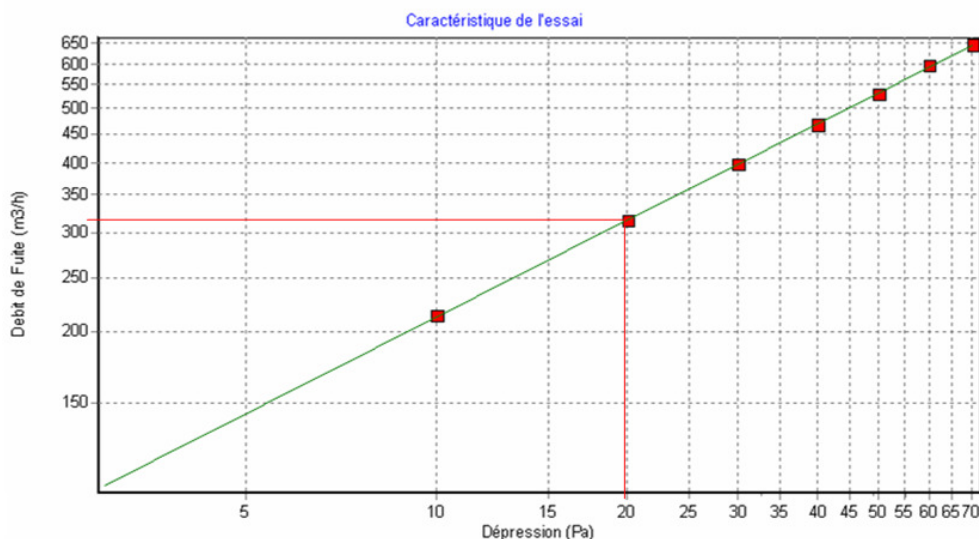


Figure 6.12 Courbe de débit en sortie de caisson

Sous 20 Pa, le débit de sortie du caisson est de $315 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

L'équation de cette droite est : $Q = 56,919 \cdot P^{0,571}$.

Nous avons montré dans la 1^{ère} partie que le débit de fuite du caisson est de $25 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Le débit insufflé réel sous 20 Pa est donc d'environ $290 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, ce qui donne une erreur de 3,3 % par rapport au dimensionnement aéraulique théorique.

6.5.4 Détermination de la répartition des débits de soufflages

L'objectif de ces essais est de valider la répartition des débits au soufflage et de constater si certaines bouches sont favorisées par rapport à d'autres. Ces essais ont été réalisés au CETIAT¹⁸.

Les mesures de débits ont été réalisées sur l'amenée d'air neuf, sur l'amenée d'air repris et tour à tour sur chaque conduit d'insufflation en compensant la perte de charge liée à l'instrument de mesure.



Figure 6.13 Vue générale de l'installation d'essais aérauliques

¹⁸

CETIAT : Centre Technique des Industries Aérauliques et Thermiques

Voici les résultats obtenus pour les différentes configurations :

Configuration n°	Débit d'air neuf	Débit d'air repris	Débit d'air soufflé	
			Branche n°	Débit (m³/h)
1	100 m³/h	0 m³/h	Branche n°1	17.6
			Branche n°2	18.6
			Branche n°3	19.1
			Branche n°4	18.6
			Branche n°5	19.3
2	100 m³/h	100 m³/h	Branche n°1	37.9
			Branche n°2	39.4
			Branche n°3	38.7
			Branche n°4	38.6
			Branche n°5	37.9
3	100 m³/h	200 m³/h	Branche n°1	57.7
			Branche n°2	58.4
			Branche n°3	60
			Branche n°4	58.6
			Branche n°5	56.8

Tableau 6.1 Répartition des débits soufflés dans chaque piquage pour différentes configurations

Les débits sont quasiment équilibrés sur chacune des branches, quelle que soit la configuration.

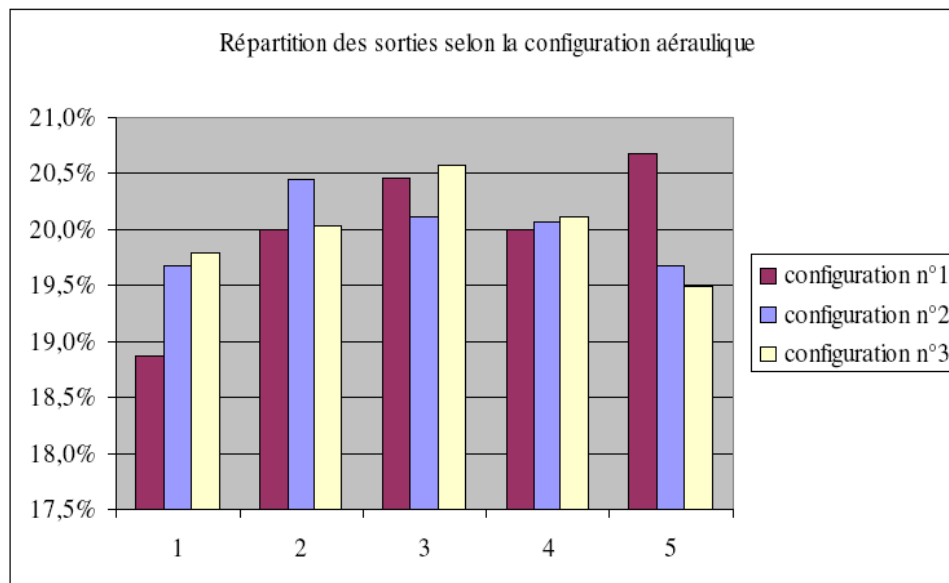


Figure 6.14 Répartition des débits soufflés dans chaque piquage pour différentes configurations

6.5.5 Essais thermiques du caisson Ubio®

À partir de ce caisson, nous avons réalisé des tests au CETIAT pour déterminer les puissances disponibles. Les essais ont été réalisés pour les 3 configurations aérauliques précédentes et pour deux niveaux de températures d'eau : 90 °C et 50 °C.

Le Tableau 6.2 présente les résultats obtenus pour les différentes configurations.

	Unité	T° eau = 50°C			T° eau = 90°C		
		pt n°1	pt n°2	pt n°3	pt n°4	pt n°5	pt n°6
Entrée Air neuf							
Pression atmosphérique	Pa	101042	100573	101129	100990	101208	101225
Température sèche	°C	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0
Température de rosée	°C	6,5	8,2	6,8	6,3	4,2	4,1
Humidité relative	%	56,8	63,9	58,1	55,9	48,5	48,2
Vitesse mesurée	m/s	4,74	4,74	4,75	4,75	4,73	4,71
Débit volumique (aux conditions d'entrées)	m³ah/h	99,5	99,5	99,7	99,7	99,3	98,8
Vs	m³ah/kgas	0,827	0,831	0,826	0,827	0,824	0,824
Débit massique	kgas/s	0,033	0,033	0,034	0,033	0,033	0,033
Entrée air repris							
Pression atmosphérique	Pa	101042	100573	101129	100990	101208	101225
Température sèche	°C	20,0	20,0	19,9	20,0	20,0	20,0
Température de rosée	°C	6,0	7,2	6,7	6,2	4,1	4,1
Humidité relative	%	40,0	43,5	42,0	40,7	35,1	35,1
Débit volumique (aux conditions d'entrées)	m³ah/h	0,0	99,6	200,8	0,0	99,7	200,6
Vs	m³ah/kgas	0,841	0,845	0,840	0,841	0,838	0,838
Débit massique	kgas/s	0,000	0,033	0,066	0,000	0,033	0,066
Sorties d'air (à titre indicatif)							
Température sèche conduit n°1	°C	42,2	37,9	35,5	71,9	62,73	57,08
Température sèche conduit n°2	°C	41,5	37,6	35,3	71,7	63,04	57,45
Température sèche conduit n°3	°C	41,9	38,5	35,9	71,9	64,57	58,42
Température sèche conduit n°4	°C	41,6	37,9	35,4	71,1	63,14	56,83
Température sèche conduit n°5	°C	41,0	38,7	36,9	70,5	64,62	59,89
Mesures sur l'eau							
Température entrée d'eau	°C	50,0	50,0	50,1	90,0	90,0	89,9
Température sortie d'eau	°C	45,8	43,7	42,0	80,1	75,1	70,6
Débit volumique d'eau	m³/h	0,198	0,201	0,199	0,198	0,202	0,197
Débit massique	kg/s	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,05
Perte d'énergie mécanique sur l'eau	kPa	2,0	2,0	2,1	1,8	1,8	1,8
Puissance sur l'eau	kW	0,98	1,46	1,87	2,27	3,52	4,44
Mesures électriques							
Tension d'alimentation	V	232	231	231	231	230	231
Puissance absorbée	kW	0,043	0,048	0,060	0,042	0,047	0,059

Tableau 6.2 Résultats obtenus pour les différentes configurations

D'après les essais, on obtient une puissance de 380 W par bouche d'insufflation lorsqu'on a un régime d'eau à 50 °C et une puissance de l'ordre de 890 W lorsqu'on a un régime de 90 °C.

Cette série d'essais était une première campagne d'investigations qui nous a permis d'améliorer certains composants du produit.

6.6 Étude comparative de différentes stratégies de régulation du système Ubio® par simulation dynamique

Compte tenu de la confidentialité de cette section, celle-ci a été placée dans annexe 6.

6.7 Dernière version du prototype

6.7.1 Les points à améliorer

Le premier prototype était fonctionnel et avait été testé, mais quelques points restaient à améliorer :

- On remarque que le prototype est encombré à cause des tuyaux et prend de la place, même s'il y a peu de voies de distribution.
- Il apparaît parfois quelques légers problèmes hydrauliques dus aux collecteurs avec les électrovannes qui doivent s'accorder.
- Par ailleurs, il existe un risque sur les tuyaux en polyéthylène réticulé. La tenue dans le temps et la fatigue de ce matériau due à la variation de température n'apportait pas de garantie suffisante.

6.7.2 La nouvelle version de Ubio®

Suite aux observations précédentes, des travaux ont été réalisés, avec le bureau d'études d'ALDES, afin d'arriver à un prototype plus compact, plus fiable, plus simple et présentant plus de garanties de durabilité dans le temps.

6.7.2.1 Description sommaire en images

Du point de vue de l'architecture, le nouveau prototype présente peu d'évolutions. Cependant, la nouvelle version est désormais isolée afin de limiter les déperditions thermiques et d'améliorer l'acoustique de l'ensemble.

Voici les photos du nouveau prototype :

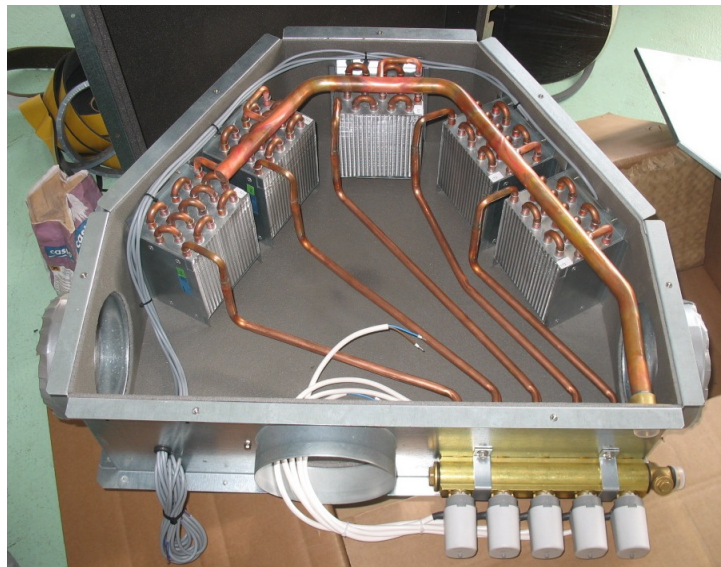


Figure 6.15 Vue de derrière du nouveau prototype

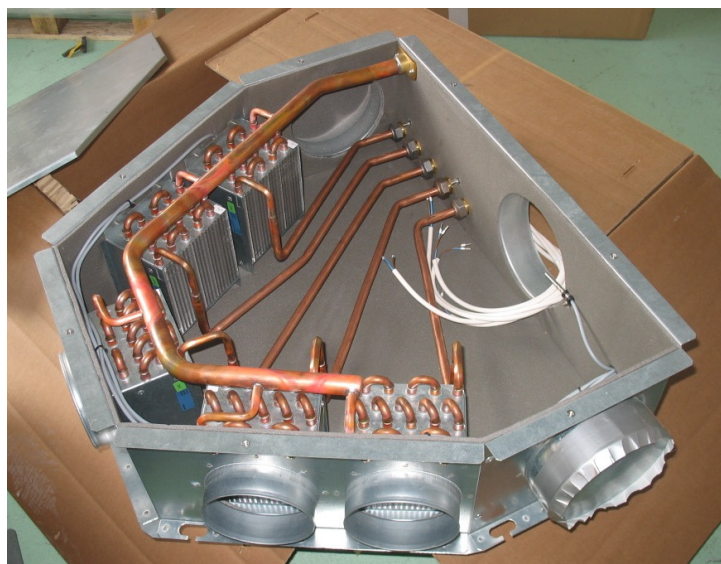


Figure 6.16 Vue de côté avant gauche du nouveau prototype

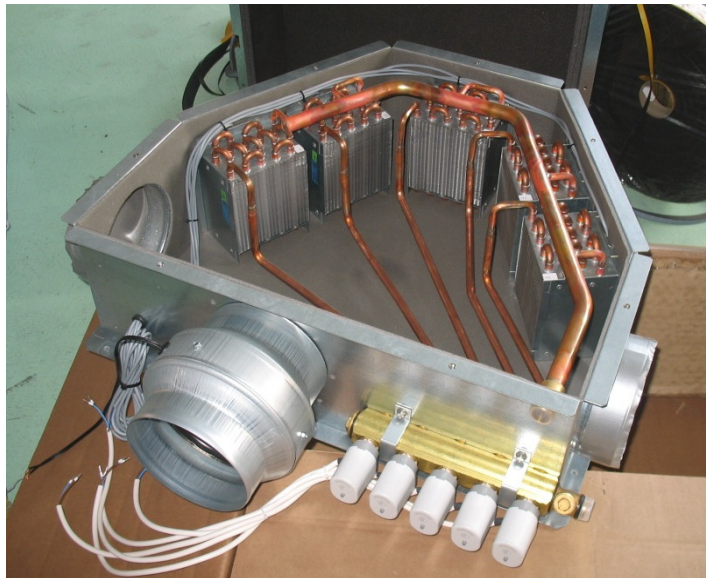


Figure 6.17 Vue de l'arrière du nouveau prototype avec ventilateur de recyclage monté

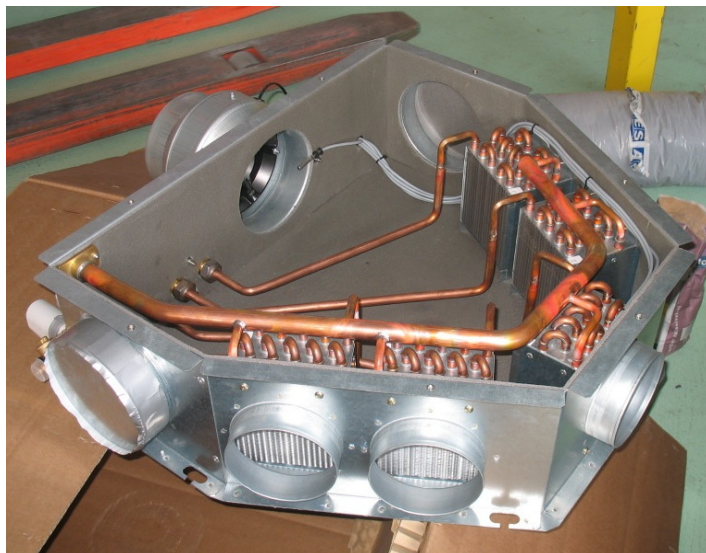


Figure 6.18 Vue de côté avant gauche du nouveau prototype avec ventilateur de recyclage monté



Figure 6.19 Vue des batteries des voies 1 et 2 du nouveau prototype

6.7.2.2 La tuyauterie

Les tuyaux flexibles en polyéthylène réticulé (PER) ont été remplacés par des tuyaux rigides en cuivre. Ceci :

- évite le risque de dégradation des tuyaux avec le temps
- permet un gain de place
- évite des pertes de charge sur la circulation de l'air dans le caisson
- diminue les contraintes mécaniques sur les batteries liées à la rigidité des tubes en PER

6.7.2.3 Les collecteurs / électrovannes de distribution

Le collecteur de sortie a été changé : un collecteur global pour les sorties de toutes les batteries est mis en place. Il récolte l'eau de toutes les batteries sur un unique tuyau de gros diamètre.

Cela permet d'avoir :

- une meilleure gestion des flux d'eau
- une simplicité de mise en œuvre
- Un gain sur l'aéraulique est aussi à noter car moins de tuyaux (et en plus avec des tuyaux de meilleure qualité) engendrent moins de perturbations.
- Un nombre limité de raccordements hydrauliques qui sont une source potentielle de fuite d'eau.

6.7.2.4 Les batteries

Les batteries ont été retournées (les tubes sont verticaux et non plus horizontaux). Cela a été fait pour un gain de place ainsi qu'une connexion plus facile avec les tubes en cuivre.

Finalement, le nouveau prototype permet bien de faire des économies financières tout en ayant un caisson plus petit avec des flux aérauliques et hydrauliques moins perturbés ainsi qu'une qualité et une durée de vie supérieures.

Ce prototype est actuellement en test dans un laboratoire extérieur pour différents tests de bon fonctionnement et de performances.

7. Phase 4 : Préfiguration d'une expérimentation in-situ

Deux cas ont été retenus pour préfigurer une expérimentation in-situ :

- une maison individuelle
- un bâtiment résidentiel collectif

Pour la maison individuelle, il s'agit d'une maison de 90 m² de plain-pied situé dans le centre de la France. Un système Ubio[®] y a été implanté.

Pour le bâtiment résidentiel collectif, il s'agit d'une copropriété sise au 331 Faubourg Reclus à Chambéry. Ce bâtiment fait l'objet d'une opération de réhabilitation se voulant exemplaire, qui a été proposée en mars 2009 pour un appel à projet PREBAT régional. L'opération en question concerne la rénovation thermique du bâtiment et l'intégration de moyens de production d'énergie renouvelable. En particulier, l'opération envisage l'équipement du bâtiment d'une unité de micro-cogénération à bois Sunmachine[®] et du système de diffusion d'air chaud Ubio[®] étudiés dans le cadre de ce projet. La présente étude s'appuie sur le travail réalisé antérieurement par Pascal Lenormand (société INCUB') [Lenormand] et sur une contribution de Thomas Letz (INES Education) [Letz 2009].

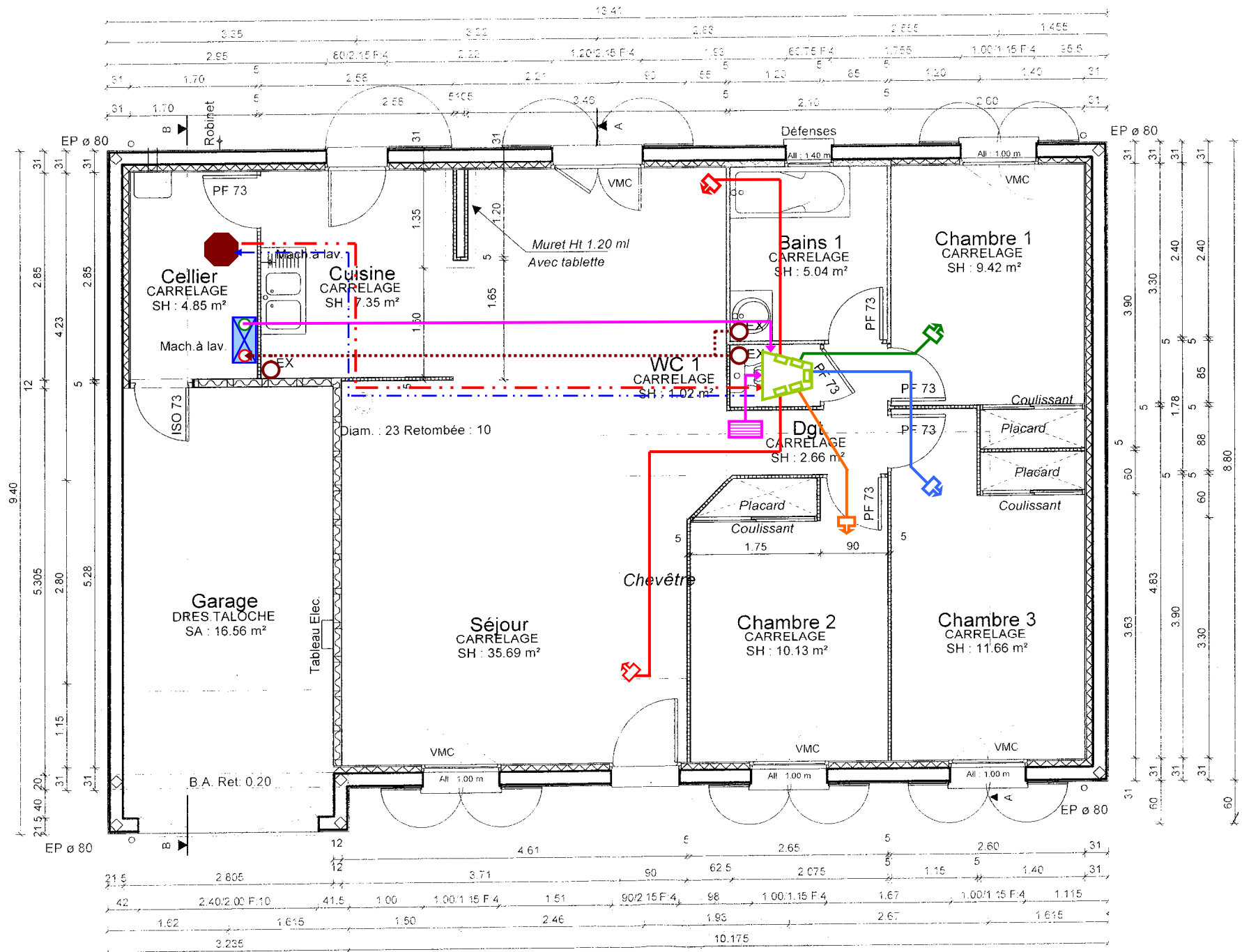
7.1 Maison individuelle

Instrumenter les prototypes Ubio[®] réalisés dans la phase 3 est une étape essentielle à une validation des performances du concept issu du projet. En effet, il est important de mesurer les performances du produit mais aussi de connaître le ressenti des personnes qui occupent le logement.

7.1.1 Description de la maison, des systèmes de chauffage et de télémessure

Une maison de 90 m² de plain-pied a été sélectionnée pour accueillir la cogénération à bois couplée avec un Ubio[®]. Cette maison a un niveau d'isolation très performant avec un $U_{\text{bât}}$ égal à 0,25 W/m².K.

Sur le plan de la maison, nous avons intégré la micro-cogénération, le système double-flux et le module de chauffage Ubio[®].



7.1.2 Instrumentation de la télémessure

Afin de réaliser l'instrumentation de cette maison, nous avons besoin d'enregistrer certaines données pour réaliser le bilan énergétique du système.

7.1.2.1 Détermination des instruments de la télémessure

Voici les mesures à réaliser afin d'avoir une idée réaliste du fonctionnement de l'installation :

- État des thermostats des pièces
- Valeur de température des thermostats des pièces
- Températures en entrée de l'échangeur sur air vicié (air neuf et VMC)
- Débit des ventilateurs de l'échangeur sur air vicié
- Températures au départ et retour d'eau de la cogénération bois
- Débit d'eau sur la boucle de chauffage
- Production électrique pour la cogénération
- Consommation de combustible
- État des électrovannes de l'Ubio®
- État du ventilateur de recyclage

Toutes ces données permettront donc de connaître aussi :

- L'énergie produite par la cogénération
- L'énergie consommée pour le chauffage
- L'énergie consommée par la cogénération

Afin de pouvoir communiquer ces données pendant toute la durée de la télémessure, un émetteur GSM pourrait être installé sur la carte d'acquisition. Les données seraient ainsi reçues tous les jours pour analyse du fonctionnement de l'installation.

Voici donc une liste du matériel nécessaire pour la télémessure

Eléments	Nombre
Thermostats (Etat et T°C)	4
CTN	4
Thermocouple (départ et retour chaudière)	1
Débitmètre	1
Wattmètre	1
État électrovannes	5 (une par voie)
État Ventilateur recyclage	1
Emetteur GSM	1
Carte d'acquisition	1

7.1.2.2 Analyse du coût global de l'installation

Dans le coût global de l'installation, il faut distinguer les coûts liés à l'installation des différents matériels, les coûts d'achat et de conception de la carte d'acquisition et les coûts de suivi et d'analyse des mesures.

7.1.2.2.a Coûts d'installation.

Les prix indiqués ci-dessous sont en HT fourni/posé au maître d'ouvrage

Equipement	Coût
Sunmachine® Pellet	25 000 €
Système double-flux avec by-pass	4 000 €
Module de chauffage Ubio®	3 500 €
Ballon de stockage	2 000 €

7.1.2.2.b Coûts d'achat des sondes et de conception de la carte d'acquisition

De manière globale, voici le descriptif des différents coûts pour l'instrumentation :

- Carte d'acquisition : 2 000 €
- Précablage par l'électricien : 1 500 €
- Eléments de mesure (débitmètre, CTN, ...) : 1 000 €
- Cablage final sur carte acquisition : 500 €
- Sondes (température, éclairement,...) : 1 500 €

7.1.2.2.c Coûts du suivi des mesures et coût de l'analyse des résultats.

Pour obtenir des informations pertinentes, il serait nécessaire de réaliser l'instrumentation sur un an pour obtenir l'intégralité de la saison de chauffage mais aussi pour obtenir les périodes de l'année où seuls les besoins d'eau chaude sanitaire vont solliciter la cogénération. Sur une période d'un an, les coûts d'analyse peuvent être estimés à 10 000 €.

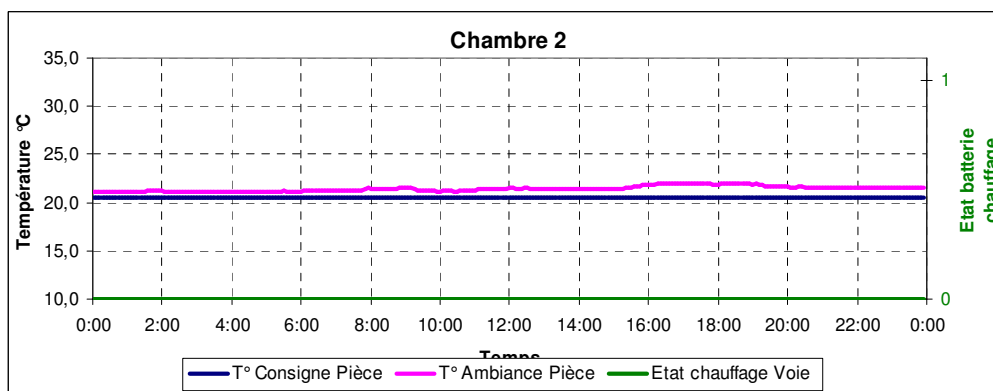
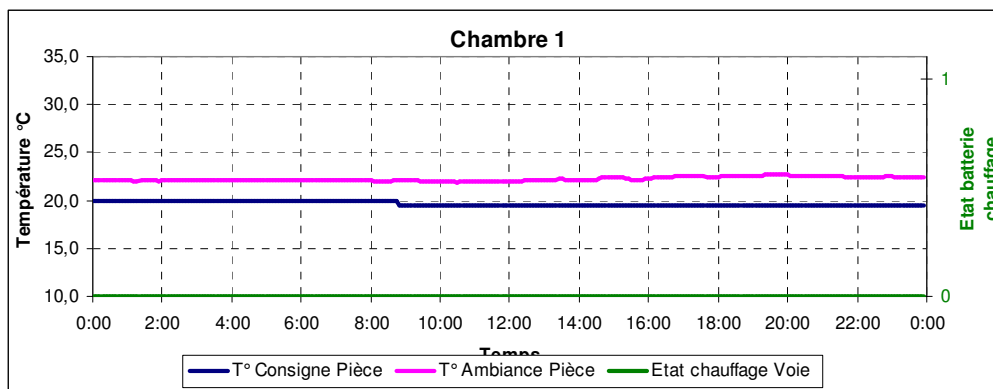
7.1.3 Analyse des données

7.1.3.1 Méthodologie de l'importation des résultats

Les données reçues par la carte d'acquisition seraient transmises tous les jours par GSM. Elles seraient ensuite traitées de manière automatique grâce à un programme à développer sous Excel. Il serait alors possible de présenter les résultats journaliers et globaux sur toute la durée de la télémessure ou mois par mois.

7.1.3.2 Exemples de résultats

Voici à titre d'exemple, des résultats de mesures que nous pourrions obtenir sur l'instrumentation envisagée.



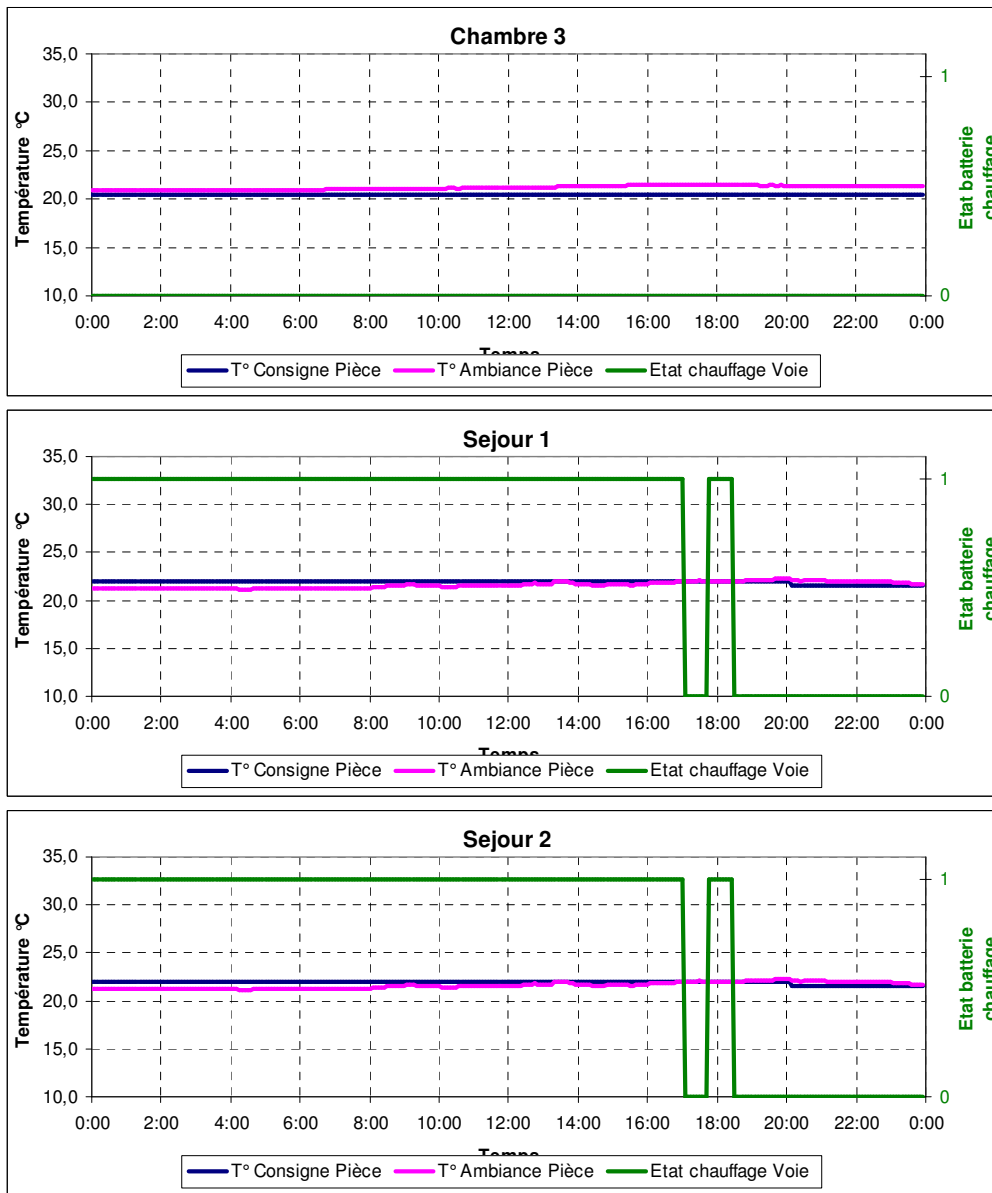


Figure 7.1 Exemples de graphiques journaliers voies par voies pour la télémessure d'un Ubio®

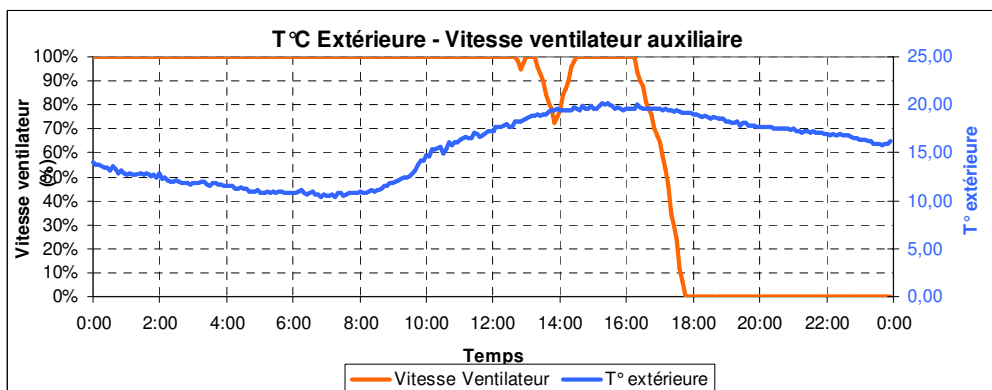


Figure 7.2 Exemple de graphiques journaliers sur la température extérieure et la vitesse du ventilateur de recyclage

En conclusion, à partir de ces mesures, il serait possible de déterminer les performances du produit in-situ.

7.2 Petit collectif

7.2.1 Description du cas d'étude retenu

7.2.1.1 Description du bâtiment étudié

Le bâtiment se situe en zone urbaine sur un terrain en pente (Figure 7.3). Il comporte un niveau de caves enterré, un rez-de-jardin semi-enterré (R-1), un rez-de-chaussée (R), trois étages et un niveau de combles (R+4).

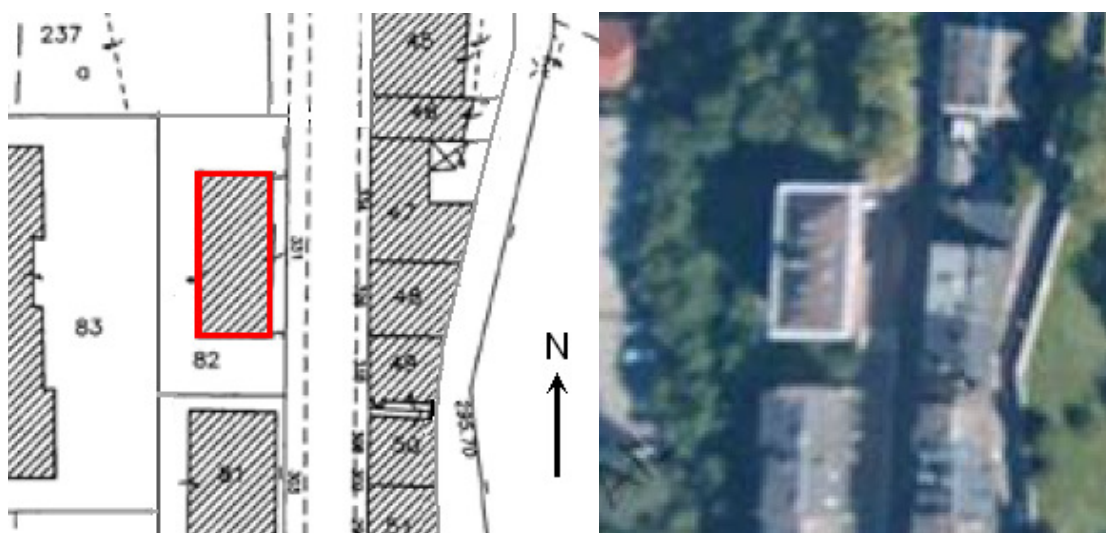


Figure 7.3 Plan de masse et vue aérienne du bâtiment
(sources : gauche : www.mairie-chambery.fr, droite : Géoportail)

7.2.1.2 Description du projet de rénovation

Le projet de rénovation consiste en l'amélioration thermique du bâtiment (isolation par l'extérieur des murs, isolation de la toiture, mise en place de vitrage performant, récupération de chaleur sur air vicié), l'aménagement de logements en rez-de-jardin et dans les combles, l'installation d'un plancher chauffant en rez-de-jardin, l'intégration de moyens de production de chaleur à partir d'énergies renouvelables (tels que chaudière à bois, micro-cogénération à bois, capteurs solaires thermiques), la récupération d'eau de pluie pour l'alimentation des WC et lave-linge, la création d'une buanderie collective et d'un garage à vélo.

7.2.1.3 Description de l'installation technique et du dispositif de suivi envisagé

Cette partie est tirée de [Letz 2009].

L'installation technique prévue sur le bâtiment est relativement complexe puisqu'elle fait intervenir (Figure 7.4) :

- Des capteurs solaires thermiques utilisés pour la production d'eau chaude sanitaire
- Une unité de micro-cogénération à granulé de bois Sunmachine
- Une chaudière à granulé de bois ou à gaz, utilisée en appoint ou en secours
- Un ballon tampon de grande capacité pour assurer le chauffage des 12 logements via un réseau de chauffage à air (8 logements) et des planchers chauffants (4 logements)
- Un ballon d'eau chaude bi-énergie pour la production d'eau chaude sanitaire, raccordé aux capteurs solaire et au ballon tampon
- Un réseau de ventilation double-flux mettant en œuvre les caissons Ubio® pour le chauffage aéroulique

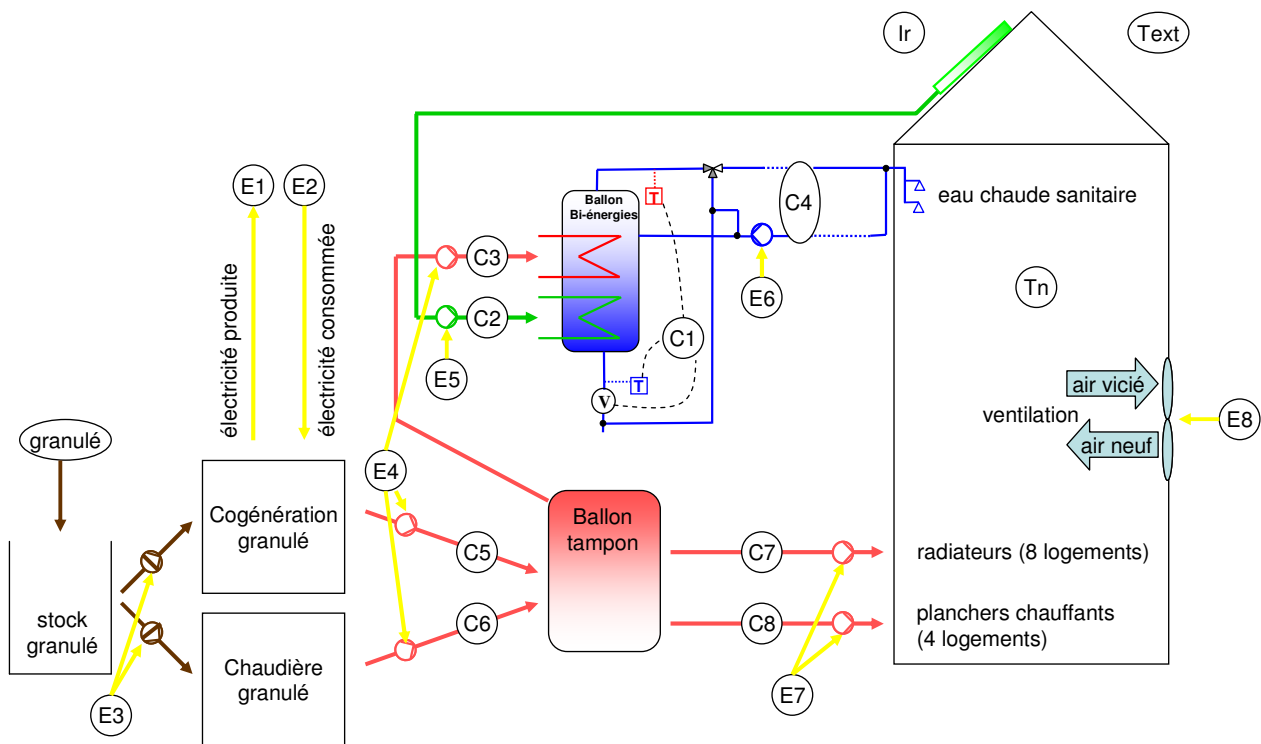


Figure 7.4 Schéma-bloc de l'installation énergétique [Letz 2009]

Le dispositif de mesure, conçu par Thomas Letz, comporte :

- des compteurs de chaleur (notés C*i*) placés sur chaque branche des circuits d'eau
- des compteurs électriques (notés E*i*) pour évaluer la consommation électrique de tous les auxiliaires (circulateurs, ventilateurs) ainsi que la consommation et la production électrique de l'unité de micro-cogénération
- une sonde d'irradiation pour mesurer l'irradiation solaire au niveau des capteurs (Ir)
- des sondes de température, pour mesurer la température extérieure ainsi que les températures dans chacun des logements

Les données fournies par les différents compteurs, à partir de l'évaluation de la consommation de granulés, devrait permettre d'évaluer les rendements de la micro-cogénération et de la chaudière. Elles permettront aussi d'évaluer les besoins de chauffage et d'ECS, les pertes thermiques au niveau des ballons de stockage, les performances de l'ensemble de l'installation et la consommation électrique totale de tous les auxiliaires.

7.2.2 Simulation

7.2.2.1 Description de la modélisation réalisée

La modélisation réalisée ne tient compte que des niveaux R à R+4. La modélisation du niveau R-1 – qui n'était pas réalisée dans [Lenormand] – n'a pas semblé indispensable compte tenu de la complexité que représente la situation semi-enterrée de ce niveau. Il a été vérifié que cela n'avait pas d'incidence notable sur les résultats obtenus, ce qui s'explique par la forte isolation du plancher bas.

Les bâtiments voisins ont été modélisés avec le logiciel ALCYONE pour tenir compte de leur ombrage sur le bâtiment étudié (en gris sur la Figure 7.5).



Figure 7.5 Vue sud-ouest du bâtiment modélisé

Le modèle de bâtiment réalisé reprend l'ensemble des caractéristiques envisagées pour les compositions des parois et pour les ouvertures du bâtiment rénové.

Désignation	Matériaux (épaisseur)	Épaisseur cm	Conductance thermique spécifique (coeff. U) $W.m^{-2}.K^{-1}$
Murs extérieurs isolés	<i>Pavatherm (20 cm) + Béton lourd (40 cm)</i>	60	0,2
Murs int et ext. non isolés	<i>Béton lourd (40 cm)</i>	40	4,37
Cloisons	<i>Plâtre (2 cm) + Brique creuse (5 cm) + Plâtre (2 cm)</i>	9	4,67
Cloisons isolées (contact garages)	<i>Pavatherm (20 cm) + Cloison</i>	29	0,2
Planchers interm.	<i>Carrelage (2 cm) + Mortier (15,5 cm) + Bois léger (2,5 cm)</i>	20	3,19
Planchers interm. isolés	<i>Pavatherm (16 cm) + Plancher interm.</i>	36	0,24
Plancher rez-de-chaussée	<i>Carrelage (4 cm) + Béton lourd (20 cm) + Panneau de liège (8 cm)</i>	32	0,47

Désignation de l'ouverture	Matériau	Conductance thermique moyenne (coeff. U) $W.m^{-2}.K^{-1}$	Facteur solaire vitrage	Part de surface vitrée %
Porte d'entrée	<i>Bois isolé</i>	0,70	0	0
Portes intérieures	<i>Bois</i>	5	0	0
Fenêtres DV 10.16.4 Argon	<i>Cadre sapin</i>	1,54 (U_w)	0,53	66
Fenêtres TV 4.10.4.10.4 Krypton	<i>Cadre bois</i>	1,19 (U_w) ¹⁹	0,52	66

Tableau 7.1 Besoins de chauffage, températures et confort d'été

¹⁹

U_w désigne la conductance thermique moyenne de l'ensemble « cadre + vitrages »

Les valeurs des ponts thermiques retenues sont faibles pour les parois extérieures (coefficient de déperdition linéique de $0,1 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) et élevées pour les balcons et l'avancée de toit (coefficient de déperdition linéique de $0,9 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$). Elles ont été obtenues à partir du catalogue des ponts thermiques de l'OFEN (Suisse) [OFEN 2003].

Le scénario de puissance dissipée considère une émission de 2000 kWh par an et par appartement, ce qui correspond à des logements plutôt économes. La répartition de cette émission de chaleur est homogène sur l'année mais présente des variations horaires (Figure 7.6). Cette hypothèse est peut-être optimiste car elle dépend aussi fortement de l'équipement des logements et de la manière dont ils sont utilisés, ce qui dépend du comportement de l'occupant.

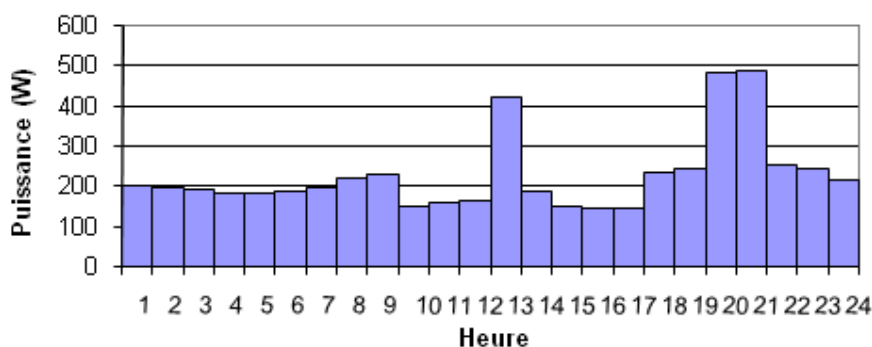


Figure 7.6 Scénario horaire de puissance dissipée pour un appartement sur une journée

Les scénarios d'occupation considèrent au total 35 occupants pour les 10 appartements, soit 3,5 occupants par appartement. La puissance thermique moyenne émise par chaque occupant est de 80 W.

Une occultation de 70 % des fenêtres a été considérée de 10 h à 17 h en été pour les pièces à vivre, et la nuit toute l'année et le jour en été pour les chambres, afin de représenter les stores et volets qui seront mis en œuvre soit la nuit pour éviter les déperditions thermiques, soit le jour en été pour limiter les apports solaires passifs et éviter les surchauffes.

Un échangeur sur air vicié d'une efficacité moyenne de 60 % a été considéré. Le débit de ventilation a été fixé à 0,6 vol/h en hiver ce qui intègre la ventilation mécanique et les infiltrations. En été, le modèle ne permettant pas de désactiver l'échangeur, un débit de surventilation de 3,75 vol/h a été fixé de manière à correspondre à un débit de 1,5 vol/h sans échangeur.

La consigne de température est fixée dans un premier temps à 19 °C le jour et à 17 °C de 21 h à 8 h. Cette consigne constituera un paramètre qui sera étudié par la suite.

7.2.2.2 Méthode

Les calculs ont été réalisés par simulation dynamique sur une année de simulation avec un pas de temps demi-horaire à l'aide du logiciel Pléiades+COMFIE.

Le calcul de l'intensité des besoins de chauffage a été réalisé en considérant une surface chauffée de 848 m², les surfaces des appartements du rez-de-jardin n'ayant pas été comptabilisées.

Une série de simulation a été nécessaire pour évaluer les performances optimales d'une unité de micro-cogénération à bois utilisée pour assurer une partie des besoins de chauffage, associée à un ballon de stockage thermique.

7.2.2.3 Résultats de simulation

7.2.2.3.a Comportement thermique du bâtiment rénové

Deux simulations ont été réalisées, l'une sans surventilation nocturne d'été et l'autre avec une surventilation nocturne de 1,5 vol/h.

Simulation	Besoins de chauffage		Tmin °C	Tmax °C	DJI 27 °C °C.j
	kWh/an	kWh/m ² /an			
Sans surventilation nocturne	22 347	26,4	17	30,41	47
Avec surventilation nocturne	22 779	26,9	17	29,26	2

Tableau 7.2 Besoins de chauffage, températures et confort d'été

Les résultats obtenus montrent que

- Le bâtiment rénové devrait présenter des besoins de chauffage limité (27 kWh/m²/an), correspondant aux besoins d'un bâtiment très performant (le niveau « Maison Passive » est à 15 kWh/m²/an).
- Avec la surventilation nocturne, la température maximale est de 29,5 °C et l'inconfort ne dépasse pas 2 degrés-jour par an. Ces performances semblent satisfaisantes et la surventilation devrait permettre d'éviter la mise en place de moyens de rafraîchissement actifs (p. ex. climatisation).

7.2.2.3.b Simulation du bâtiment équipé de la micro-cogénération à bois

Les calculs réalisés dans cette partie s'appuient sur le modèle d'unité de micro-cogénération à bois a été réalisé dans le cadre de ce projet. L'unité « Sunmachine Pellet » qui a servi à l'établissement du modèle était une unité de pré-série présentant des performances bridées par rapport à celles des unités effectivement commercialisées. De plus, elle présentait certains défauts (régulation, colmatage de la grille dans la chambre de combustion) que le fabricant a vraisemblablement corrigés depuis l'étude sur banc d'essai. Le modèle conçu et étalonné spécifiquement pour l'unité de pré-série étudiée précédemment ne peut donc donner qu'un ordre d'idée des performances de l'unité qui pourra être installée dans le bâtiment rénové. Néanmoins, en l'absence de données complémentaires sur les caractéristiques des unités commercialisées aujourd'hui, c'est ce modèle qui a été utilisé pour réaliser les calculs.

Le ballon d'eau chaude considéré est isolé par 5 cm de polyuréthane et les canalisations par 3 cm d'EPDM²⁰. Il fournit l'eau chaude au circuit de chauffage. L'appoint calculé représente ici un appoint instantané, intervenant après la sortie du ballon. Le volume de ballon ne tient donc pas compte de la totalité de la puissance nécessaire au chauffage de la maison mais uniquement de celle fournie par l'unité de micro-cogénération. Si, en pratique, l'appoint intervient directement sur le ballon de stockage (chaudière à bois couplée au ballon via un échangeur interne), il sera nécessaire de tenir compte de cette puissance supplémentaire pour le dimensionnement optimal du ballon.

Une série de simulations a été réalisée en faisant varier le volume du ballon de stockage (Figure 7.7).

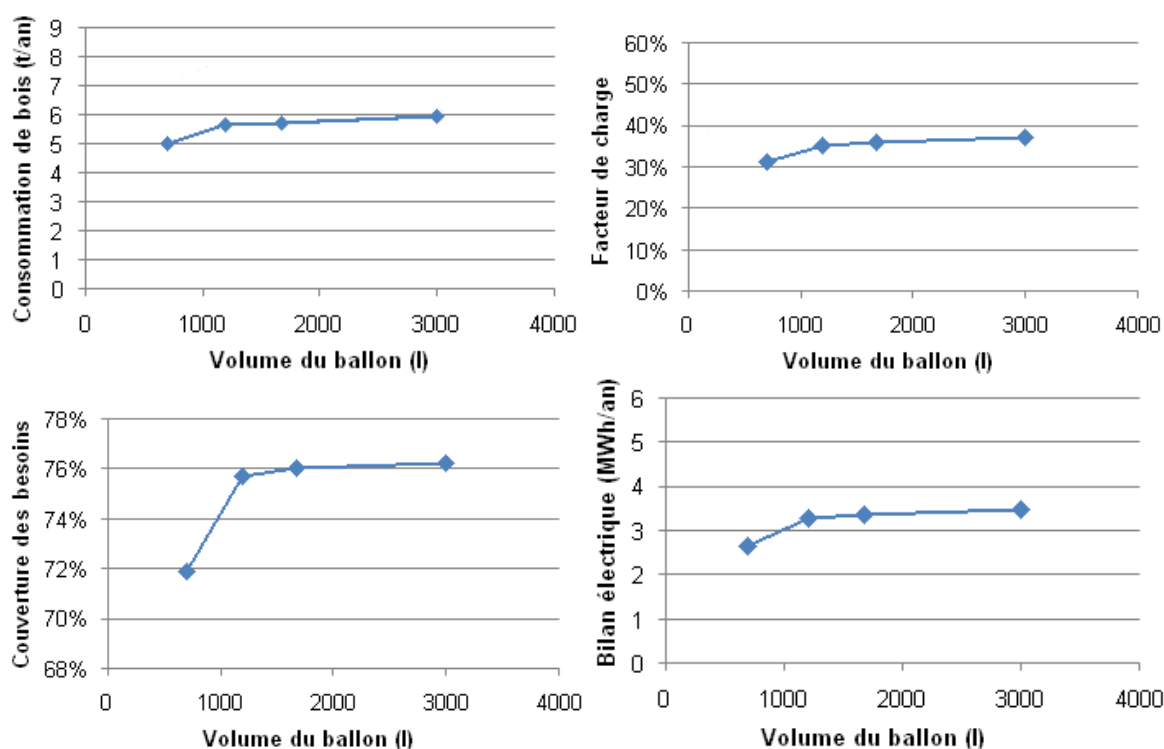


Figure 7.7 Evolution de quelques grandeurs caractéristiques du système de chauffage par micro-cogénération en fonction du volume du ballon de stockage

Les résultats montrent que l'influence du volume du ballon de stockage est variable : un petit volume (700 l) a tendance à réduire les pertes thermiques du système et par conséquent la consommation de bois

²⁰ Ethylène Propylène Diène Monomère : Mousse élastomère à base de caoutchouc synthétique

et le facteur de charge, mais aussi la couverture des besoins de chauffage et le bilan électrique. L'unité de micro-cogénération est alors sous-utilisée. Pour un volume plus important (> 1200 l), ces tendances s'adoucissent et le volume du ballon n'a alors plus tellement d'impact sur les performances du système. Surdimensionner le ballon ne semble pas présenter d'intérêt s'il n'est utilisé que par l'unité de micro-cogénération. Par contre, un volume supérieur est nécessaire du fait que le ballon doit assurer le chauffage de 12 logements (au lieu des 10 considérés ici, soit 20 % de capacité en plus) et intégrer l'appoint de chauffage (correspondant à environ 33 % de capacité en plus). Le dimensionnement réellement retenu sera donc plutôt de 1900 l.

Pour un dimensionnement correct du volume du ballon (1200 l dans le cas de la simulation), les performances du système de cogénération sont donc de l'ordre de :

Consommation de bois	6,2 t/an
Facteur de charge	36 %
Couverture des besoins de chauffage	75 %
Bilan électrique net	3,3 MWh/an

Tableau 7.3 Besoins de chauffage, températures et confort d'été

Les performances de l'unité de micro-cogénération ne dépendent quasiment pas du dimensionnement du ballon. Environ 50 % de l'énergie du combustible est récupérée sous forme thermique pour le chauffage du bâtiment et 14 % sous forme électrique, le reste (36 %) étant perdu. Le bilan électrique est réduit en raison de l'auto-consommation du système qui requiert une quantité importante d'électricité à chaque démarrage. En déduisant la consommation électrique de la production, le bilan électrique net descend à environ 11 %.

7.2.3 Coût prévisionnel de l'installation expérimentale

Équipement	Coût	Remarque
Unité de micro-cogénération (Sunmachine Pellet)	25 000 €	Pas de crédit d'impôt prévu
Cheminée Sunmachine	7 300 €	
Chaudière à bois pour appoint et secours (Ökofen PES 58kW)	16 000 €	
Cheminée Ökofen	9 000 €	
Panneaux solaires (45 m ²)	70 000 €	45 000 € déduction faite d'un crédit d'impôt
Ballon tampon (1900 l)	3 000 €	
Canalisations d'eau + isolation, circulateurs	10 800 €	
Main d'œuvre installation	29 000 €	
Instrumentation et suivi	35 000 €	(équipements + traitement et analyse des données)

Tableau 7.4 Prix des différents éléments de l'installation

7.2.4 Étude environnementale de l'installation

La méthode appliquée pour cette étude est celle de *l'analyse du cycle de vie* et le calcul des impacts s'appuie sur la base de données Ecoinvent 2.0. L'étude environnementale réalisée concerne uniquement l'unité de micro-cogénération et tient compte : de sa fabrication, de sa maintenance (données de la base Ecoinvent), de la combustion du granulé de bois, de la consommation et de la production d'électricité. Elle a été réalisée pour une durée de vie du système de 15 ans. Huit indicateurs définis dans le logiciel EQUER

(Tableau 7.5) ont été calculés dans les cas où le chauffage du bâtiment étudié plus haut est assuré par l'unité de micro-cogénération et où l'appoint est assuré par la chaudière à bois²¹.

Légende	Indicateurs d'impacts	Unité	Impact moyen annuel d'un habitant (France 1997)
ENERGIE	Demande cumulative d'énergie	GJ	175,54
EAU	Eau utilisée	m ³	339
DECHETS	Déchets produits (non-radioactifs)	t eq	10,4
DECHETS RAD	Déchets radioactifs produits	dm ³	0,51
PRG ₁₀₀	Potentiel de réchauffement global à 100 ans	t CO ₂ -Eq	8,68
ACIDIF	Potentiel d'acidification	kg SO ₂ -Eq	62,3
EUTROPH	Potentiel d'eutrophisation	kg PO ₄ ³⁻ -Eq	38,1
O ₃ -SMOG	Formation d'ozone photochimique (smog d'été)	kg C ₂ H ₄ -Eq	19,7

Tableau 7.5 Les indicateurs calculés par EQUER Source : [Popovici 2006]

Le calcul des impacts liés à la combustion du bois sont directement déduits des impacts de la production chaleur à partir de granulé de bois tirés de la base de données Ecoinvent 2.0.

Élément	Unité	ENERGIE GJ	EAU m ³	DECHETS t eq	DECHETS RAD dm ³
Élec. Base	1 TJ	3,20E+03	1,68E+03	1,29E+01	1,21E+01
Élec. Chauffage	1 TJ	3,33E+03	1,31E+03	4,30E+01	7,62E+00
Bois de chauffage (PCS)	1 TJ	1,12E+03	1,74E+01	2,57E+00	2,46E-02

Élément	Unité	PRG ₁₀₀ t CO ₂	ACIDIF kg SO ₂	EUTROPH kg PO ₄	O ₃ -SMOG kg C ₂ H ₄
Élec. Base	1 TJ	2,81E+01	1,15E+02	8,40E+00	4,83E+00
Élec. Chauffage	1 TJ	1,24E+02	6,36E+02	4,01E+01	2,57E+01
Bois de chauffage (PCS)	1 TJ	4,88E+00	1,33E+02	3,33E+01	1,92E+00

Tableau 7.6 Indicateurs d'impacts des ressources énergétiques considérées

	Nucléaire	Hydraulique et EnR	Gaz	Charbon	Fioul	Total
France, Base	78 %	14 %	4 %	4 %	0 %	100 %
France, Chauffage	48 %	5 %	10 %	27 %	10 %	100 %

Tableau 7.7. Bouquets électriques considérés

Énergie GJ	Eau m ³	Déchets t eq	Déchets rad. dm ³	PRG ₁₀₀ t CO ₂	Acidif. kg SO ₂	Eutroph. kg PO ₄	O ₃ -Smog kg C ₂ H ₄
2,873E+03	-2,603E+01	2,887E+01	-1,179E+00	2,727E+01	2,546E+02	4,909E+01	7,360E+00

Tableau 7.8 Impacts environnementaux, pour une durée de vie de 15 ans

Les résultats pour les huit indicateurs d'impact ont été normalisés et exprimés relativement à l'impact moyen annuel d'un habitant de France. Ceci permet de mettre en évidence l'importance relative des différents impacts (Tableau 7.9 et Figure 7.8)

Énergie	Eau	Déchets	Déchets rad.	PRG ₁₀₀	Acidif.	Eutroph.	O ₃ -Smog
1,636E+01	-7,678E-02	2,776E+00	-2,313E+00	3,141E+00	4,086E+00	1,289E+00	3,736E-01

Tableau 7.9 Impacts environnementaux normalisé, exprimé en année-habitant

²¹ Besoins de chauffage : 27 MWh/an, dont 17,48 MWh fournis par l'unité de cogénération (rendement thermique sur PCS : 46 %, rendement électrique net sur PCS : 10 %) et le reste par la chaudière d'appoint (rendement sur PCS : 70 %). PCS granulé de bois : 19,3 MJ/kg.

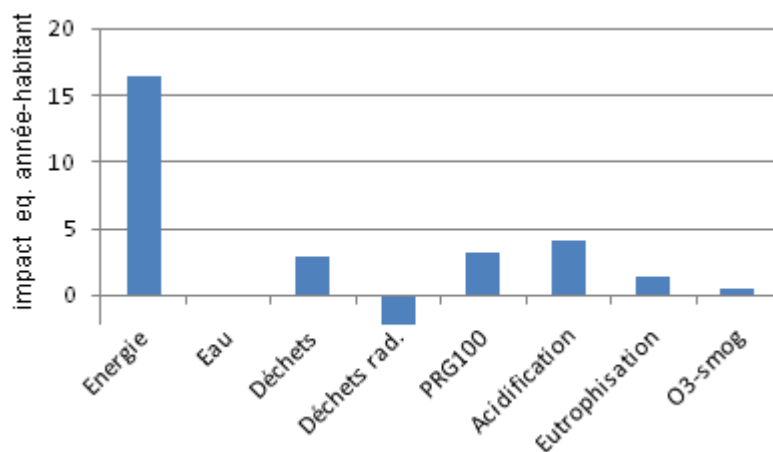


Figure 7.8 Indicateurs d'impacts, exprimés en équivalent année-habitant

Ces résultats montrent que l'impact le plus important est celui de la demande en énergie primaire, ce qui est logique pour un équipement de chauffage. L'unité de micro-cogénération, qui assure le chauffage des 35 occupants des 10 logements durant 15 ans demande environ autant d'énergie qu'un habitant durant cette même période. Les autres impacts sont relativement plus faibles. Pour la consommation d'eau ou la production de déchets radioactifs, les indicateurs sont même négatifs, ce qui signifie que la production d'électricité par l'unité de micro-cogénération permet d'éviter ces impacts.

Cependant, ces résultats ne montrent pas que d'autres solutions de chauffage pourraient présenter – au moins pour certains impacts – un meilleur bilan environnemental. En particulier, l'usage d'une chaudière à condensation à gaz performante, bien que présentant des impacts plus élevés sur les indicateurs d'énergie primaire, de déchets radioactifs ou de potentiel de réchauffement global, pourrait réduire les impacts sur la santé et la biodiversité, ainsi que l'eutrophisation et l'acidification des eaux. D'autres comparaisons intéressantes pourraient être menées avec une unité de micro-cogénération à gaz et avec une chaudière à condensation à bois. Une étude détaillée comparant plusieurs types de production de chaleur sur plusieurs cas de figure est présentée dans [Thiers 2008].

8. Phase 5 : Evaluations et recommandations

8.1 Recommandations concernant le système de chauffage à air par micro-cogénération

Le système de micro-cogénération a bois étudié ici présente des performances globales qui dépendent fortement de la durée totale de fonctionnement à pleine charge du système sur l'année. Afin d'optimiser ces performances, il est recommandé de sous-dimensionner légèrement le système par rapport aux besoins de chauffage. **Le fonctionnement du système semble optimal pour des besoins de chaleur (chauffage et ECS ensemble) de l'ordre de 18 000 à 19 000 kWh/an.**

Pour un logement individuel passif, les besoins de chaleur annuels sont de l'ordre de 4000 à 5000 kWh/an (répartis à peu près équitablement entre le chauffage et l'ECS). Par conséquent, l'unité de micro-cogénération étudiée n'est alors pas du tout adaptée. **Le dimensionnement serait optimal pour alimenter l'équivalent de 4 à 6 logements de ce type**, rassemblés au sein d'un même bâtiment.

Le couplage de l'unité de micro-cogénération à un ballon de stockage d'eau chaude est indispensable. Un ballon de 2000 à 3000 l permet d'en améliorer les performances électriques en réduisant le nombre de démarrages. Par contre, dans ce cas, afin de maintenir les performances thermiques, il sera nécessaire de fortement isoler ce ballon afin de limiter ses pertes thermiques par rapport à un ballon plus petit et donc plus compact.

Le système de micro-cogénération étudié a montré plusieurs limites de la technologie actuelle : forte inertie thermique, encrassement dû à une mauvaise évacuation des cendres, bilan électrique dégradé par l'auto-consommation en phase de démarrage, régulation et récupération de chaleur sur les fumées qui pourraient être plus efficaces. Les performances relevées sur banc d'essai sont en-deça de celles annoncées par le fabricant. Depuis la réalisation de la caractérisation du système, celui-ci a apporté plusieurs améliorations à sa machine, mais pour une application sur un bâtiment réel, **il conviendra de s'assurer de la fiabilité et des performances du système à partir d'un retour d'expérience probant ou d'une expertise indépendante.**

Sur un logement à très faibles besoins énergétiques, les infiltrations d'air sont fortement réduites. Il conviendra donc de veiller à installer le nombre et le type de diffuseurs Ubio® adapté aux débits de renouvellement d'air nécessaires à chaque pièce. **Le système Ubio® développé peut facilement être associé à un dispositif de préchauffage, tel qu'un récupérateur de chaleur sur air vicié ou un puits climatique.**

8.2 Recommandations concernant le confort thermique

Dans le domaine du confort thermique, un certain nombre de précautions sont à prendre lors de la conception puis du suivi d'un bâtiment réel. Les principales sont les suivantes :

En hiver, dans le cas du chauffage aéraulique, les deux variables physiques significatives pour l'air sont la température et la vitesse. La vitesse de l'air introduit dans un local, conjuguée à sa température initiale pour former un « jet d'air » plus ou moins chaud ou froid, peut conduire à différentes situations dans la zone d'occupation du local, et influencer le confort et la qualité de l'air.

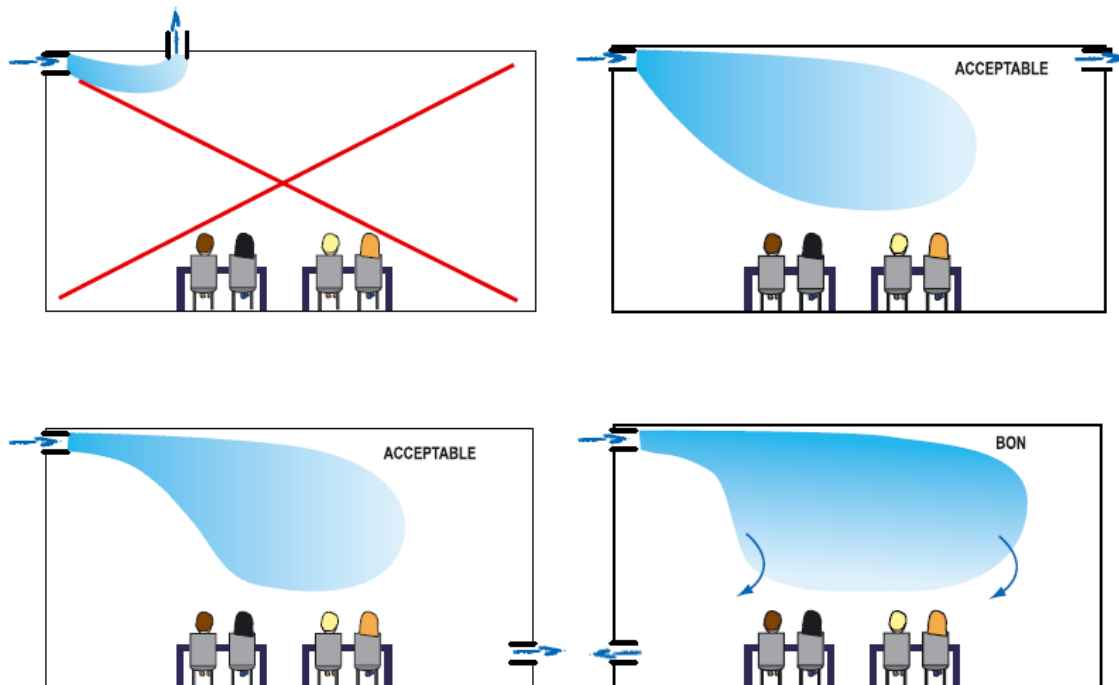
Il faut noter qu'en dehors de la modification des échanges convectifs, qui ont un effet direct sur le bilan thermique de l'homme, ces deux variables ont d'autres effets plus ou moins bien connus :

- **La température de l'air a un effet important sur le jugement thermique**, car cet air est inspiré, et les muqueuses des voies respiratoires sont particulièrement sensibles à sa température, ce qui peut influencer notablement la perception générale. Certaines relations permettant de calculer la sensation en tiennent compte directement.
- **La vitesse d'air a un effet direct sur le jugement thermique.** En particulier, au niveau du visage, pour des raisons purement mécaniques, l'homme peut percevoir des variations de vitesse assez faibles et surtout la turbulence. Il peut également être influencé par la direction du mouvement de l'air (par exemple une même vitesse d'air est mieux perçue si elle vient de face plutôt que de dos).

Le système de diffusion d'air Ubio®, développé dans le cadre de ce projet, peut être optimisé pour un confort hygrothermique maximal. Pour cela, il est nécessaire de prendre soin du bon dimensionnement et de la position des diffuseurs de soufflage dans la pièce pour éviter tout risque de gêne lié à des vitesses d'air excessives. La présence de l'échangeur statique diminue le risque de gêne parce que la puissance requise est alors peu élevée et l'air est soufflé à une température voisine de l'ambiance.

En été, si le système de distribution d'air est également utilisé en été en climatisation ou rafraîchissement, en plus de la température et de la vitesse, il faut également contrôler le taux d'humidité qui joue alors un rôle important en été sur les pertes de chaleur par évaporation. D'autre part, la diffusion d'air froid est la plus délicate à traiter.

Enfin, il ne faut pas négliger, en froid ou en chaud, la notion d'efficacité de ventilation, autrement dit la qualité du renouvellement d'air de la pièce, qui dépend notamment de l'implantation et des caractéristiques des entrées et sorties d'air (cf. figure ci-dessous).



Dans le principe Ubio[®], la position des diffuseurs préconisée est l'installation au-dessus de la porte d'entrée de la pièce. Les simulations d'écoulement d'air ont permis de montrer qu'il n'y avait alors aucune gêne dans la zone d'occupation.

Dans un bâtiment bioclimatique, il est largement préférable que le système de ventilation *aide* la ventilation naturelle plutôt qu'il ne s'y substitue, c'est-à-dire qu'il faut laisser la possibilité aux occupants d'agir sur un certain nombre d'autres éléments : ouverture des fenêtres, mise en marche d'un brasseur d'air, etc. On peut ainsi évaluer les conditions thermiques avec la température de confort donnée par la démarche adaptative dans le cas de bâtiments non climatisés.

9. Phase 6 : Activités de dissémination

9.1 Ouvrage

Bruno Peuportier (2008) *Éco-conception des bâtiments et des quartiers*, Presses de l'école des Mines, Paris.

9.2 Thèse

Stéphane Thiers (2008) *Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive*, thèse de doctorat, MINES ParisTech <<http://pastel.paristech.org/4692>>

9.3 Article soumis à une revue internationale

Stéphane Thiers, Bernard Aoun & Bruno Peuportier. *Experimental characterization, modeling and simulation of a wood pellet micro-combined heat and power unit used as a heat source for a residential building*. **Energy and Buildings**. (soumis)

9.4 Communication dans un colloque

Bernard Aoun, Stéphane Thiers & Bruno Peuportier. *Experimental Characterization of a Micro CHP unit based on Stirling engine, fueled by Wood Pellet*. 14th International Stirling Engine Conference ISEC, Groningen, novembre 2009.

Stéphane Thiers & Bruno Peuportier. *Life Cycle Assessment of a Positive Energy House in France*. Conférence internationale CISBAT 2009, Lausanne, septembre 2009.

Frédéry Lavoye, Françoise Thellier, Sandra Spagnol & Bérangère Lartigue. *Perception de la qualité des ambiances intérieures soumises à des transferts thermo-aérauliques*. Conférence IBPSA, Lyon, novembre 2008.

9.5 Posters

Poster exposant le projet, présenté lors des journées du PREBAT des 20, 21 et 22 mars 2007 à Aix-les-Bains.

Poster exposant le projet, présenté lors des journées du PREBAT des 3, 4 et 5 juin 2008 à Perpignan.

9.6 Brevet

Un brevet a été déposé par ALDES sur le système de diffusion de l'air avec régulation de la température indépendante sur chaque bouche de soufflage (N°FR 06 02679 dont le titre est « Dispositif de ventilation et de chauffage aéraulique des locaux »).

9.7 Salons

Le module de chauffage « Ubio » sera présenté au salon Bâtimat 2009 et au salon InterClima 2010.

9.8 Documentation technique

Elle est présentée dans l'annexe 5.

10. Tâche de Coordination

La coordination du projet n'a pas posé de difficulté particulière. Des réunions d'avancement ont été organisées régulièrement (environ tous les 6 mois) et ont donné lieu à la rédaction de comptes rendus (rassemblés dans l'annexe 3).

Le planning prévisionnel initial du projet a été perturbé par des difficultés, pour le laboratoire PHASE, à recruter un ingénieur de recherche (6 mois de délais) et par des pannes techniques récurrentes de l'unité de micro-cogénération sur le banc d'essai mis en place par ARMINES (6 mois de retard). Les phases de travail concernées ont pu être décalées et le projet a pu être terminé dans les délais impartis.

Le projet a été suivi à l'ADEME par Michel Carré jusqu'en janvier 2009, puis par Anne Lefranc. L'avancement du projet a été présenté à deux reprises à M. Carré, puis lors du séminaire des contractants 2006 du Prébat qui s'est tenu à Sophia-Antipolis en janvier 2009.

11. Conclusions et perspectives

11.1 Conclusions

Ce projet a permis d'améliorer la connaissance des performances des systèmes de micro-cogénération Stirling à bois et d'identifier plusieurs limitations techniques qui constituent autant de voies d'amélioration de ces systèmes. Par exemple, l'instabilité de la régulation des pompes ne permet pas une récupération optimale de la chaleur. La combustion du bois reste difficile à maîtriser et la mauvaise évacuation des cendres perturbe l'arrivée d'air, ce qui favorise le colmatage de la grille située à l'entrée de la chambre de combustion, entraîne une combustion incomplète, accroît les émissions polluantes et finit par nécessiter une action de maintenance peu aisée (nettoyage de la grille). Le fabricant a depuis procédé à des améliorations sur ces aspects. La caractérisation du système au démarrage a aussi montré que la très grande inertie thermique de la chambre de combustion amenait un temps de préchauffage long (environ 1 h) associé à une forte consommation électrique qui réduit fortement le bilan électrique net du système.

Les différents modèles élaborés au cours de ce projet ont été couplés à un modèle thermique de bâtiment. Le modèle représentant le système de chauffage à air par micro-cogénération à bois est utilisable pour le dimensionnement du système et peut être associé aux modèles de diverses solutions techniques telles que puits climatique et récupérateur de chaleur sur air vicié. Ainsi, le modèle s'adapte au mieux à la réalité du bâtiment projeté. La prise en compte de l'inertie thermique du bâtiment facilite l'évaluation des besoins de chaleur et des puissances de chauffage appelées, notamment en période de relance, ce qui peut avoir une incidence à la fois sur le choix du dimensionnement du ballon de stockage d'eau chaude et sur les températures de soufflage d'air. D'autres modèles permettent d'évaluer la qualité de l'ambiance thermique dans les bâtiments à très faibles besoins énergétiques, aussi bien en hiver qu'en été, en tenant compte par exemple des possibilités de free-cooling.

D'autre part, un produit innovant de chauffage aéraulique (UBIO[®]) a été développé. Il permet d'assurer le chauffage de l'air pour trois ou cinq bouches de soufflage, avec une régulation de la température bouche par bouche. De plus, il est possible de faire recirculer une partie de l'air afin de jouer sur la température de soufflage, par le biais d'un accroissement du débit. Ceci permet de réduire les risques d'inconforts thermiques, sans modifier la puissance thermique injectée dans chaque pièce. Ce produit est déjà commercialisé par ALDES dans une version où le chauffage est assuré par une résistance électrique. La version à eau chaude devrait l'être prochainement, dès que les tests in-situ actuellement réalisés, notamment sur une maison individuelle, auront apporté des résultats concluants.

Les études de préfiguration réalisées au cours de ce projet pour une maison individuelle et un bâtiment de logement collectif pourront donner lieu à la mise en place de projets de démonstration. Ceci permettrait de montrer l'intérêt de la technologie sur le terrain, mais aussi d'appliquer les modèles et les outils de dimensionnement qui ont été développés.

Dans le domaine de la qualité des ambiances thermiques dans un bâtiment occupé, nous avons démontré que la possibilité laissée aux occupants d'agir sur les systèmes permet une régulation plus fine, entraînant de fait des conditions de confort optimisées. D'autre part, nous pouvons quantifier les effets du comportement d'un « occupant sensibilisé » qui permet de réaliser une économie notable d'énergie par rapport au comportement d'un « occupant non sensibilisé ». Ceci montre que la sensibilisation des utilisateurs aux bons usages des systèmes énergétiques en général peut avoir un impact très positif.

Néanmoins, dans le cadre de cette étude, les actions comportementales sont limitées à l'ajustement de la tenue vestimentaire et de la température de consigne de chauffage. Ce type de régulation comportementale pourrait être élargi à divers équipements influant sur l'ambiance thermique, comme par exemple en conditions d'été, la ventilation naturelle ou les brasseurs d'air.

Les recommandations tiennent compte de ces hypothèses fortes qui sont très restrictives. Heureusement, l'être humain possède des capacités de réactions comportementales ou physiologiques qui lui permettent de s'adapter à des variations d'activité ou vestimentaire dans une même ambiance thermique, de façon à recréer ses conditions de confort thermique préférées. Cette remarque est à la base de l'approche adaptative, les réactions comportementales vis-à-vis du bâtiment arrivant en général dans un second temps.

11.2 Perspectives

L'étude pourrait être élargie à d'autres systèmes de micro-cogénération, tels que ceux fonctionnant au gaz naturel ou au biogaz. En effet, ceux-ci imposent probablement moins de contraintes techniques que les systèmes à bois, par une plus grande simplicité de régulation de la combustion et une plus faible inertie thermique. De plus, l'étude de différents systèmes de micro-cogénération permettrait, de comparer leurs performances dans différents cas de figure et d'identifier le système le plus adapté à chaque type de bâtiment, selon les besoins de chaleur requis.

Dans ce cas, le bilan environnemental serait à revoir du fait des impacts bien différents de la combustion de chacun de ces combustibles. D'autre part, les systèmes de micro-cogénération permettent de produire de l'électricité durant les périodes de pointe lors desquelles des centrales thermiques fortement émettrices en CO₂ sont utilisées, ce qui correspond bien à la problématique actuelle de réduction des émissions de gaz à effet de serre. Afin de mieux mettre en évidence ce phénomène, une étude plus approfondie des impacts environnementaux pourrait être menée, en s'appuyant par exemple sur une méthode d'*Analyse de Cycle de Vie dynamique*, c'est-à-dire tenant compte de l'évolution temporelle des émissions des moyens de production d'électricité mis en œuvre avec un pas de temps de l'ordre d'une heure.

En ce qui concerne l'évaluation du « confort thermique », en première approche, si l'on ne tient pas compte des variations spatiales et temporelles, le « confort thermique » des occupants dépend de six variables : quatre décrivent l'environnement thermique et deux caractérisent plutôt l'être humain. Les recommandations actuelles dans le domaine du bâtiment donnent des limites et/ou des consignes sur les conditions climatiques, mais elles oublient de préciser les hypothèses qui sont communément admises pour décrire les occupants.

- En ce qui concerne la physiologie, toutes les données correspondent à un « homme standard », le plus souvent ayant une activité modérée, ce qui ne représente pas la diversité des occupants d'un bâtiment. L'âge, le sexe, l'activité peuvent faire varier le métabolisme dans des proportions très importantes, et par conséquent les conditions thermiques optimales peuvent être totalement différentes.
- Pour les vêtements, on distingue classiquement les saisons par deux tenues vestimentaires distinctes et fixées : 0,9 clo pour l'hiver et 0,5 clo pour l'été. Or il s'agit de la principale possibilité d'adaptation individuelle.

Les deux variables citées précédemment jouent un rôle essentiel, mais encore méconnu, dans la perception des ambiances. L'approche adaptative est par conséquent la meilleure piste pour en déterminer les impacts.

Pour l'instant, seules des actions comportementales simplistes ont été représentées dans cette étude. Pour aller plus loin dans cette approche, il faut d'abord modéliser d'autres types de comportements. L'autre grande possibilité d'adaptation, « l'adaptation psychologique », dépend totalement du contexte socioculturel. Très peu de données concrètes existent dans ces domaines, or on sait que les occupants apprennent à gérer leur bâtiment au fil du temps. Cet apprentissage se fait souvent intuitivement et il peut être efficace du point de vue du confort, mais parfois désastreux du point de vue énergétique. Pour aller plus loin, une collaboration étroite avec des psycho-sociologues devient indispensable pour mener des études sur le terrain dans des bâtiments réels, et idéalement sur une période assez longue, c'est-à-dire d'au moins deux saisons de chauffage.

En ce qui concerne le calcul du bilan thermique du corps humain qui est à la base de sa perception thermique, plusieurs points sont à améliorer dans les modèles de simulation thermique de bâtiments occupés :

1. Les **échanges radiatifs** infrarouges, en situation courante dans le bâtiment, représentent environ 40 % des pertes totales du corps humain vers son environnement. Ils sont actuellement calculés de façon très sommaire pour de nombreuses raisons :
 - Les températures de surfaces sont mal connues dans la majorité des logiciels de simulation thermique dynamique. Les calculs sont en général basés sur une température résultante ou une température de zone, intégrant la température d'air et la température des parois. En hiver, lorsque le chauffage fonctionne de manière quasi-continue, la température des parois est proche de celle de l'air. Mais ceci devient faux en demi-saison ou lors des relances de chauffage et particulièrement dans des bâtiments très isolés et avec une forte inertie thermique. Il faut alors prendre des précautions, surtout dans le cas où le bâtiment est chauffé essentiellement via le soufflage d'air chaud. Si le local est assez bas en température et possède une forte inertie, pour le remonter en température l'air soufflé doit être à température relativement élevée. Dans cette situation, il y aura

alors un écart de température important entre l'air chaud et les surface plus froides. Même si la température opérative semble conforme aux attentes, cette situation est connue pour être très mal perçue par les occupants.

- Les surfaces du bâtiment sont considérées comme isothermes pour chaque élément d'une même paroi. Or, il peut y avoir des phénomènes de stratification de l'air ou des taches solaires qui entraînent des variations importantes de température, surtout dans les bâtiments Basse Consommation où les apports solaires sont largement favorisés. Dans la plupart des cas, on considère qu'ils impactent le plancher, ce qui n'est pas le cas en hiver, ni en début et fin de journée. Cependant, la présence de mobilier rend les modèles de tâche solaire éloignés de la réalité.
 - Les logiciels ne tiennent en général pas compte des données géométriques du bâtiment ce qui rend totalement impossible le calcul des facteurs de forme nécessaire au calcul précis des flux nets radiatifs échangés. Un travail important doit être entrepris qui peut être fait en collaboration avec les laboratoires qui travaillent dans le domaine de l'éclairage, car les équations qui régissent les transferts radiatifs dans le domaine de l'infrarouge sont proches de ce qui existe dans le domaine des courtes longueurs d'ondes du domaine visible.
2. Les **échanges convectifs**, qui représentent également 40 % des pertes thermiques, sont également traités de façon trop globale. En effet dans tous les logiciels la température et l'humidité sont considérées comme homogènes dans tout le local et la vitesse d'air n'est, le plus souvent, même pas calculée. Les modèles de CFD actuels sont détaillés et demandent trop de temps de calcul pour pouvoir être couplés à des modèles de bâtiment destinés à la simulation sur une année. Il faut alors développer des modèles simplifiés, qui peuvent au moins donner accès à une répartition des températures et vitesses d'air dans la zone d'occupation. Un des risques d'inconfort par exemple étant lié à un trop fort écart de température d'air entre la tête et les pieds, les futurs modèles doivent donc permettre de calculer ces aspects.

Malgré ces limites, le chauffage à air semble relativement bien accepté dans certains pays (p. ex. États-Unis d'Amérique, Allemagne), et des enquêtes sur le terrain permettraient de mieux cerner les conditions d'acceptabilité de ces systèmes. La sensibilisation aux enjeux environnementaux peut aussi permettre de relativiser certaines imperfections dans le confort par rapport aux économies d'énergie réalisées. Le chauffage à air associé à la ventilation double-flux et la micro-cogénération sont développés dans ce contexte.

La micro-cogénération peut contribuer à réduire les problèmes de gestion des pointes de demande d'électricité, ce qui répond à un besoin très actuel. Plusieurs équipes mènent ainsi des recherches sur cette technologie et différents cycles thermodynamiques sont étudiés.

Bibliographie

[Alanne 2004]

ALANNE, K., SAARI, A. (2004). Sustainable small-scale CHP technologies for buildings, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 8 (5), 401-431.

[Arens 2001]

ARENS, E., HUIZENGA, C., ZHANG, H. (2001). Thermal comfort modelling for the 21st century: breaking out of the comfort chamber. *Conference "Moving Thermal Comfort Standards into the 21st Century"*, UK.

[ASHRAE 1992]

ASHRAE (1992). ASHRAE/ANSI Standard 55 (ISSN 1041-2336). *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*. American Society of Heating, Refrigeration, Air Conditioning Engineers, Inc. Atlanta.

[ASHRAE 1997]

ASHRAE (1997). *ASHRAE Handbook, Fundamentals*. Chapter 8: Thermal comfort. American Society of Heating, Refrigeration, Air Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, GA 30329.

[ASHRAE 2005]

ASHRAE (2005) *ASHRAE handbook fundamentals*. SI Editions, supported by ASHRAE research, (404), 8.1-8.29.

[Baker 1995]

BAKER, N., STANDEVEN, M. (1995). A behavioural approach to thermal comfort assessment in naturally ventilated buildings. *Proc. CIBSE National Conference*, 76-84.

[Bazilian 2001]

BAZILIAN, M. D., LEENDERS, F., VAN DER REE, B. G. C., PRASAD, D. (2001). Photovoltaic cogeneration in the built environment. *Solar energy*. Vol 71 (1). pp. 57-69.

[Bonnet 2005]

BONNET, S. (2005). *Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : étude d'un moteur STIRLING*. Thèse de doctorat. Université de Pau et des Pays de l'Adour. 178 p.

[Brager 1998]

BRAGER, G., DE DEAR, R. (1998). Thermal adaptation in the built environment: a literature review. *Energy and Buildings*, Vol. 27, 83-96.

[Candas 1995]

CANDAS, V., HERMANN, C. (1995). Les bases physiologiques de l'inconfort. *Actes Congrès S.F.T.* 111-121. Eds Elsevier Penot F. & Saulnier J.B.

[Chester 1999]

CHESTER, T. (1999). *Tap water temperature Vs. time*. Page Internet.
URL : http://home.znet.com/schester/fallbrook/weather/water_temp.html

[De Dear 1997]

DE DEAR, R., ARENS, E., HUI, Z. (1997). Convective and radiative heat transfer coefficients for individual human body segments. *Int. Journal of Biomet.*, Vol. 40, 141-156.

[De Dear 1998]

DE DEAR, R., BRAGER, G. (1998). Developing an Adaptive Model of Thermal Comfort and Preference. *ASHRAE Technical Data Bulletin*, Vol. 14 (1), 27-49.

[De Dear 2002a]

DE DEAR, R., BRAGER, G. S. (2002). Thermal comfort in naturally ventilated buildings: revision to ASHRAE Standard 55. *Energy and Buildings*, Vol. 34, 549-561.

[De Dear 2002b]

DE DEAR R. (2002). *ASHRAE report*. Disponible en ligne
URL : http://aws.mq.edu.au/rp-884/ashrae_rp884_home.html.

[Derbel 1990]

DERBEL, H. (1990). *Modélisation dynamique des transferts de chaleur et l'humidité à travers le vêtement. Couplage avec deux modèles de thermorégulation humaine*. Thèse de doctorat. Université Paul Sabatier, Toulouse.

[Drück 2006]

DRÜCK, H. (2006). *MULTIPOINT Store-Model for TRNSYS. Type 340, Version 1.99F*. Universität Stuttgart.

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik. 27 p. Disponible en ligne.
URL : http://www.trnsys.de/download/en/ts_type_340_en.pdf

[EDUCOGEN 2001]

Projet européen EDUCOGEN. (2001). *A Guide to Cogeneration*. 51 p. Disponible en ligne URL : <http://www.cogen.org/projects/educogen.htm>

[Effinergie 2008]

Passivhaus Institut. Site Internet URL : <http://www.effinergie.org>

[El Mtiri 2007]

EL MTIRI, M. (2007). *Modélisation de cycle de vie de bâtiments équipés de composants solaires à eau*. Thèse de doctorat. Université Paris XII, Val-de-Marne. 320 p.

[Endravadan. 2004]

ENDRAVADAN, M., THELLIER, F., MONCHOUX, F. (2004). Modelling behavioural adjustments and its impact on energy consumption. *Proc. RoomVent 2004*, Coimbra, Portugal.

[Endravadan 2006]

ENDRAVADAN, M. (2006). *Régulation des systèmes de chauffage et climatisation par l'être humain en terme de sensation thermique. Impact sur la consommation énergétique d'un bâtiment*. Thèse de doctorat. Université Paul Sabatier, Toulouse.

[Fanger 1970]

FANGER, P. O. (1970). *Thermal Comfort*. Mc Graw Hill book compagny, New-York.

[Fiala 2003]

FIALA, D., K. J. LOMAS AND M. STOHRER. 2003. First principles modelling of thermal sensation responses in steady-state and transient conditions. *ASHRAE Trans.*, 109(1), 179-186.

[Gagge 1973]

GAGGE, A. P. (1973). Rational temperature indices of man's thermal environment and their use with a 2-node model of his temperature regulation. *Fed. Proc.* 32, 1572-1582.

[Galéou 1991]

GALEOU M. (1991). *La sensation thermique de l'homme dans son habitat : des grandeurs physiques et physiologiques aux sensations*. Thèse de doctorat. Université Paul Sabatier, Toulouse.

[Gicquel 2001]

GICQUEL, R. (2001). *Systèmes énergétiques : Tome 2 : Applications*. Les presses de l'école de Mines. Paris. pp. 151-163, 330 p.

[Guernouti 2008]

Guernouti, S. (2008). *Méthode d'analyse du comportement thermo-aéraulique des bâtiments pour la construction des modèles zonaux*. Thèse de doctorat. Université de Nantes, Ecole polytechnique de l'université de Nantes.

[Guiavarch 2006]

GUIAVARCH, A., PEUPORTIER, B. (2006). Photovoltaic collectors efficiency according to their integration in buildings. *Solar energy*. Vol 80 (1). pp. 65-77

[Havenith 2002]

HAVENITH, G. (2002). The interaction between clothing insulation and thermoregulation. *Exogenous Dermatology*, Vol. 1 (5), 221-230.

[Hensel 1981]

HENSEL, H. (1981). *Thermoreception and temperature regulation. Monographs of the Physiological Society*, 38, Academic Press, London.

[Huizenga 2001]

HUIZENGA, C., ZHANG, H., ARENS, E. (2001). A model of physiology and comfort for assessing complex thermal environments. *Building and Environment*, Vol. 36, 691-699.

[Humphreys 1978a]

Humphreys, M.A. (1978). Outdoor temperature and comfort indoors. *Building research and practice* (Journal of CIB), 6(2), 92-105.

[Humphreys 1978b]

Humphreys M.A. (1978). *The influence of season and ambient temperature on human clothing behaviour*. Proceedings of first International Indoor Climate, eds P.O.Fanger and Valbjörn, 699-713, Copenhagen.

[Humphreys 2000]

HUMPHREYS M.A., NICOL J.F., (2000) Outdoor temperature and indoor thermal comfort—raising the precision of the relationship for the 1998 ASHRAE database of field studies, *ASHRAE Transactions* 106 1036 (2) 485–492.

[Lemrani 1995]

LEMIRANI, H. (1995). *Modélisation énergétique des moteurs Stirling*, Thèse de doctorat. Ecole des Mines de Paris. Nantes. 218 p.

[Lenormand]

Lenormand, P. *Évaluation thermique dynamique de la copropriété 331 Faubourg Reclus*. Étude réalisée par la société INCUB' pour le syndic URBANIA.

[Lensu 2004]

LENSU, T., ALAKANGAS, E. (2004). *Small-scale electricity generation from renewable energy sources: A glance at selected technologies, their market potential and future prospects*. Rapport 13 du programme RES-e (Electricity generation from renewable energy sources) du réseau technologique européen OPET (Organisations for the Promotion of Energy Technologies). 144 p. Disponible en ligne
URL : www.esv.or.at/esv/fileadmin/opet_res_e/VTT-OPET-Report13_RESe_final.pdf

[Letz 2009]

Letz, T., (2009). *Note de cadrage sur la mise en place d'un suivi sur l'installation. Projet copropriété Faubourg Reclus Chambéry (73)*. Note interne. INES Education.

[Mairiaux 1995]

MAIRIAUX, P., MALCHAIRE, J. (1995). Comparison and validation of heat stress indices in experimental studies. *Ergonomics*, Special Issue 38 (1), 58-72.

[Mc Cartney 2002]

MC CARTNEY, K.J., NICOL, J.F. (2002). Developing an adaptive control algorithm for Europe. *Energy and Buildings*, Vol. 34, 623-635.

[Mc Intyre 1980]

Mc INTYRE, M.A. (1980). *Indoor Climate*. Architectural science series, Applied sciences Publishers, London. 443 p.

[MICROMAP 2002]

MICROMAP. (2002). *Mini and micro CHP: market assessment and development plan*. Summary report. EC SAVE II Contrat 4.1031/Z/00-023-2000. 15 p. Disponible en ligne
URL : http://www.cogen.org/Downloadables/Projects/Micromap_Publishable_Report_Summary.pdf

[Minergie 2008]

Minergie. Site Internet URL : <http://www.minergie.ch>

[Nicol 2000]

NICOL, J.F. MCCARTNEY, K. (2000). *Smart Controls and Thermal Comfort Project*. Oxford Brookes University, UK.

[Nicol 2003]

NICOL F. (2003). MULCOM. Site internet
URL : <http://www.learn.londonmet.ac.uk/packages/mulcom/index.html>.

[Normes ISO]

NORMES ISO : Ergonomie des ambiances thermiques. Ed. AFNOR
ISO 7726(F) (1985). Ambiances thermiques - Appareils et méthodes de mesure des grandeurs physiques.
ISO 7730(F) (1985). Ambiances thermiques modérés, détermination des indices PMV et PPD et spécifications des conditions de confort thermique.

[OFEN 2003]

OFEN (2003). Catalogue des ponts thermiques. Office fédéral de l'énergie (OFEN), Suisse.

[Oguro. 2002a]

OGURO, M., ARENS, E., DE DEAR, R., ZHANG, H., KATAYAMA, T. (2002). Convective heat transfer coefficients and clothing insulations for parts of the clothed human body under calm conditions. *J. Archit. Plann. Environ. Eng., AIJ*, Vol. 561, 31-39.

[Oguro. 2002b]

OGURO, M., ARENS, E., DE DEAR, R., ZHANG, H., KATAYAMA, T. (2002). Convective heat transfer coefficients and clothing insulations for parts of the clothed human body under airflow conditions. *J. Archit. Plann. Environ. Eng., AIJ*, Vol. 561, 21-29.

[Onovwiona 2004]

ONOVWIONA, H. I., UGURSAL, V. I. (2006) Residential cogeneration systems: review of the current technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 10 (5), 389-431.

[Parsons 1993]

PARSONS, K.C. (1993). *Human thermal environments. The effects of hot, moderate and cold environment on human health, comfort and performance*. Eds. Taylor & Francis.

[Passivhaus 2008]

Passivhaus Institut. Site Internet URL : <http://www.passiv.de>

[Passivhaus 2009]

PassivHaus Institut: Project data sheet ID:1111. Built Passive House Projects data base.

<http://www.passivhausprojekte.de/projekte.php?lang=en&detail=1111>

[Popovici 2006]

POPOVICI, E. C. (2006). *Contribution à l'analyse du cycle de vie des quartiers*. Thèse de doctorat. Ecole des Mines de Paris. 253 p.

[Quintela et al. 2003]

QUINTELA, D., GASPARD, A., BORGES, C. (2003). Analysis of sensible heat exchanges from a thermal manikin. *Fifth International Meeting on Thermal Manikins*, Strasbourg, France.

[Rapport int. 2008]

THIERS, S., AOUN B., PEUPOORTIER. B. THELLIER, F., LAVOYE, F., LABAUME, D. (2008). *Système de micro-cogénération et de ventilation adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques*. Rapport intermédiaire - juillet 2008. Convention ANR/ADEME-ARMINES N°0604C0116.

[Rapport int. N° 1]

THIERS, S., AOUN B., PEUPOORTIER. B. THELLIER, F., LABAUME, D. (2007). *Système de micro-cogénération et de ventilation adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques*. Rapport intermédiaire N°1. Convention ANR/ADEME-ARMINES N° 0604C0116

[Rapport int. N° 2]

THIERS, S., AOUN B., PEUPOORTIER. B. THELLIER, F., LABAUME, D. (2008). *Système de micro-cogénération et de ventilation adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques*. Rapport intermédiaire N°2. Convention ANR/ADEME-ARMINES N° 0604C0116

[Ring 1993]

RING, J. W., R. J. DE DEAR A. MELIKOV. 1993. Human thermal sensation: Frequency response to sinusoidal stimuli at the surface of the skin. *Energy and Buildings*, 20(2), 159-165.

[Sambou 2006]

SAMBOU, V. (2006). *Transferts thermiques instationnaires : vers une optimisation de parois de bâtiments*. Thèse de doctorat. Université Paul-Sabatier, Toulouse.

[Schmidt 1871]

SCHMIDT, G. (1871). Theorie der Lehrmanschen Calorischen Maschine. *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, Vol. 15 (1), 1–12. cité dans [Walker 1980]

[Siino 1995]

SIINO, S. et BUSCARLET, C. (1995). Performances thermiques des chauffe-eau solaires : Méthode mensuelle d'essai du CSTB "SOLO". *Cahiers du CSTB* N° 2847. Centre Scientifique et Technique du Bâtiment.

[SOLO 2007]

SOLO (2007). *SOLO STIRLING 161 microCHP-Module: Electricity and Heat decentralized*. Documentation technique. Version 1.13, mars 2007. 24 p.

[Stouffs 2004]

STOUFFS, P. (2004). Les moteurs à air chaud. *Actes du colloque M2E « Métiers de l'Energie et Environnement »*, Marseille.

[Stowijk 1970]

STOWIJK, J.A.J. (1970). *Mathematical model of thermoregulation. Physical & behavioral regulation*, ed. Hardy Gagge, Stowijk Thomas Publisher Springfield, Chap.48, 703-721.

[Tanabe 2002]

TANABE, S., KOBAYASHI, K., NAKANO, J., OZEKI, Y., KONISHI, M. (2002). Evaluation of thermal comfort using combined multi-node thermoregulation (65 MN) and radiation models and computational fluid dynamics (CFD). *Energy and Buildings*, Vol. 34 (6), 637-646.

[Thellier 1989]

THELLIER, F. (1989). *Modélisation du comportement thermique de l'homme et de son habitat. Une approche de l'étude du confort*. Thèse de doctorat. Université Paul Sabatier, Toulouse. 180 p.

[Thellier 1999]

THELLIER, F. (1999). *L'homme et de son environnement Thermique. Modélisation*. Habilitation à Diriger des Recherches. Université Paul Sabatier, Toulouse. 60 p.

[Thellier 2004]

THELLIER, F., LEDUC, G., ENDRAVADAN, M., GASPAR, A., RAIMONDO, A., QUINTELA, D. (2004). Local radiative heat transfer on human body. Analyses through modelling. *Proc. RoomVent 2004*, Coimbra, Portugal.

[Thiers 2008]

Thiers, S., (2008). *Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive*. Thèse de doctorat. Mines ParisTech. Disponible en ligne URL : <http://pastel.paristech.org/4692>

[Weiss 2003]

WEISS, W., Ed., (2003). *Solar Heating Systems for Houses: A Design Handbook for Solar Combisystems*. International Energy Agency, IEA, Solar Heating & Cooling Programme. James & James, Ltd, London. ISBN 1-902916-46-8. 314 p.

[Werner 1993]

WERNER, J., WEBB, P. (1993). A six cylinder model of human thermoregulation for general use on personal computers. *Annals of physiological anthropology*. Vol. 12 (3), 123-134.

[Zhang 2003]

ZHANG H. 2003. *Human Thermal Sensation and Comfort in Transient and Non-Uniform Thermal Environments*. PhD thesis. University of California, Berkeley.

Références en ligne

[Energie+]

Energie +, <http://energie.wallonie.be/energieplus/entree.htm>

Human Heat Balance : Richard de Dear, University of Sydney, <http://atmos.es.mq.edu.au/~rdedear/pmv/>

Logiciel de simulation dynamique, TRNSYS simulation studio, www.trnsys.com/

Annexes

A1 Photos du banc d'essai mis en place au CEP



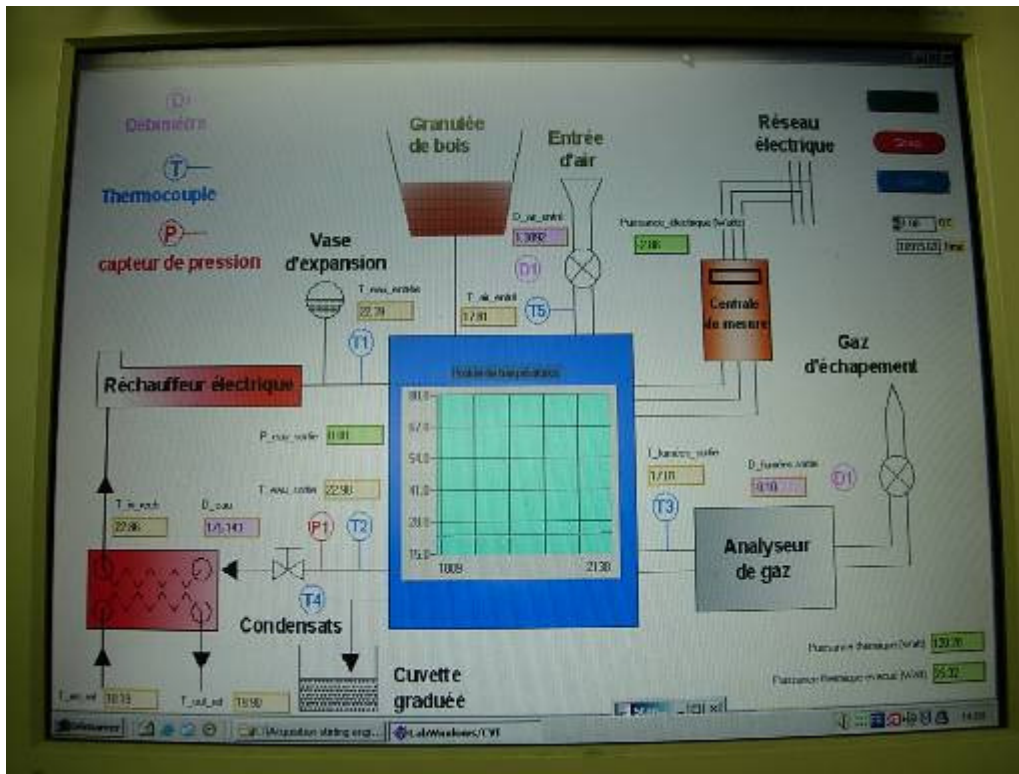
L'unité de micro-cogénération sans son capot de protection acoustique (à gauche)
L'afficheur du wattmètre mesurant la puissance électrique produite (à droite)



Console d'acquisition, boîtier du réchauffeur et boîtier électrique



Résistances du réchauffeur (à gauche) et réservoir de granulé (à droite)

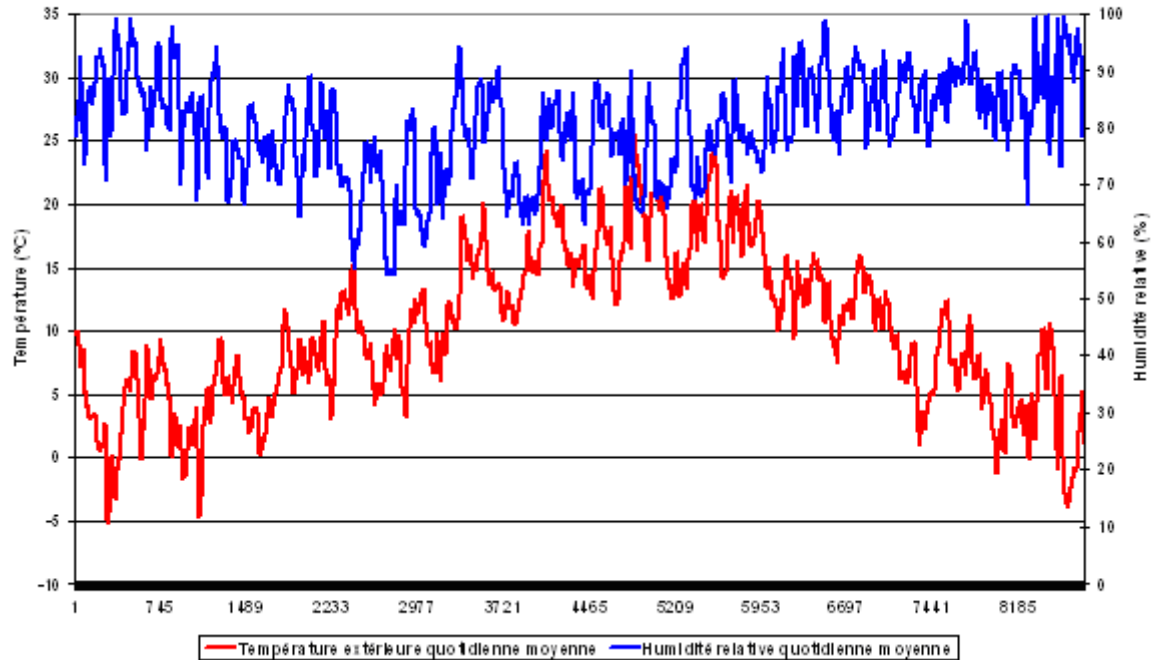


Interface du logiciel d'acquisition des données

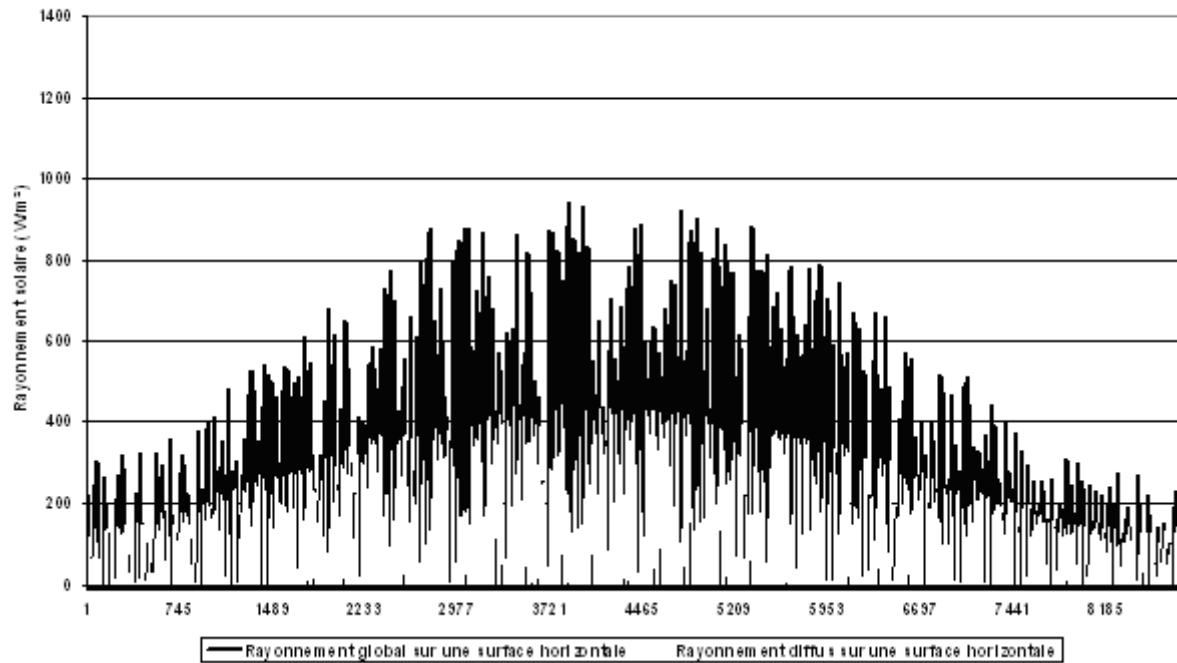
A2 Fichiers météorologiques utilisés

Données climatiques de Trappes, fichier Météonorm

Température et humidité relative extérieures à Trappes: données quotidiennes moyennes

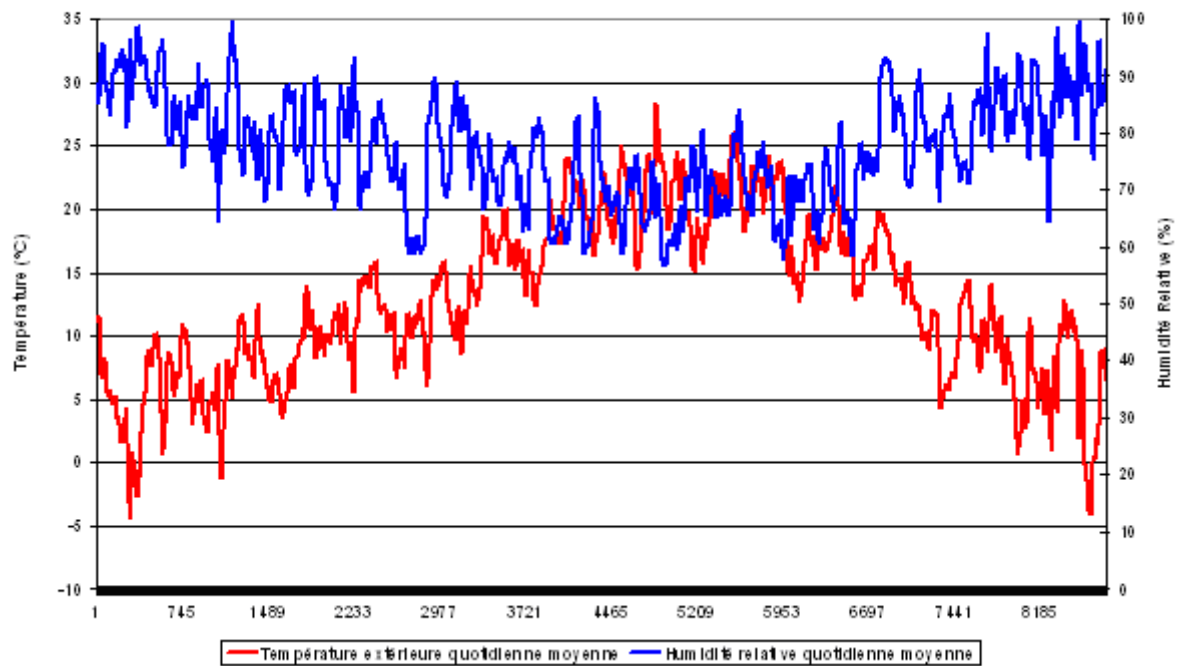


Données solaires

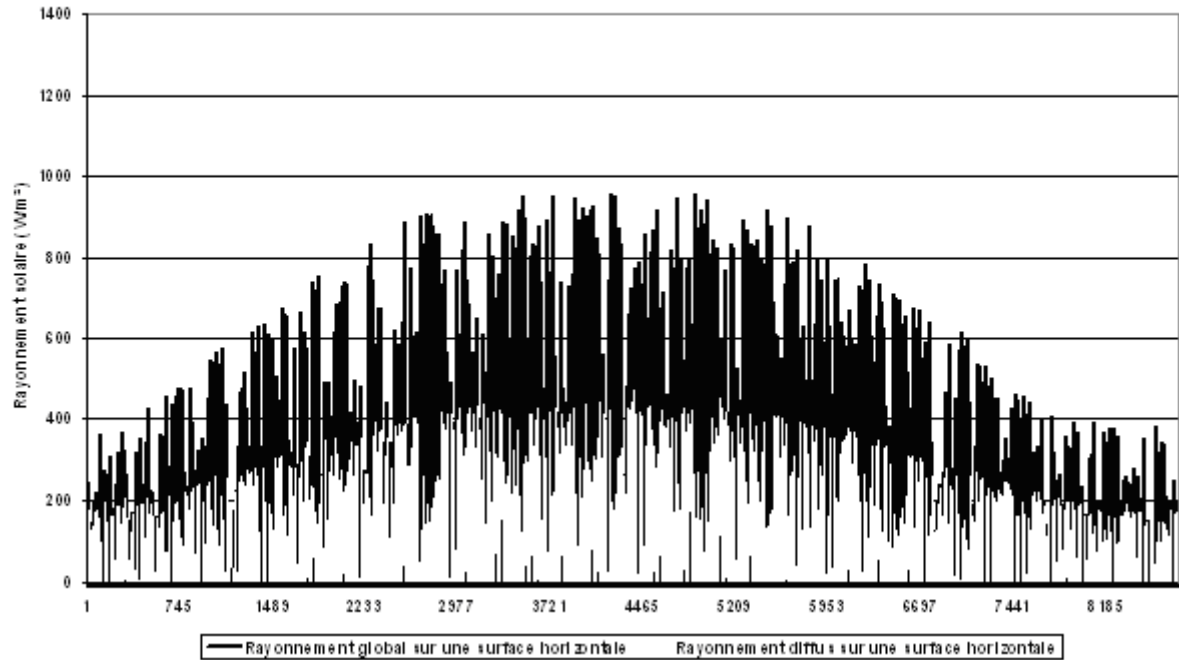


Données climatiques de Toulouse, fichier Météonorm

Température et humidité relative extérieures à Toulouse: données quotidiennes moyennes

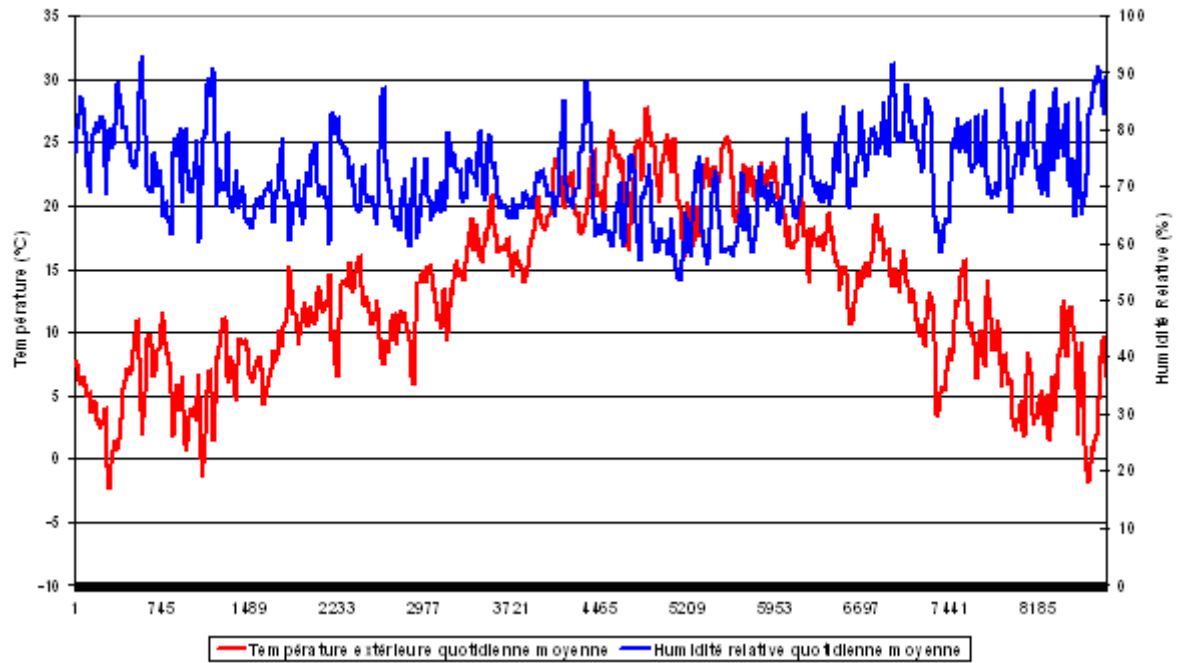


Données solaires

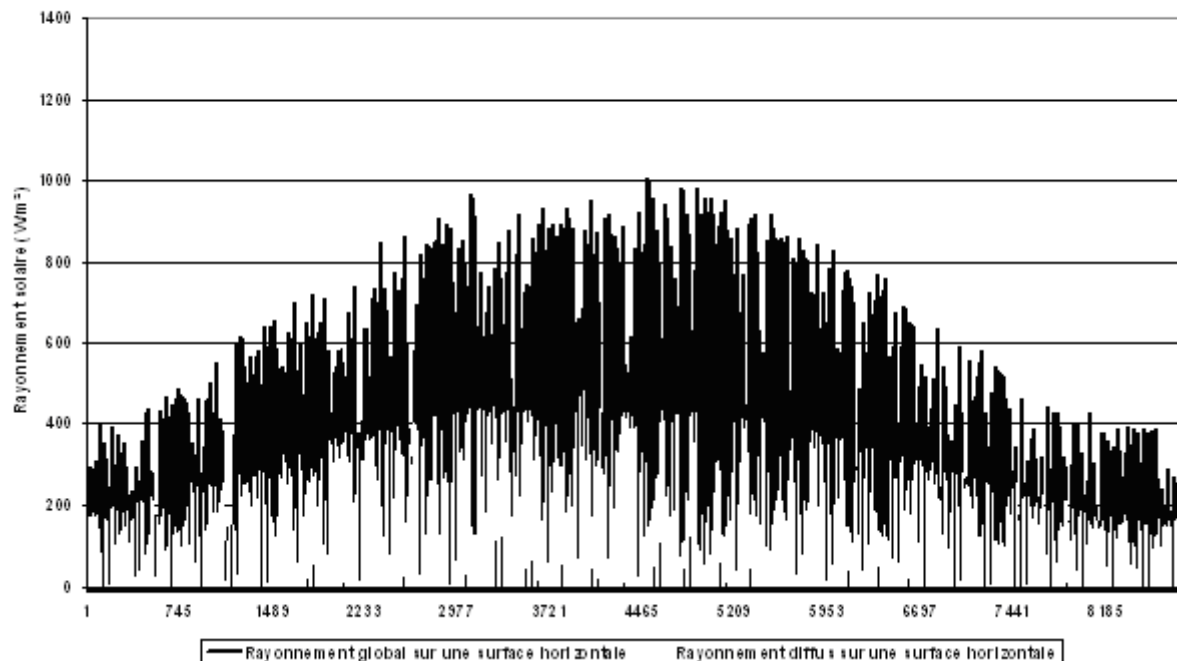


Données climatiques de Carpentras, fichier Météonorm

Température et humidité relative extérieures à Carpentras: données quotidiennes moyennes



Données solaires



Modules de chauffage

Pour systèmes T.Zen 3000/4000 et Dee Fly Chauffage



Le confort optimum par l'air

Parce que 2012 verra apparaître la systématisation des bâtiments « BBC » (Bâtiment Basse Consommation), Aldes propose des systèmes destinés à traiter le confort par l'air, quelle que soit la saison. Ventiler, chauffer... Les besoins en chauffage des bâtiments performants sont de plus en plus faibles d'autant plus lorsqu'ils sont équipés d'une ventilation double flux statique ou thermodynamique qui préchauffe l'air neuf avant de l'insuffler dans les pièces de vie. Les modules de chauffage sont alors la solution pour apporter le complément de chauffage nécessaire en hiver.

Un chauffage réactif

Le chauffage par l'air insufflé dans le logement apporte une réponse réactive au besoin de chauffage de l'occupant, au moment où il en ressent la nécessité. En cas d'apport solaire suffisant, l'apport de chaleur via le module de chauffage cessera instantanément.

→ Pas d'inertie

Une régulation pièce par pièce

Grâce aux thermostats, il est possible d'ajuster et de contrôler les températures indépendamment dans chaque pièce. Doté d'une électronique intelligente, les modules de chauffage offrent une régulation réactive en fonction des besoins.

→ Gestion des besoins en chauffage pièce par pièce



Un chauffage discret et intégré

Le module de chauffage s'intègre dans le réseau d'insufflation de la ventilation double flux à la place d'un caisson de répartition.

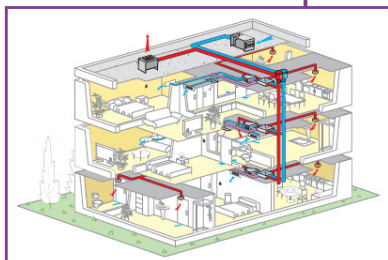
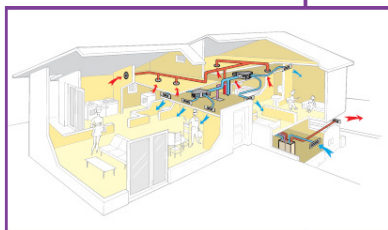
→ Préservation de l'espace de vie autant en salon /salle à manger que dans les chambres

→ Grilles d'insufflation orientables et esthétiques



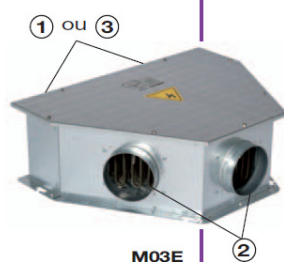
aldes air&people

Modules de chauffage

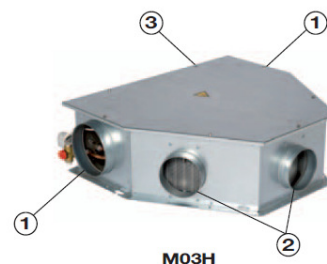


Description

- Caisson de répartition permettant la distribution homogène de l'air neuf dans les pièces de vie, par auto-équilibrage des débits par voie de soufflage.
- Chaque voie du module de chauffage (3 ou 5 voies par module) est équipée d'une batterie électrique ou eau chaude pilotée par un thermostat placé dans la pièce à laquelle la voie est reliée.
- Le module de chauffage eau chaude est alimenté par un réseau de distribution d'eau centralisé de type chaudière gaz ou pompe à chaleur.
- Le module de chauffage dispose d'un piquage aéraulique complémentaire se raccordant, si besoin, à un réseau de recyclage dont la grille est placée en couloir du logement et le ventilateur de reprise en conduit. Ce réseau permet d'augmenter le débit d'air insufflé dans les pièces de vie et de répondre ainsi aux besoins en puissance plus importants.



1	Air neuf préchauffé
2	Soufflage
3	Reprise couloir



Caractéristiques techniques

Caractéristiques aérauliques

- Débit par piquage : 20 à 60 m³/h
- Perte de charge maximum : 20 Pa

Modules de chauffage électriques

- Puissance calorifique maximum : 750 W par piquage aéraulique
- Régulation de la puissance chrono-proportionnelle

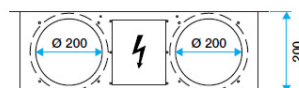
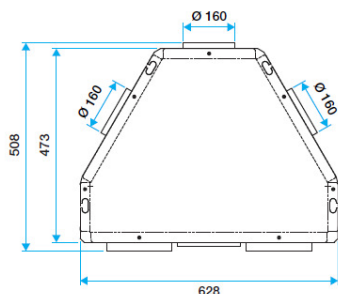
Modules de chauffage eau chaude

- Puissance calorifique par piquage aéraulique
- Pour débit d'eau : 0,07 m³/h
- Pour T°C air à 20°C et Hr à 50%

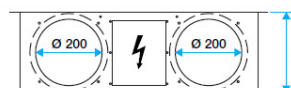
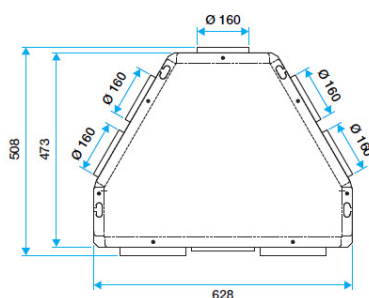
Température Entrée Eau (°C)	55		90	
Débit d'air soufflé (m ³ /h)	20	60	20	60
Puissance (W)	235	635	470	1290

Encombrement

Modules de chauffage électrique

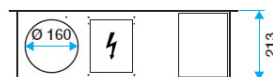
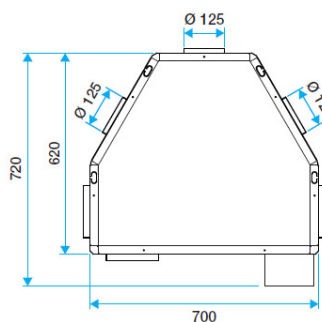


Module 3 sorties M03E

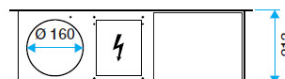
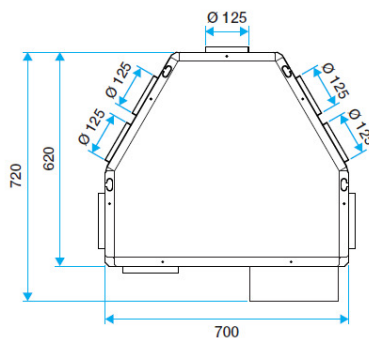


Module 5 sorties M05E

Modules de chauffage à eau chaude

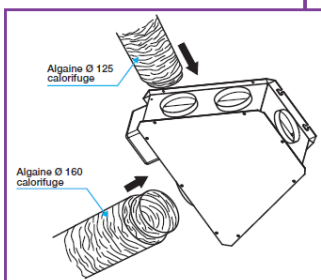
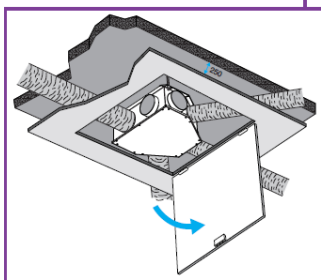


Module 3 sorties M03H



Module 5 sorties M05H

Modules de chauffage



Mise en œuvre

- Le module de chauffage se place en volume chauffé en faux-plafond.
- Prévoir une trappe d'accès aux dimensions suffisantes (900x800 mm pour modules électriques et 1000x900 pour modules eau chaude)

Raccordement électrique

- Alimentation électrique monophasée : 230V/50Hz.
- Raccordement aux thermostats de commande par liaison BUS.
- Raccordement possible à un programmeur centralisé via un fil pilote.

Raccordement aéraulique

- Le module de chauffage est raccordé aux bouches de soufflage en conduit flexible aluminium insonorisé.
- Le raccordement à l'unité de ventilation (centrale double flux ou échangeur) en conduit flexible aluminium calorifugé.
- Le réseau de recyclage, incluant le ventilateur, devra être raccordé en conduit souple insonorisé.

Domaine d'application

Tout projet doit faire l'objet d'une étude thermique et de faisabilité par un bureau d'étude thermique.

Types de module de chauffage préconisé / système installé	Modules de chauffage électriques	Modules de chauffage eau chaude
Système de Températion® Domestique T.Zen	X	
Chaudière gaz ou pompe à chaleur et système de ventilation double flux Dee Fly		X

Gamme

Désignation	Code
Module électrique 3 piq. M03E	11023162
Module électrique 5 piq. M053	11023163
Module eau 3 piq. M03H	11023160
Module eau 5 piq. M05H	11023161

Accessoires

Désignation	Code
Thermostat	11023126
Kit ventilateur recyclage	Nous consulter



www.aldes.fr

ALDES - 20 Boulevard Joliot Curie - 69694 Vénissieux Cédex
Tél : +33 (0)4 78 77 15 15 - Fax : +33 (0)4 78 76 15 97

A4 Comptes-rendus des réunions d'avancement de projet

- | | | | |
|----|-----------------|------------|------------------|
| 1. | 26 janvier 2007 | lancement | Paris |
| 2. | 9 juillet 2007 | avancement | Paris |
| 3. | 22 octobre 2007 | avancement | Toulouse (Aldes) |
| 4. | 25 janvier 2008 | avancement | Paris |
| 5. | 3 juin 2008 | avancement | Perpignan |
| 6. | 3 décembre 2008 | avancement | Toulouse (Phase) |
| 7. | 22 juin 2009 | clôture | Paris |

Systeme de micro-cogénération et de ventilation
adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques
Micro 15 kWh

Convention ANR/ADEME- ARMINES

Réunion de lancement, vendredi 26 janvier 2007

Ecole des Mines de Paris, 60 Bd St Michel, Paris 6^{ème}, salle V 111

*Présents : Bernard Aoun (CEP), Damien Labaume (ALDES), Bruno Peuportier (CEP),
Françoise Thellier (PHASE), Stéphane Thiers (CEP)*

PRESENTATION DES PARTICIPANTS :

- Le laboratoire PHASE travaille sur les questions de confort thermique et acoustique dans le bâtiment. Implication sur plusieurs projets PREBAT (EnerPos, bâtiments à énergie positive à la Réunion ; Bois Acoutherm, maison à ossature bois).
- La division recherche d'ALDES travaille sur les aspects normatifs et sur le développement d'innovations dans le domaine de la ventilation des bâtiments.
- Bruno Peuportier travaille sur un outil d'aide à la conception des bâtiments, COMFIE, permettant de simuler le comportement thermique d'un bâtiment et de calculer ses besoins de chauffage, de rafraîchissement, sa température, ses consommations énergétiques.
- Bernard Aoun, doctorant, travaille sur les systèmes de cogénération à cycle de Rankine (machine à vapeur) et étudie différentes sources de chaleurs (soleil, bois).
- Stéphane Thiers, doctorant, a modélisé un système de ventilation du bâtiment, comprenant un puits canadien et un échangeur sur air vicié. Ce modèle est couplé au modèle de bâtiment de COMFIE.

OBJECTIFS DU PROJET

Compléter les modèles de bâtiment par celui d'un système de micro-cogénération afin de pouvoir modéliser un bâtiment performant et producteur d'énergie.

L'idée est de s'orienter vers des systèmes intégrés afin de réduire les coûts d'investissement et de rentabiliser plus facilement les différents systèmes (chauffage, ventilation, etc.)

MICRO-COGENERATION

Présentation de la technologie

On distingue 5 types de systèmes de micro-cogénération :

- Moteur à combustion interne
- Turbines à gaz
- Moteurs Stirling (combustion externe)
- Cycle à vapeur (Rankine)
- Pile à combustible

Le système retenu est celui à moteur Stirling. De nombreux industriels commencent à développer et commercialiser de tels systèmes qui présentent plusieurs avantages :

- Ils sont bien adaptés aux bâtiments résidentiels individuels (faible puissance)

- Leur source d'énergie peut être variée (fioul, biocarburant, gaz, biomasse, rayonnement solaire)
- Le rendement de récupération de chaleur est élevé > 80 % (peu de pertes thermiques)
- Le système est compact et silencieux, donc facile à intégrer au bâtiment (par exemple, dans un cellier ou une cuisine)

Par contre, le rendement de production d'électricité (15 %) est seulement adapté au bâtiment individuel standard. Pour un bâtiment à faibles besoins de chaleur, les besoins d'électricité sont du même ordre de grandeur que ceux de chaleur. La production électrique sera donc insuffisante pour couvrir l'ensemble des besoins du bâtiment.

En France, le seul système de micro-cogénération à moteur Stirling commercialisé est le Sunmachine Pellets, qui fonctionne aux granulés de bois (cf. documentation technique fournie par B.P.). Ce système est actuellement vendu à 25 000 € l'unité. Le développement du volume de production devrait mener à une baisse de ce prix dans les années à venir.

La commande de la machine sera passée prochainement. En raison des délais de fourniture (12 semaines), il faut escompter une livraison début mai prochain au plus tôt.

Préparation du banc d'essais

Le système de micro-cogénération sera installé sur un banc d'essai présenté par B.A. Il se situera dans une pièce où se trouve actuellement le banc d'essai de B.A. sur la cogénération à cycle de Rankine qui doit, prochainement, être couplé à une chaudière à bois, et un banc d'essai visant à la recirculation des gaz d'échappement dans une petite turbine à gaz pour augmenter la concentration de CO₂.

Un espace sera dégagé afin d'installer le banc d'essai sur la micro-cogénération à bois. Le granulé de bois est déjà disponible. B.A. compte démarrer les essais dès que la machine sera arrivée et fournir les premiers résultats d'ici la fin de l'été si la machine est livrée avant fin mai.

B.A. présente la structure du banc d'essai envisagé.

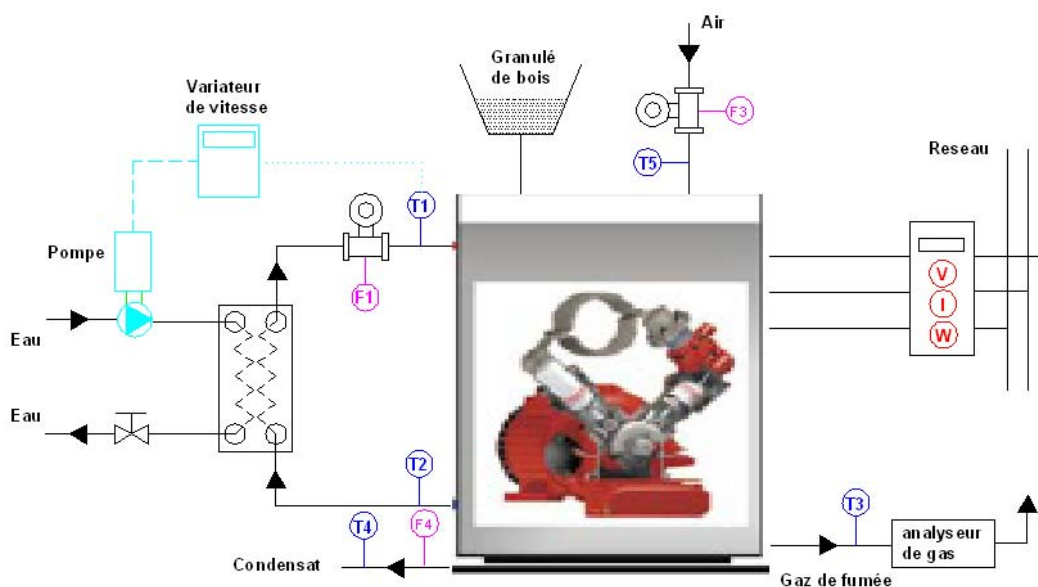


Schéma du banc d'essai

Son objectif est de caractériser le fonctionnement du système en régime établi en fonction de la température de consigne de l'eau en sortie, de la température de l'eau en entrée, du niveau de charge du système. Les diverses températures et les débits seront mesurés, de même que la composition des gaz d'échappement et les caractéristiques de l'énergie électrique qui sera fournie au réseau public d'électricité. A ce propos, en raison de la faible quantité d'électricité produite, celle-ci sera injectée de manière gratuite (pas de compteur ni de contrat avec le gestionnaire de réseau, EdF).

F.T. ajoute qu'il serait pertinent de demander au fabricant les courbes de rendement de la machine et de réaliser une étude dynamique du système afin d'évaluer ses différents temps de réponse et ses consommations et productions électriques au moment des phases de démarrage et d'arrêt. Ce dernier point sera fort utile pour caractériser les systèmes de régulation et de stockage de chaleur les mieux adaptés.

Il ne semble pas nécessaire de réaliser un banc d'essai couplé à un ballon de stockage.

Contacts industriels

B. P. a pris contact avec la société MAB Entreprise, le distributeur exclusif des produits SunMachine en France. Cette société, dont le siège social se trouve à proximité d'Epinal (Vosges), sera présente au salon des énergies renouvelables de Lyon du 14 au 17 février 2007. B. P. et B. A. sont prêts à participer à ce salon afin de découvrir la machine et de rencontrer le fournisseur.

D.L. suggère de demander à MAB Entreprise quels sont les éléments auxiliaires qui sont préconisés pour accompagner le système de micro-cogénération (ballon de stockage, régulation).

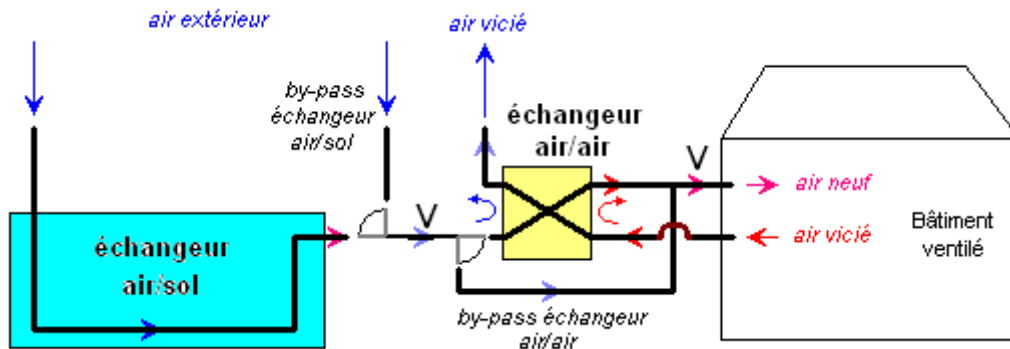
GESTION DE L'AIR

Chauffage par air, couplage batterie chaude et micro-cogénération, zonage

D.L. explique qu'ALDES développe des systèmes de ventilation par double flux, statiques ou thermodynamiques (i.e. petite pompe à chaleur sur air extrait). Selon la réglementation thermique 2005 (RT2005), la régulation thermique doit être réalisée indépendamment, pièce par pièce (sauf pour les planchers chauffants). Dans le cas d'un chauffage aéraulique associé à divers systèmes de chauffage ou de préchauffage, il est nécessaire de disposer d'un conduit de ventilation par pièce ainsi que d'une batterie d'échangeur par conduit. ALDES réfléchit déjà à un prototype permettant de conjuguer cette contrainte avec ceux du choix de la source d'air (extérieur, puits canadien, échangeur thermodynamique) et avec la possibilité de recirculation de l'air (pour surventilation les jours les plus froids).

Free cooling, puits canadien et régulation (caisson de mélange)

En amont du caisson de mélange, la structure peut être représentée comme suit :



L'échangeur peut être évité, pour le régime de fonctionnement été, par un by-pass. De même, une prise d'air directe vers l'extérieur permet d'éviter d'utiliser l'échangeur air/sol si nécessaire. Le ventilateur peut être placé soit avant, soit après l'échangeur sur air vicié (positions notées V sur le schéma ci-dessus). La régulation au niveau des by-passes se fait en tout ou rien. Les ventilateurs peuvent présenter deux ou trois vitesses de fonctionnement (mini, cuisine, « boost »). Le niveau « boost » correspond à un régime de fonctionnement en surventilation nocturne l'été.

En l'absence de puits canadien, il est possible d'utiliser l'échangeur sur air vicié l'été lorsque le confort thermique intérieur du bâtiment est assuré.

La RT2005 pénalise fortement les ballons de stockage thermique installés dans les locaux non chauffés. Dans une maison passive, tout l'équipement doit se trouver dans la maison.

Surventilation nocturne l'été et étanchéité l'hiver

La surventilation nocturne mécanique peut correspondre à 2 vol/h pour tout le bâtiment, voire 6 vol/h pour les chambres. En cas de surventilation naturelle (ouverture de fenêtre), le débit passe alors à 10 vol/h, voire 15 vol/h.

Régulation et confort adaptatif

F. T. présente la notion de confort adaptatif : maintenir une sensation de confort ne nécessite pas de maintenir une température intérieure constante. Il vaut mieux laisser la température suivre en partie les fluctuations de la température extérieure. En effet, il existe des possibilités d'adaptation (p.ex. effet de la cravate, mis en évidence au Japon par l'opération « cool biz »). Une température contrôlée réduit la vigilance (endormissement).

D. L. indique que les solutions proposées par ALDES ne sont pas des solutions de climatisation mais de rafraîchissement (2,5 kW de froid pour toute la maison) : la température n'est pas fixée. Les pics de chaleur sont simplement réduits.

Le degré-jour à base fixe (typiquement 27 °C), utilisé pour évaluer l'inconfort d'été ne semble pas suffisant. Il faudrait un indicateur fonctionnant sur une base variable (intégrant la tenue vestimentaire).

MODELISATION

F.T. suggère que les différentes modélisations soit appliquées à des maisons-types bien définies : une maison inerte à faibles besoins thermiques et une maison plus classique et moins exigeante (p.ex. correspondant à une maison standard).

Le logiciel peut ne pas être le même pour l'étude du confort et pour les simulations de fonctionnement du système.

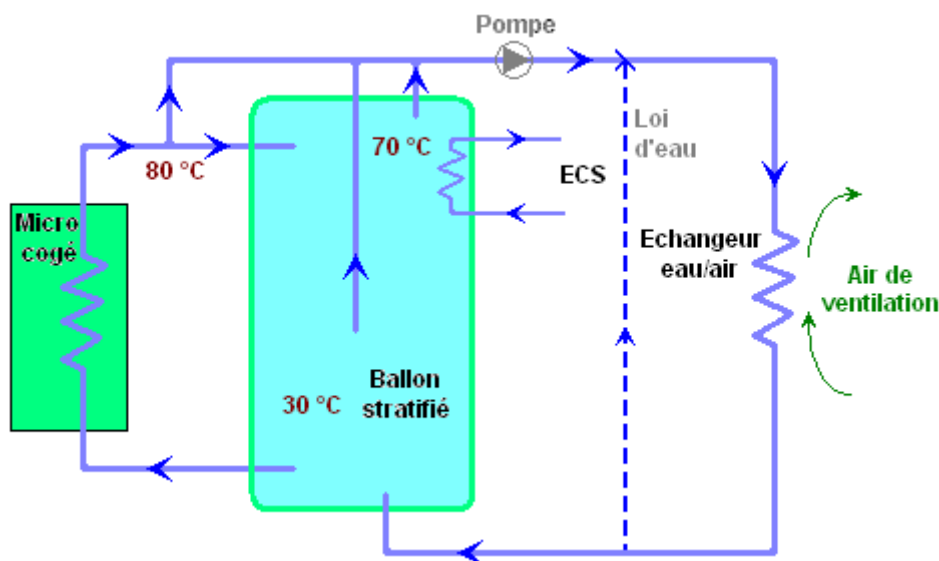
Micro-cogénération

S. T. présente son étude bibliographique. Le moteur Stirling est bien connu. Il existe différents niveaux de modélisation du cycle thermodynamique, incluant ou non, les différentes irréversibilités du cycle. Il n'existe cependant pas de relation simple entre le rendement du moteur et ces différents modèles. Pour son modèle, il envisage donc de travailler à partir de courbes caractéristiques fournies par les constructeurs, et par celles qui pourront être établies à partir du banc de mesure. L'inertie du système demande aussi une étude dynamique (cf. plus haut « banc de mesure »). La prise en compte des temps de démarrage et d'arrêt ne semble pas inutile. Quel est l'effet du stockage sur la fréquence des alternances marche/arrêt ? Un fonctionnement à mi-puissance permet-il de réduire cette fréquence et d'optimiser l'utilisation du système ?

Stockage d'eau chaude

La structure du système à modéliser pourrait présenter une architecture proche du schéma ci-dessous. La régulation permettrait de jouer sur l'origine de l'eau envoyée à la batterie d'échange eau/air : soit l'eau sortant directement du micro-cogénérateur (si le stockage est plein ou si le besoin de chauffage est important), du sommet du ballon ou du milieu du ballon. Ceci permettrait, par exemple, de jouer sur la température de l'air insufflé sans avoir à modifier le débit de ventilation.

Une alternative consisterait à réguler la température de départ du circuit de chauffage par une vanne trois voies (loi d'eau classique).



La température dans le ballon ne doit pas dépasser 70 °C afin d'éviter la formation de tartre.

Le ballon de stockage pourra être simulé à partir du modèle déjà établi par un précédent doctorant pour un ballon à stratification utilisé pour les applications solaires.

Il faut simuler la batterie d'air afin de connaître son échange en fonction du débit d'air.

Consommation des auxiliaires

Elle peut être évaluée grossièrement en fonction des débits et de la différence de pressions à fournir. La consommation électrique des ventilateurs dépend du type de ventilateur mis en œuvre : il existe maintenant des ventilateurs à basse consommation.

La perte de pression, directement liée aux pertes de charges, doit intégrer : l'échangeur sur air vicié, le puits canadien, les filtres (un en entrée de puits canadien, un en entrée de l'échangeur sur air vicié, un sur le circuit de l'air extrait), la sortie d'air sur le toit (tuile à douille).

Pour la consommation électrique, il faut considérer trois ventilateurs (dont deux fonctionnant en continue) et deux pompes. Les ventilateurs fonctionnent à débit réduit durant 11/12 du temps et à débit élevé durant 1/12 du temps.

Le modèle doit partir des entrées : débit de ventilation, pertes de charges, type de ventilateur, pompes, et fournir en sortie : la consommation d'électricité et la puissance thermique dissipée dans l'air du réseau de ventilation.

Evaluation du confort (débit d'air et température maximum, confort adaptatif)

Il est nécessaire d'avoir connaissance de plusieurs paramètres : température de soufflage, vitesse et direction de l'air, température de l'air, température des parois.

Selon le niveau de modélisation, il sera possible de fournir des recommandations pour la régulation (modèle simple) ou de réaliser une étude thermophysique plus fine.

PHASE va chercher l'indicateur le plus adapté pour la régulation (exemple de la température moyenne glissante, éventuellement pondérée).

Analyse de cycle de vie, comparaison à d'autres systèmes (PV + PAC ?)

Initialement, le système de micro-cogénération envisagé fonctionnait au gaz. L'impact du granulé de bois n'est pas bien connu. La comparaison à d'autres systèmes (pompe à chaleur, panneaux solaires) peut être intéressante.

Plan de travail et préparation du rapport intermédiaire n°1

Un rapport intermédiaire doit être préparé pour début juillet.

Proposition de contenu :

- Etat de l'art en matière de cogénération, de moteur Stirling, de confort adaptatif, des différents équipements.
- Descriptif de l'installation envisagée et présentation du système global qui va être étudié
- Cahier des charges de la modélisation (banc d'essai, micro-cogénération, confort) et du prototype ALDES
- Photos du banc de mesure et de la machine.

La prochaine réunion est proposée le 7 ou 12 juin 2007 à 9h30 (date à choisir ultérieurement).

Autres occasions de se rencontrer :

- Salon des énergies renouvelables à Lyon (du 14 au 17 février 2007)
- Journées Prebat à Aix-les-Bains (du 20 au 22 mars 2007)
- Journées SFT dans le Var (du 29 mai au 1^{er} juin 2007)

Systeme de micro-cogeneration et de ventilation
adapte aux logements a tres faibles besoins energetiques

Micro 15 kWh

Convention ANR/ADEME- ARMINES n° 0604C0116

Reunion n° 2, vendredi 9 juillet 2007

Ecole des Mines de Paris, 60 Bd St Michel, Paris 6^{ème}, salle V 111

Présents : Bernard Aoun (CEP), Alain Guiavarch (CEP), Damien Labaume (ALDES), Bruno Peuportier (CEP), Françoise Thellier (PHASE), Stéphane Thiers (CEP)

INTRODUCTION

Rappel des objectifs du projet :

- mieux cerner l'intérêt des systèmes de micro-cogénération (performances énergétiques et environnementales, domaine d'application le plus adapté...), par banc d'essais et modélisation,
- étudier l'intégration de ces équipements dans un système de chauffage à air, élaborer un prototype et préparer une opération expérimentale.

Le sujet de la micro-cogénération semble assez présent dans les journaux (article dans la revue Chaud-Froid-Plomberie, projets du COSTIC, du CSTB, etc.)

F.T. rappelle quelques questions précédemment soulevées : choix d'une maison-type pour la simulation ? choix d'un logiciel ?

B.P. indique que la machine Stirling (modèle Sunmachine) a été reçue la semaine dernière. La machine qui a été livrée est un prototype bridé à 7,5/8 kW (contre 10 kW pour le modèle de série). La livraison du modèle de série a été retardée pour cause de déménagement de l'usine d'assemblage de Sunmachine.

PRESENTATION DU BANC D'ESSAIS

B.A. présente le banc d'essai qui sera monté prochainement. Le système échangeur/réchauffeur devrait permettre de simuler n'importe quelle température d'entrée d'eau. B.P. propose d'ajouter un débit-mètre sur le circuit de chauffage afin de vérifier les données fournies par l'afficheur de la machine. L'analyseur de gaz mesurera CO₂ et O₂.

L'objectif est de démarrer les essais dès le 1^{er} septembre.

Visite de la « cave à huile » où est entreposée la machine. L'emplacement du banc d'essais sera prochainement libéré. Pour mesurer la quantité de bois consommée, on propose de coller une règle à l'intérieur du silo à granulé de manière à évaluer la quantité de bois consommé par simple lecture.

Son objectif est de caractériser le fonctionnement du système en régime établi en fonction de la température de consigne de l'eau en sortie, de la température de l'eau en entrée, du niveau de charge du système. Les diverses températures et les débits seront mesurés, de même que la composition des gaz d'échappement et les caractéristiques de l'énergie

électrique qui sera fournie au réseau public d'électricité. A ce propos, en raison de la faible quantité d'électricité produite, celle-ci sera injectée de manière gratuite (pas de compteur ni de contrat avec le gestionnaire de réseau, EDF).

MODELISATION

S.T. présente le modèle envisagé.

La structure modulaire du modèle permettra de modifier éventuellement la structure du système étudié (position des échangeurs, hauteurs des entrées/sorties dans le ballon). Chaque élément sera modélisé indépendamment des autres, en fonction de besoins de précision nécessaires.

D.L. indique que l'utilisation d'une canne de stratification devient inutile dès que l'on travaille avec une source de chaleur fournissant une eau à température fixe. Le modèle d'échangeur utilisé pour l'échange eau/air pourra être affiné en fonction de la conception imaginée par ALDES.

GESTION DE L'AIR

D.L. présente l'état de l'art réalisé sur les systèmes de chauffage aéraulique existant actuellement sur le marché. Le marché des système de chauffage aéraulique sur air neuf semble assez développé en Suède et en Allemagne (huit modèles présentés). Les systèmes semblent à peu près tous fonctionner de la même manière (3 en 1 : ventilation, chauffage, ECS + possibilité d'appoint solaire). Par contre, le système de régulation n'est pas expliqué.

D.L. présente ensuite le système émetteur imaginé par ALDES pour le chauffage aéraulique qui pourrait être couplé en sortie à un ballon d'eau chaude. Le système Ubio se compose de deux entrées d'air neuf, d'une entrée d'air recyclé, 3 ou 5 batteries chaudes (selon la version). Un thermostat par pièce permet de commander le déclenchement ou l'arrêt de la circulation d'eau chaude dans chacune des batteries. Le dimensionnement est prévu pour 20 m³/h/pièce d'air neuf et 40 m³/h/pièce d'air recyclé soit 60 m³/h/pièce pour le chauffage. Perte de charge de 20 Pa par bouche à 20 m³/h, puissance : 600 W / bouche. Le soufflage est prévu dans les chambres et le séjour (deux bouches), l'extraction se fait par les autres pièces. Avec le système de régulation prévu, la vanne trois voies destinées à stabiliser la température en entrée des batteries ne semble plus pertinente, la régulation se faisant alors à partir des thermostats en tout ou rien sur chaque batterie.

Free cooling, puits canadien

Le rafraîchissement passif peut être réalisé l'été par surventilation nocturne. Les systèmes actuels permettent de doubler les débits par rapport aux débits de ventilation habituels. Le rafraîchissement est amélioré par l'usage d'un puits canadien. Dans le cas des gros débits, se pose le problème du bruit. ALDES propose une solution indépendante du système de ventilation, avec un extracteur et une vanne de compensation. Ce système permet de gagner environ 2 °C sur la température du bâtiment l'été.

ALDES propose aussi actuellement une offre de puits canadien constitué de tubes REHAU traités avec un produit bactéricide. Une étude ADEME sur la qualité de l'air est en cours. Différents types de conduites de puits canadiens ont été enterrés à l'agence commerciale d'ALDES.

Consommation des ventilateurs

S.T. a imaginé un modèle permettant d'évaluer relativement grossièrement les consommations électriques ainsi que l'apport thermique des ventilateurs sur un système de ventilation complet. Ce modèle est décrit en annexe. D.L. corrige certaines valeurs qui

avaient été retenues dans ce modèle pour les pertes de pression des systèmes simple flux et des systèmes équipant les logements collectifs. On se demande si la valeur de 15 % fournie par Canada Clim pour représenter la part de l'énergie électrique consommée qui est dissipée à l'air de ventilation est bien réaliste. Cette valeur est maintenue en l'absence de donnée chiffrée alternative concernant cette question. Suite à la discussion, le modèle a donc été retouché. C'est la nouvelle version qui est présentée en annexe.

REGULATION ET CONFORT

F. T. rappelle que la sensation de confort thermique dépend principalement de la température des murs (40 %), de la température de l'air, de la vitesse de l'air (40% pour l'aspect convectif), du taux d'humidité de l'air, de l'évaporation et de la transpiration. Ainsi, une régulation sur la seule température d'air ne joue que sur une partie du phénomène. On définit la température opérative comme la température équivalente perçue par la peau. Elle est définie comme :

$$T_{opérative} = \frac{h_c \cdot T_{air} + h_r \cdot T_{murs}}{h_c + h_r}$$

avec h_c et h_r , les coefficients d'échange respectivement convectif et radiatif au niveau de la peau.

La température de l'air est surtout ressentie par les voies respiratoires, la convection et la turbulence par les poils, le rayonnement des murs par la peau.

F.T. souligne qu'il lui paraît important que les murs restent en température, car ils contribuent fortement à la sensation de confort. À température opérative égale, il vaut mieux des murs chauds et un air frais que l'inverse.

B.P. explique qu'il ne semble pas intéressant d'extraire les températures de parois des calculs de COMFIE car cela rallongerait beaucoup les calculs et cela rendrait la compréhension de l'utilisateur plus difficile. De plus, la température de zone fournie en sortie correspond à peu près la température opérative.

Pour la modélisation, F.T. évoque quelques indicateurs utilisés actuellement pour évaluer le confort thermique : SET, PMV, Modèle à 2 nœuds, modèles à 29 nœuds. Il reste encore un gros travail de bibliographie à mener. Un post-doctorant est en cours de recrutement pour réaliser ce travail.

Le degré-jour, utilisé pour évaluer l'inconfort d'été semble insuffisant. Une première approche consiste à remplacer le seuil fixé (par exemple 20 °C) par un seuil correspondant à la notion de confort adaptatif.

Concernant la simulation, l'étude pourra être réalisée pour une seule pièce plutôt que sur un bâtiment. L'influence des différentiels de régulation sur le confort pourrait être étudiée.

AUTRE

B.P. demande si l'on souhaite que le projet soit labellisé par le Pôle de compétitivité Ville et Mobilité Durable.

PREPARATION DU RAPPORT INTERMEDIAIRE N°1

Le budget ayant été débloqué par l'ANR, il semble possible de facturer un peu plus tôt que ce qui est prévu dans la convention, donc en décembre 2007 pour les premiers versements intermédiaires.

On décide qu'un rapport intermédiaire doit être préparé pour *fin août*. Contenu :

- S.T. : Etat de l'art en matière de cogénération, de moteur Stirling, Descriptif de l'installation envisagée et mise en forme du système global qui va être étudié, cahier des charges de la modélisation et esquisse du modèle.
- D.L. : Etat de l'art du chauffage aéroulque et prototype
- B.A. : Présentation du banc d'essai
- F.T. : Présentation des notions de confort et de l'étude biblio à mener

C'est Armines qui coordonne le projet et qui agrègera les contributions de chacun.

La prochaine réunion est proposée le 19 octobre 2007 à Toulouse.

Systeme de micro-cogeneration et de ventilation
adapte aux logements à très faibles besoins énergétiques
Micro 15 kWh

Convention ANR/ADEME- ARMINES n° 0604C0116

Réunion n° 3, lundi 22 octobre 2007

Agence commerciale ALDES, rue du Caulet, Toulouse

Présents : Damien Labaume (ALDES), Françoise Monchoux (PHASE), Bruno Peuportier (CEP), Françoise Thellier (PHASE), Stéphane Thiers (CEP)

INTRODUCTION

Rappel des objectifs du projet et de son état d'avancement.

PRESENTATION DU BANC D'ESSAIS

Le banc d'essai du système de micro-cogénération a été mis en place durant l'été. Il est opérationnel depuis quelques semaines. Certains instruments de mesure n'ont pas encore été installés (en particulier, le débitmètre de fumées et l'analyseur de fumées). La mesure du bois consommé n'est possible qu'en valeur moyenne sur une longue période de fonctionnement. La mesure de l'air consommé est impossible du fait que le point de prise d'air n'a pu être localisé. S.T. rappelle la structure du banc d'essai et ses différents éléments. La constitution interne du système de micro-cogénération n'est pas bien connue et aucune documentation détaillée n'a été fournie par le constructeur à ce sujet.

PRESENTATION DES PREMIERS RELEVÉS

Les premiers résultats de mesure sont présentés. Les courbes relevées montrent une forte instabilité des puissances produites due à la forte instabilité du débit d'eau dans le circuit primaire. C'est la régulation du débit, par une pompe à deux vitesses qui explique cette instabilité. On propose d'utiliser un petit ballon de stockage ou une vanne trois voies thermostatique pour stabiliser la température en entrée de la machine. On propose de travailler sans réchauffeur pour voir si les oscillations persistent. Le fonctionnement en boucle ouverte n'est pas possible (pompe intégrée à la machine).

Le démarrage à froid de la machine demande 1 h et induit une consommation électrique de 2,4 kWh (résistances de pré-chauffage). Les pompes consomment en permanence environ 300 W d'électricité (autoconsommation).

MODELISATION

Les modèles correspondent globalement à ce qui avait été présenté dans le rapport intermédiaire n° 1. Le modèle de ballon utilisé est limité à 8 strates pour permettre un calcul matriciel direct. Une grande partie a déjà été intégrée à l'outil COMFIE permettant de simuler le comportement d'un ballon de stockage fournissant des besoins d'eau chaude et alimenté par un système de cogénération. Un aperçu des premiers résultats de simulation obtenus est présenté. Un module intégrant les besoins de chauffage est en cours de développement.

GESTION DE L'AIR

D.L. présente le prototype réalisé par ALDES pour le chauffage aéraulique qui pourrait être couplé en sortie à un ballon d'eau chaude. Le prototype Ubio se compose de deux entrées d'air neuf, d'une entrée d'air recyclé, 3 (ou 5) batteries chaudes (selon la version). Un thermostat par pièce permet de commander le déclenchement ou l'arrêt de la circulation

d'eau chaude dans chacune des batteries. Le dimensionnement est prévu pour 20 m³/h/pièce d'air neuf et 40 m³/h/pièce d'air recyclé soit 60 m³/h/pièce pour le chauffage (V = 2 m/s). Perte de charge de 20 Pa par bouche à 60 m³/h, puissance : 600 W / bouche. Le soufflage est prévu dans les chambres et le séjour (deux bouches), l'extraction se faisant par les autres pièces. Les tubes en PE mis en œuvre sont peu souples. Leur positionnement est encore à améliorer (risque d'usure prématurée par contact avec les batteries chaudes).

La régulation envisagée sera faite sur la température de l'eau (loi d'eau en sortie du ballon) mais le débit d'air sera constant (avec possibilité de recyclage). Prise d'air de recyclage unique dans une pièce centrale du bâtiment (salon ou couloir).

CONSOMMATION DES VENTILATEURS

Le modèle qui avait été présenté lors de la réunion N° 2 par S.T. a été légèrement modifié à partir des remarques de D.L. Il sera finalement retenu pour l'évaluation de la consommation du système de ventilation. Il est décrit dans le rapport intermédiaire N° 1. On peut ajouter un troisième niveau de performance de ventilateurs puisqu'il existe des ventilateurs MicroWatt+ qui divisent par 2 la consommation électrique par rapport aux MicroWatt. D.L. peut fournir des polynômes de débit/pression.

B.P. explique qu'il faut éviter d'utiliser ce modèle pour calculer un « COP » du puits canadien. En effet, cette notion n'a pas réellement de sens physique du fait que le service apporté par le puits canadien n'est pas comparable à celui d'un système de climatisation active. D'autre part, le niveau d'incertitude de l'évaluation de la consommation des ventilateurs risque de faire varier le COP calculé du simple au double.

REGULATION ET CONFORT

Un ingénieur de recherche a été recruté par le laboratoire PHASE pour travailler sur le projet. Il démarrera en janvier 2008 par une période d'étude bibliographique.

La modélisation sera certainement réalisée à l'aide de Fluent pour une seule pièce. La question de l'inertie du bâtiment devra être étudiée (notamment, la mise en température du bâtiment après une longue période non chauffée).

VISITE DES LOCAUX D'ALDES

D.L. nous fait visiter les locaux d'ALDES : Agence commerciale avec différents équipements en démonstration, magasin pour les installateurs, entrepôts et plate-forme logistique, atelier de mise en forme de conduites, entreposage extérieur des tubes produits. D.L. nous présente aussi le site d'expérimentation de puits canadiens. Une étude ADEME sur la qualité de l'air est en cours et quatre types de conduites de puits canadiens différents sont comparés.

PREPARATION DU RAPPORT INTERMEDIAIRE N°2

On décide qu'un rapport intermédiaire doit être préparé pour fin janvier.

Contenu :

- S.T. : Présentation des mesures réalisées, de la modélisation et de sa mise en œuvre informatique, des premiers résultats de simulation.
- D.L. : Réalisation du prototype

C'est Armines qui coordonne le projet et qui recevra et agrègera les contributions de chacun. Il faudra relancer chacun au début du mois de décembre. Une première version sera diffusée à chacun, une semaine avant la prochaine réunion.

La prochaine réunion est proposée le vendredi 25 janvier 2008 à Paris.

Explications de Bernard Aoun sur l'instabilité du système :

La régulation du débit d'eau n'est pas linéaire (fonctionnement en tout ou rien entre deux valeurs de débit extrêmes), par contre, la régulation du réchauffeur est linéaire. Le réchauffeur, qui possède une forte inertie ne peut assurer une température d'entrée constante si le débit de l'eau qui le traverse est rapidement et fortement variable. L'ajout d'un ballon de stockage ne va rien changer à la variabilité du débit d'eau. Un jeu sur la quantité de chaleur évacuée à l'échangeur secondaire a déjà été testé sans modification notable du comportement des régulations. L'idéal serait d'avoir un grand ballon de stockage dont la température d'eau en sortie serait très stable. Mais il n'est pas certain que cela atténuerait la fluctuation de la régulation en sortie. Cette régulation en tout ou rien n'est pas du tout adaptée au système et Sunmachine devrait plutôt utiliser une pompe à débit continûment variable, plutôt qu'une pompe à deux vitesses. Seules les valeurs moyennes calculées à partir des mesures sont réellement représentatives du comportement global du système.

Systeme de micro-cogénération et de ventilation
adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques

Micro 15 kWh

Convention ANR/ADEME- ARMINES n° 0604C0116

Réunion n° 4, vendredi 25 janvier 2008

Ecole des Mines de Paris, 60 Bd Saint-Michel, Paris

*Présents : Bernard Aoun (CEP), Damien Labaume (ALDES), Bruno Peuportier (CEP),
Françoise Thellier (PHASE), Stéphane Thiers (CEP)*

*Excusé : Frédéric Lavoye, récemment embauché au laboratoire PHASE n'a pas pu participer
pour des raisons administratives*

PRESENTATION DU BANC D'ESSAIS

Le banc d'essai du système de micro-cogénération a été mis en place durant l'été 2007. Il est opérationnel mais une panne a induit environ un mois et demi de retard sur les essais. Les essais antérieurs à la panne ont du être entièrement refaits. Le débitmètre des fumées a été reçu aujourd'hui seulement. La mesure du débit d'air entrant n'est pas réalisable (pas d'entrée d'air unique)

PRESENTATION DES ESSAIS RÉALISÉS

Le fonctionnement stabilisé, l'arrêt et le démarrage de la machine ont été caractérisés en détail. La montée en température d'un ballon a été simulée par un fonctionnement sans évacuation de la chaleur, le réchauffeur arrêté jouant le rôle de stockage de chaleur. Les instabilités relevées antérieurement ont pu être supprimées par une régulation manuelle de la température sur le circuit de chauffage. B.P. demande qu'un test supplémentaire soit fait en régime permanent avec une température d'entrée d'eau plus faible (20°C environ) pour élargir la plage des corrélations. L'analyse des fumées donne des résultats difficiles à interpréter du fait que cette analyse est réalisée loin de leur production, après condensation. Le mode de régulation de la cogénération, avec débits bornés, amène à se poser la question du dimensionnement du ballon et de la nécessité de la canne de stratification car la différence de température maximale que peut fournir la machine est d'environ 25 K.

MODELISATION

Les modèles correspondent globalement à ce qui avait été présenté dans le rapport intermédiaire n° 1. Le modèle de ballon utilisé est limité à 8 strates pour permettre un calcul matriciel direct. L'ensemble a été intégré à l'outil COMFIE permettant de simuler le comportement d'un ballon de stockage fournissant des besoins d'eau chaude et alimenté par un système de cogénération. Le modèle de la cogénération est directement inspiré des résultats des essais. L'amélioration du modèle passe par l'ajout d'un échangeur (interne ou externe) sur le circuit d'eau sanitaire (pour éviter de mélanger l'eau sanitaire avec l'eau de chauffage) et l'adaptation de l'émetteur au modèle Ubio développé par ALDES (efficacité variable selon le débit, plusieurs batteries en parallèle). Il faut aussi tester l'intérêt de la stratification et l'influence de la position du capteur de température dans le ballon.

GESTION DE L'AIR

D.L. présente le prototype réalisé par ALDES pour le chauffage aéraulique qui pourrait être couplé à la sortie d'un ballon d'eau chaude. Des tests d'étanchéité ont été réalisés, amenant

une amélioration de la conception. Des tests de répartition de débit ont été réalisés au CETIAT, montrant une répartition équilibrée des débits dans les différentes bouches de sortie. Les pertes de charges du réseau de distribution ne devraient pas trop perturber ces débits si les tubes ont une section de 125 mm. La puissance échangée dépend du débit d'air dans l'échangeur.

La régulation envisagée sera faite sur la température de l'eau (loi d'eau en sortie du ballon) car le débit est réglé en tout ou rien par une électrovanne. Le débit d'air sera variable (avec possibilité de recyclage).

FREE-COOLING

Correspond au by-pass de l'échangeur en mi-saison et à la ventilation nocturne l'été. Ne devrait pas poser de problème pour la modélisation. Le ventilateur permet d'accroître le débit la nuit l'été (en by-passant l'échangeur).

REGULATION ET CONFORT

Pour la modélisation, il est nécessaire de se mettre d'accord sur un bâtiment d'étude lourd et un léger et sur un scénario météorologique. Plusieurs outils pourraient être utilisés TRNSYS, COMIS, voire Fluent, de manière à distinguer température de paroi et température d'air. Les modèles envisagés sont le modèle à 2 nœuds et trois ou quatre indices de confort. L'humidité doit être prise en compte ainsi qu'un modèle adaptatif.

RAPPORT INTERMEDIAIRE N°2

Il sera rapidement finalisé à partir des contributions d'ALDES et du CEP.

La prochaine réunion est proposée le lundi 2 juin 2008 à Perpignan, à la veille des journées du PREBAT.

Systeme de micro-cogeneration et de ventilation
adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques
Micro 15 kWh

Convention ANR/ADEME- ARMINES n° 0604C0116

Réunion n° 5, mardi 3 juin 2008

Jardin du Centre des Congrès, Perpignan

Présents : Frédéric Lavoye (PHASE), Bruno Peuportier (CEP), Françoise Thellier (PHASE), Stéphane Thiers (CEP)

RETOUR SUR L'ENTRETIEN TELEPHONIQUE AVEC D. LABAUME

Un entretien téléphonique mené le 2 juin 2008 avec Damien Labaume (ALDES) a permis de prendre connaissance de l'avancée sur le prototype.

Un travail est en cours sur l'amélioration du prototype en vue de son industrialisation. Une amélioration de la régulation est à étudier. La simple régulation « tout ou rien » pourrait être complétée en amont par une loi d'eau ou bien remplacée par une régulation proportionnelle. Pour le traitement de l'air en intersaison, B.P. suggère que la dérivation du récupérateur sur air vicié soit progressive et non plus « tout ou rien », notamment par l'adjonction d'une sorte de vanne trois voies et d'un caisson de mélange placé en entrée ou en sortie du récupérateur (deux options à étudier).

D.L. va fournir un petit compte-rendu de l'avancée de la conception du prototype pour intégration au rapport intermédiaire.

PRESENTATION DU TRAVAIL REALISE AU LABORATOIRE PHASE

La discussion s'appuie sur le rapport « Etude énergétique préliminaire de la maison passive prise pour référence. Rapport intermédiaire Laboratoire PHASE, Mai 2008 » fournit quelques jours auparavant.

D'abord, les fichiers de données météorologiques utilisés posent question. Le fichier Trappes_RT2005.try est un fichier recalé par le CSTB qui présente certaines irrégularités peu « naturelles ». Un fichier canicule peut être utilisé pour les calculs sur le confort d'été mais il doit être corrigé car il présente certaines erreurs sur les données de rayonnement. Concernant les protections solaires, le modèle initialement utilisé au CEP (tout ou rien) peut être remplacé par un modèle de type scénario qui permet de bien ajuster les protections solaires aux conditions d'ensoleillement réelles. PHASE expose dans son rapport les conditions dans lesquelles les protections solaires doivent être mises en place. B.P. se demande si la réduction des débits de ventilation proposée par PHASE est conforme à la réglementation de 1982 et si les infiltrations y ont été prises en compte.

En ce qui concerne le travail sur l'inertie du bâtiment, les matériaux utilisés pour rendre le bâtiment plus inerte à épaisseur constante ne semblent pas très réalistes. Des simulations avec très faible inertie et très forte inertie sont encore à mener. Il faut vérifier à quels moments apparaissent les principaux pics de puissance. La question de la température considérée pour la consigne se pose aussi : température opérative ou température de l'air... On note qu'en cas de chauffage par intermittence, les puissances appelées à la relance sont élevées.

Suite de l'étude : travail sur le choix du modèle d'évaluation du confort thermique (modélisation du corps humain, PMV, etc.) et choix de paramètres associés (vitesse de l'air, température de soufflage). Comment évaluer les vitesses d'air ? Les courbes de température en fonction de la hauteur dans la pièce sont importantes pour le confort (stratification).

RAPPORT INTERMEDIAIRE

Un rapport intermédiaire doit être préparé pour le mois de juillet. Le mieux est que chacun fournisse sa contribution d'ici la fin du mois de juin.

La prochaine réunion est proposée le mercredi 3 décembre 2008 à Toulouse.

Systeme de micro-cogénération et de ventilation
adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques

Micro 15 kWh

Convention ANR/ADEME- ARMINES n° 0604C0116

Réunion n° 6, mercredi 3 décembre 2008

Laboratoire PHASE, Université Paul Sabatier, Toulouse

Présents : Damien Labaume (ALDES), Thomas Real (stagiaire, ALDES), Françoise Thellier (PHASE), Stéphane Thiers (ARMINES).

Présent à la pause de midi uniquement : Bruno Peuportier (ARMINES)

Excusé : Frédéric Lavoye (PHASE), en déplacement à l'île de la Réunion

POINT ADMINISTRATIF

D.L. indique qu'ALDES n'a toujours pas renvoyé d'annexe financière. Apparemment, les procédures officielles et pratiques ne correspondent pas. F.T. explique qu'il faut utiliser un tableur Excel qui lui a été transmis par l'ADEME. Une version signée est à renvoyer à l'ADEME et une version électronique doit être transmise au coordinateur. D.L. va s'occuper de cette question très rapidement pour que les versements soient débloqués avant la fin de l'année comptable.

POINT SUR LES DIFFERENTES PHASES DU PROJET

Phase 1 : Etat de l'art et banc d'essai

Cette phase est terminée. Elle a comporté plusieurs états de l'art (micro-cogénération, systèmes de chauffage à air, méthodes et outils d'évaluation du confort thermique) et la caractérisation d'une unité de micro-cogénération sur banc d'essai à l'école des Mines. Les résultats d'essais ont permis de développer un modèle pour évaluer la production de chaleur et d'électricité sur une base annuelle.

Phase 2 : Modélisations

S.T. rappelle le travail de modélisation qui a été effectué jusqu'ici. Des simulations, réalisées sur quelques cas d'études, montrent que le système étudié est surdimensionné s'il équipe une ou deux maisons individuelles passives. Il pourrait être intéressant de comparer la production et la consommation électrique sur un pas de temps plus court, pour évaluer les possibilités d'autoconsommation. Les piètres performances relevées pour l'unité de micro-cogénération sur ces bâtiments faiblement consommateurs sont liées à un mauvais dimensionnement et aux contraintes spécifiques de la technologie bois. Une simulation devra être réalisée avec un dimensionnement optimal sur un bâtiment correspondant à un petit collectif passif. D'autre part, le développement de cette technologie permettra certainement de réduire ces contraintes et d'améliorer ces performances dans l'avenir.

À plus court terme, il pourra aussi être intéressant d'adapter le modèle réalisé pour simuler une micro-cogénération à gaz, présentant a priori moins de contraintes à l'utilisation (pas de préchauffage au démarrage). Par contre, il sera peut-être délicat d'obtenir des données précises sur le comportement dynamique de tels systèmes de la part des fabricants.

Concernant le confort, Frédéric a préparé un rapport présentant la mise en œuvre d'un modèle de thermo-physiologie humaine au sein de TRNSyS, associé au modèle de bâtiment

pour les maisons de Formerie. C'est un modèle de thermorégulation physiologique à deux nœuds qui permet d'évaluer toutes les données thermiques du corps humain (température de peau,...) et qui calcule ensuite une série de jugements thermiques : la sensation thermique, la sensation de mouillure cutanée, le PMV et la température préférée (en fonction de la moyenne glissante sur trois jours – Mean running temperature). La limite de cette étude provient de l'évaluation de la vitesse d'air qui influence certains de ces indicateurs. Cette vitesse d'air est évaluée grossièrement à l'aide d'un modèle dégradé de diffusion, elle reste faible dans la zone d'occupation. Ce modèle a été comparé sur quelques cas précis en régime établi à l'aide du logiciel Floworks. Il montre que dans les conditions de fonctionnement prévues en hiver, le système Ubio ne perturbe pas les vitesses d'air, ce qui ne devrait pas influencer le confort thermique de l'occupant car le flux d'air chaud reste confiné à la partie de l'espace située entre le plafond de la pièce et la zone d'occupation. Par contre, les phases transitoires et la stratification thermique n'ont pu être évaluées, alors que la perception du confort thermique y est liée. L'évaluation des températures de surface par TRNSYS est limitée à une température d'ensemble de toutes les parois. Ainsi, les dissymétries radiatives (latérales ou haut/bas), à l'origine de certaines situations d'inconfort, ne peuvent être mises en évidence. Aujourd'hui, aucun logiciel ne semble en mesure de représenter ce type de phénomènes. L'influence du flux d'air chaud (ou frais) sur le rayonnement des parois internes de la pièce ne peut être évaluée. Le travail doit être poursuivi pour étudier le rafraîchissement d'été et pour sélectionner les indicateurs du confort les plus pertinents selon la situation étudiée.

Phase 3 : Développement d'un produit

Un brevet correspondant au prototype présenté en octobre 2007 a été déposé par ALDES et le système est maintenant en phase d'industrialisation. Une version électrique, un peu plus compacte que la version à eau, est déjà commercialisée. Sur cette version, le couplage à un échangeur thermodynamique (PAC sur air vicié) amène à un paradoxe : la consommation électrique augmente lorsque la consigne de température de la pompe à chaleur est basse. En effet, dans ce cas, c'est l'appoint électrique qui assure la régulation pièce par pièce. Or, en cas de surchauffe (consigne de température de la PAC élevée), aucun appoint n'est alors nécessaire et toute la chaleur est fournie par la PAC, avec un meilleur rendement, ce qui réduit la consommation électrique.

F.T. pose la question de la température mesurée par le thermostat. Intègre-t-elle la température du mur sur lequel il est fixé ?

Phase 4 : Préfiguration d'une étude expérimentale in-situ

Compte tenu des résultats obtenus par simulation, deux cas semblent à étudier :

- Un bâtiment équipé du système de diffusion d'air Ubio seul (sans système de micro-cogénération)
- Un bâtiment équipé du système de diffusion d'air Ubio associé à une unité de micro-cogénération. Dans ce cas, on étudiera plutôt un système à gaz (voire à biogaz) dont les performances devraient être supérieures à celles d'un système à bois.

Ces études de cas pourraient être menées sur une maison ancienne réhabilitée et sur un petit logement collectif passif (le cas optimal identifié par simulation).

La solution cogénération pourra être comparée à une solution chaudière à condensation + photovoltaïque équivalente.

Le chiffrage des solutions étudiées sera réalisé par ALDES. La réflexion sur les capteurs pour la mesure et la régulation sera réalisée par PHASE. Les bilans énergétiques et environnementaux seront réalisés par ARMINES.

Phase 5 : Evaluations et recommandations

Des bilans énergétiques et environnementaux ont été réalisés pour trois bâtiments, mais aucun des cas n'est optimal. L'étude réalisée pour l'expérimentation in-situ sera utilisée pour l'évaluation des meilleurs résultats. Une possibilité de free-cooling sera ajoutée au modèle, intégrant un ventilateur supplémentaire pour étudier la recharge journalière du puits canadien la nuit. La régulation retenue est une régulation tout ou rien.

Le complément sur l'étude du confort thermique pourra permettre de formuler des recommandations pour la position des bouches de soufflage, les températures-limites et les vitesses d'air.

Phase 6 : Dissémination

Elle comprend les deux posters, l'article de PHASE à la *conférence IBPSA-France de Lyon*, une thèse de doctorat, un article d'ARMINES pour *Applied Energy*, un autre article de PHASE, un brevet d'ALDES ainsi qu'une documentation commerciale.

PERSPECTIVES

Le projet pourrait se prolonger en direction de la cogénération gaz (possibilité de partenariat avec Gaz de France) ou sur le test des systèmes de diffusion et de régulation (possibilité de partenariat avec Vinci Construction).

Concernant l'expérimentation in-situ, B.P. a un contact à Chambéry pour une réhabilitation. Le Cluster Bâtiment Économe pourrait aussi permettre de réaliser une expérimentation en Midi-Pyrénées.

Les financements pourraient provenir d'un projet Habisol, d'un pacte ADEME ou d'un appel à projet « bâtiment démonstrateurs » Midi-Pyrénées.

SEMINAIRE DES CONTRACTANTS DU PREBAT A SOPHIA-ANTIPOLIS

Il se déroulera les 14 et 15 janvier 2009 à Sophia-Antipolis.

La fiche de présentation du projet doit être envoyée dès que possible (limite au 3 décembre) et les transparents de la présentation avant le 17 décembre.

Points à mettre en avant :

- La micro-cogénération à bois doit être correctement dimensionnée pour développer ses meilleures performances.
- Le travail réalisé sur le banc d'essai et sur le prototype.
- Les perspectives du projet : améliorations possibles de l'unité de cogénération, étude de la cogénération à gaz, etc.

Les différents partenaires se répartissent les diapositives pour la présentation comme suit :

- 2 : intro
- 4 : ARMINES
- 4 : ALDES
- 4 : PHASE
- 2 : conclusion

Deux ou trois intervenants pourront participer, spécialement pour répondre aux questions.

RAPPORT D'AVANCEMENT N°4

Un rapport d'avancement doit être préparé pour le mois de janvier. Il s'appuiera sur le rapport préparé par PHASE qui intègre les apports provenant d'ALDES. Idéalement, ce rapport d'avancement sera remis en main propre à Michel Carré, lors du séminaire des contractants du Prébat. D'ici là, le rapport de PHASE doit être relu, finalisé et légèrement adapté pour l'ADEME (intro et conclusions).

RAPPORT FINAL

Le rapport final devra être finalisé vers juin/juillet 2009.

La date et le lieu de la prochaine réunion seront fixés après le séminaire des contractants du Prébat de Sophia-Antipolis. Cette rencontre pourra être l'occasion de faire un point du temps restant sur 2009 de manière à adapter le programme de travail en conséquence.

RAPPEL DU CALENDRIER

- 3/12/2008 : fiche de présentation du projet à renvoyer à l'ADEME
- 17/12/2008 : Présentation Powerpoint à renvoyer à l'ADEME
- 14 et 15/01/2009 : Séminaire des contractants à Sophia-Antipolis. Remise du rapport d'avancement N°4.
- printemps 2009 (date à fixer) : Réunion d'avancement du projet
- juin/juillet 2009 : Rapport final du projet.

Systeme de micro-cogénération et de ventilation
adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques
Micro 15 kWh

Convention ANR/ADEME- ARMINES n° 0604C0116

Réunion n° 7, lundi 22 juin 2009

MINES ParisTech, Paris

Présents : Damien Labaume (ALDES), Bruno Peuportier (ARMINES), Françoise Thellier (PHASE), Stéphane Thiers (ARMINES).

PROTOTYPE DU SYSTEME UBIO® A EAU CHAUDE

Une nouvelle version du prototype a été étudiée par ALDES. Les modifications apportées concernent le positionnement des batteries (tournées d'un quart de tour), le remplacement des tubes PER par des tubes en cuivre et la suppression d'une nourrice. Le nouveau prototype est plus proche de l'industrialisation. Sa disposition, plus rationnelle, permet aussi de simplifier la structure et de supprimer les risques d'usure des tubes par frottement contre les batteries. Le système est actuellement en test. Le système est démontable pour des besoins d'entretien périodique (nettoyage) ou pour maintenance. Le risque de colmatage des batteries devrait être réduit du fait que l'air traité est chauffé, donc peu humide, et que des filtres sont placés au niveau de l'échangeur double-flux.

EXPERIMENTATION IN-SITU SUR UNE MAISON INDIVIDUELLE

ALDES a étudié le chiffrage de l'expérimentation d'un chauffage à air par UBIO sur une maison individuelle. Pour l'instant, ce chiffrage n'inclut pas le cout de l'UBIO ni celui du système de chauffage (points à compléter). Compte-tenu de l'inadaptation de la micro-cogénération à bois sur les maisons individuelles (trop grand dimensionnement, complexité de l'approvisionnement et du stockage en granulé de bois), c'est une micro-cogénération à gaz plus petite qui pourra être prise en compte pour cette expérimentation.

EXPERIMENTATION IN-SITU EN PETIT COLLECTIF

ARMINES a étudié le dimensionnement de l'expérimentation d'un chauffage à micro-cogénération à bois dans le cadre de la rénovation d'un immeuble de logement collectif en copropriété situé à Chambéry. Cette rénovation inclut l'amélioration des propriétés thermiques de l'enveloppe (isolation par l'extérieur, isolation de la toiture, vitrages performants, récupération de chaleur sur air vicié), la production de chaleur à partir d'énergies renouvelables (panneaux solaires, micro-cogénération et chaudière à bois) et l'aménagement de quatre logements supplémentaires. Cette rénovation expérimentale est portée par le syndicat de copropriété du bâtiment et présentée dans un appel à projet démonstrateur PREBAT Rhône-Alpes. S.T. a réalisé le dimensionnement de l'unité de micro-cogénération et du ballon de stockage. Une étude complémentaire sur le chiffrage de l'expérimentation a été réalisée par Thomas Letz de l'INES. Le suivi ne sera pas réalisé dans le cadre de ce projet mais des résultats pourront être obtenus ultérieurement.

D.L. indique que dans les conditions actuelles, il vaut mieux consommer localement l'électricité produite par la micro-cogénération plutôt que l'injecter sur le réseau public et la vendre.

Le chiffrage économique n'a pas vraiment de sens pour la micro-cogénération à bois qui n'est pas encore réellement commercialisée. On pourra évaluer le surcoût lié à l'utilisation de

l'UBIO pour le chauffage par air du bâtiment rénové, et comparer la cogénération à une chaudière classique.

L'étude environnementale simplifiée devrait tenir compte de la production d'électricité de pointe et de la fabrication des équipements (cogénération, ballon et UBIO) pour évaluer la contribution de chaque élément.

L'analyse du confort thermique pourrait être réalisée à partir d'une ou deux campagnes ponctuelles de mesure de température avec sondes mobiles menée au bout d'un an ou deux de fonctionnement (pour laisser le temps aux occupants de s'adapter aux modifications apportées) et d'une enquête auprès des occupants après une saison de chauffage. Cette campagne devrait permettre d'évaluer les conditions d'acceptation du système, les réactions des occupants (ouverture de fenêtres, réglage de la consigne etc.) et de détecter la présence de points chauds ou froids et de situations d'inconfort. F.T. pourrait proposer un cahier des charges des mesures à envisager.

CONFORT THERMIQUE

Après réflexion, il s'avère que l'étude du confort thermique d'été initialement prévue n'est pas réellement pertinente pour un système de chauffage à air.

L'étude a montré qu'en raison des faibles vitesses de soufflage, le chauffage à air est peu ou par perceptible pour les occupants. Il reste quelques questions à lever : si le bâtiment est très inerte, le temps de relance risque d'être élevé après une longue phase d'inoccupation. Pendant cette période, le confort peut ne pas être assuré. Une simulation est à réaliser sur le bâtiment de Chambéry pour évaluer le comportement thermique du bâtiment après une période d'inoccupation prolongée en hiver. D.L. souligne que les bâtiments BBC ne devraient pas être livrés en plein hiver car la mise en régime peut alors être très longue.

La température optimale de consigne dépend de la mesure transmise au thermostat et de la perception de l'occupant.

L'acceptabilité du chauffage à air reste liée à des freins psychologiques essentiellement culturels (crainte sur les aspects sanitaires, gêne par le bruit de soufflage, absence de perception d'un point de chaleur).

FREE COOLING

Le free cooling peut permettre d'améliorer la régulation de la température du système à air en évitant les surchauffes en intersaison. ALDES met en œuvre le free cooling sous la forme d'un by-pass de l'échangeur sur air vicié. En cas de surchauffe, l'échangeur est by-passé (régulation tout ou rien) puis le débit de ventilation est accru (jusqu'à 3 fois au maximum). Cette possibilité peut aussi être utilisée en été pour le rafraîchissement par surventilation nocturne ; l'échangeur est alors utilisé en pleine journée pour maintenir la fraîcheur dans le bâtiment.

RECOMMANDATIONS

Elles seront regroupées dans un chapitre spécifique du rapport final. Elles devront proposer des options selon la situation climatique considérée (nord ou sud de la France). Reprendre les conclusions de l'étude de sensibilité réalisée sur la cogénération et le dimensionnement du ballon de stockage, (ainsi que les études réalisées pour la thèse). Concernant le positionnement des bouches, D.L. va faire des tests sur Floworks pour différents positionnements. Pour l'évaluation du temps de relance, des tests en dynamiques doivent être réalisés (S.T. sur le bâtiment de Chambéry).

DISSEMINATION

Elle comprend les deux posters, l'article de PHASE à la conférence IBPSA de Lyon, une thèse de doctorat, un article d'ARMINES pour Solar Energy, un autre article de PHASE, un brevet d'ALDES ainsi qu'une documentation commerciale et des participations à des salons commerciaux. Chaque partenaire est invité à vérifier et à compléter éventuellement cette liste (transmettre les références précises).

Un article pourra être proposé à la revue CVC pour présenter les résultats du projet.

RAPPORT FINAL

Le rapport final devra être finalisé vers début octobre 2009 ; les contributions de chaque partenaire sont attendues début septembre. Son plan suivra la structure en phases du projet. S.T. se charge de préparer une version initiale correspondant à une compilation sélective des contributions de chaque partenaire depuis le début du projet.

Une copie des articles réalisés sera jointe au rapport.

Les éléments confidentiels pourront être rassemblés dans une annexe qui ne sera diffusée qu'après la levée de la confidentialité. D.L. va faire la liste des éléments concernés par la confidentialité.

POINT ADMINISTRATIF

D.L. n'a pas reçu les documents. Il faut s'assurer auprès de Sidonie Pappalardo – qui remplace Hélène Varlet à l'ADEME – que les documents diffusés par F.T. sont les bons.

A5 Communications

1. Poster exposant le projet, présenté lors des journées du PREBAT, Aix-les-Bains, mars 2007.
2. Poster exposant le projet, présenté lors des journées du PREBAT, Perpignan, juin 2008.
3. Frédéric Lavoye, Françoise Thellier, Sandra Spagnol & Bérangère Lartigue. *Perception de la qualité des ambiances intérieures soumises à des transferts thermo-aérauliques*. Conférence IBPSA, Lyon, novembre 2008.
4. Stéphane Thiers & Bruno Peuportier. *Life Cycle Assessment of a Positive Energy House in France*. Conférence internationale CISBAT 2009, Lausanne, septembre 2009.
5. Bernard Aoun, Stéphane Thiers & Bruno Peuportier. *Experimental Characterization of a Micro CHP unit based on Stirling engine, fueled by Wood Pellet*. 14th International Stirling Engine Conference ISEC 2009, Groningen, novembre 2009.



Système de micro-cogénération et de ventilation adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques (Micro 15 kWh)

Docteurant : Stéphane THIERS
 Directeur de thèse : Bruno PEUPORTIER
 Centre Énergétique et Procédés, École des Mines de Paris

Motivations et objectifs

L'amélioration des performances thermiques de l'enveloppe des bâtiments induit de faibles besoins de chauffage. Les équipements de chauffage performants sont alors plus difficilement rentabilisés, ce qui constitue un frein à la réduction des impacts environnementaux.

Un système multi-fonctionnel, assurant à la fois le chauffage, la préparation d'eau chaude sanitaire et en partie la génération d'électricité constituerait une réponse adaptée aux logements très économes. La production d'électricité est corrélée aux besoins de chauffage, donc plus importante en période de pointe, ce qui est intéressant en terme de bilan environnemental, la source d'énergie pouvant être du gaz naturel ou du bois.

L'objectif du projet est de concevoir un système associant micro-cogénération, chauffage et rafraîchissement aéraulique, visant à réduire les consommations énergétiques des logements, tout en maintenant des conditions de confort optimales.

Résultats attendus et perspectives

Le banc d'essai pour la caractérisation du système de micro-cogénération est en cours de préparation. En parallèle, une réflexion est menée sur la distribution de l'air dans le logement.

L'étude devrait démontrer la faisabilité technique du système conçu et permettre d'évaluer les performances que l'on peut en attendre des points de vue du confort et de la régulation, mais aussi des points de vue énergétique et économique.

À l'issue de cette première phase d'étude, si les résultats sont satisfaisants, une phase d'expérimentation sur une opération réelle permettra de vérifier la pertinence du concept en terme d'efficacité énergétique, de confort et de coût.

La mise en œuvre à plus grande échelle pourra s'effectuer après une phase de suivi consécutive à cette expérimentation, c'est-à-dire dans un horizon de 5 ans.

Composition de l'ensemble du système

- ◆ Le système étudié comprends les éléments suivants :
 - Un préchauffage de l'air par échangeur sur air vicié et échangeur air-sol (utilisables aussi pour le rafraîchissement) (fig. 1).
 - Un système de micro-cogénération associé à un ballon de stockage thermique (fig. 2).
 - Une production d'eau chaude sanitaire (ECS) (fig. 2).
 - Une unité aéraulique de mélange, de régulation et de répartition (fig. 3).
- ◆ La caractérisation du système de micro-cogénération (fig. 4) permettra de développer un modèle de système de chauffage aéraulique qui sera intégré au logiciel de simulation thermique du bâtiment PLÉIADES + COMFIE.
- ◆ Une analyse de l'impact de ce système de chauffage aéraulique sur le confort thermique sera réalisée par le laboratoire PHASE.
- ◆ En collaboration avec l'entreprise ALDES, un cahier des charges fonctionnel sera établi pour l'unité aéraulique chargée du mélange, de la régulation et de la répartition de l'air. Les différentes stratégies de régulation et l'intégration de ces contraintes dans le prototype d'un futur produit seront établies.

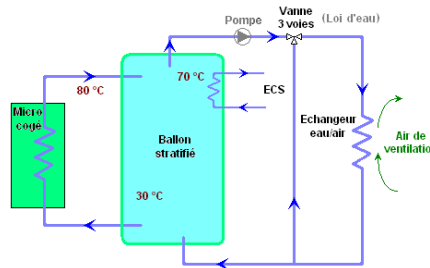


Figure 2. Structure de l'unité de chauffage + ECS

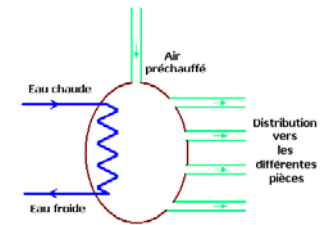


Figure 3. Unité aéraulique à concevoir

Procédure expérimentale

- ◆ Un banc d'essai du système de micro-cogénération à bois va être conçu et réalisé pour caractériser le fonctionnement statique et dynamique d'un module de 3 kW_e, à moteur Stirling.

Figure 4. Micro-cogénération à bois

- 1 Alimentation en granulés
- 2 Gazéification du bois
- 3 Brûleur
- 4 Moteur Stirling

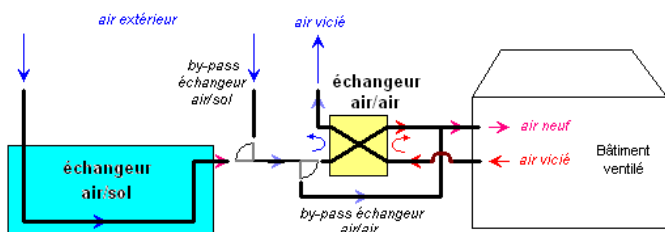


Figure 1. Structure de l'unité de préchauffage de l'air

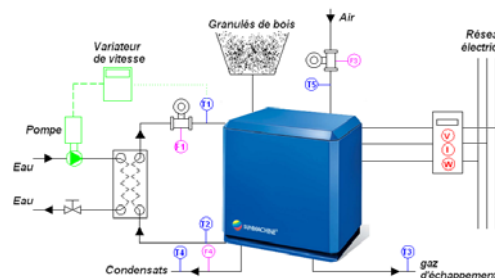


Figure 5. Banc d'essai instrumenté

Déroulement de l'étude

- ◆ Une étude sur un cas réel sera menée afin de préfigurer une expérimentation in-situ permettant de tester le concept élaboré précédemment. Cette étude comprendra : le dimensionnement des différents composants, l'élaboration d'une régulation, le chiffrage du coût global de l'installation et une réflexion sur le choix du type de capteurs pour les mesures et la régulation.
- ◆ À partir des résultats de simulation et de l'étude bibliographique, des recommandations seront formulées sur différents paramètres, tels que l'emplacement des bouches de ventilation, la vitesse limite de l'air etc.
- ◆ Les résultats seront communiqués aux professionnels concernés. Ils pourront être intégrés à des cours sur la qualité environnementales des bâtiments ou sur les bâtiments à énergie positive, mis en place en écoles d'architecture ou d'ingénieurs et à l'université. Une activité de dissémination sera menée à l'intention de la communauté scientifique.

Remerciements

Ce projet de recherche bénéficie du soutien financier de l'Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie (ADEME) et de l'Agence Nationale de la Recherche (ANR) dans le cadre du programme PREBAT. Démarrage : janvier 2007. Durée : 2 ans.

Système de micro-cogénération et de ventilation adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques (Micro 15 kWh)

Bernard AOUN¹, Damien LABAUME³, Bruno PEUPOURTIER¹, Françoise THELLIER² & Stéphane THIERS¹

¹ ARMINES, Centre énergétique et procédés, École des Mines de Paris, Paris

² Laboratoire PHASE (EA 3028), Université Paul Sabatier, Toulouse

³ ALDES Aéraulique, Toulouse

Motivations et objectifs

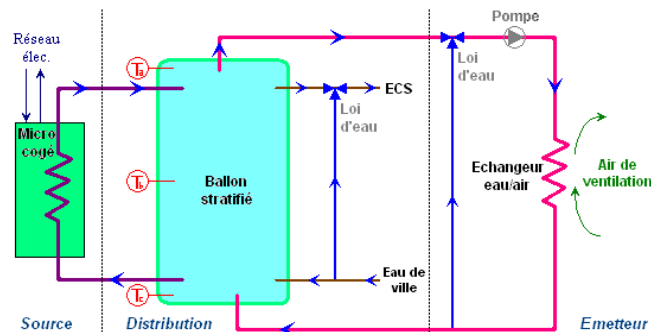
L'amélioration des performances thermiques de l'enveloppe des bâtiments induit de faibles besoins de chauffage. Les équipements de chauffage performants sont alors plus difficilement rentabilisés, ce qui constitue un frein à la réduction des impacts environnementaux.

Un système multi-fonctionnel, assurant à la fois le chauffage, la préparation d'eau chaude sanitaire et en partie la génération d'électricité constituerait une réponse adaptée aux logements très économes. La production d'électricité est corrélée aux besoins de chauffage, donc plus importante en période de pointe, ce qui est intéressant en terme de bilan environnemental, la source d'énergie pouvant être du gaz naturel ou du bois.

L'objectif du projet est de concevoir un système associant micro-cogénération, chauffage et rafraîchissement aéraulique, visant à réduire les consommations énergétiques des logements, tout en maintenant des conditions de confort optimales.

Composition de l'ensemble du système

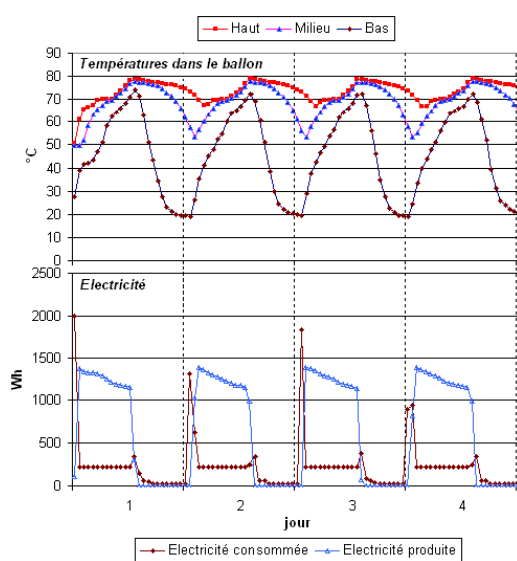
Le système étudié :



Il comprend :

- Un préchauffage de l'air par échangeur sur air vicié et échangeur air-sol (utilisable aussi pour le rafraîchissement).
- Un système de micro-cogénération associé à un ballon de stockage thermique.
- Une production d'eau chaude sanitaire (ECS).
- Une unité aéraulique de mélange, de régulation et de répartition.

La caractérisation du système de micro-cogénération sur banc d'essai a permis de développer un modèle de système de chauffage aéraulique qui a été intégré au logiciel de simulation thermique du bâtiment PLEIADES + COMFIE.



Aperçu des résultats fournis par le modèle pour quelques jours de fonctionnement en hiver

Suite du déroulement de l'étude

- ◆ Une étude sur un cas type sera menée afin de préfigurer une expérimentation in-situ permettant de tester le concept élaboré précédemment. Cette étude comprendra : le dimensionnement des différents composants, l'élaboration d'une régulation, le chiffrage du coût global de l'installation et une réflexion sur le choix du type de capteurs pour les mesures et la régulation.
- ◆ À partir des résultats de simulation et de l'étude bibliographique du confort thermique qui seront réalisés par le laboratoire PHASE, des recommandations seront formulées sur différents paramètres, tels que l'emplacement des bouches de ventilation, la vitesse limite de l'air etc.
- ◆ Les résultats seront communiqués aux professionnels concernés. Ils pourront être intégrés à des cours sur la qualité environnementales des bâtiments ou sur les bâtiments à énergie positive, mis en place en écoles d'architecture ou d'ingénieurs et à l'université. Une activité de dissémination sera menée à l'intention de la communauté scientifique.

Remerciements

Ce projet de recherche bénéficie du soutien financier de l'Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Énergie (ADEME) et de l'Agence Nationale de la Recherche (ANR) dans le cadre du programme PREBAT. Démarrage : janvier 2007. Durée : 30 mois

Résultats et perspectives

Le banc d'essai a permis la caractérisation du système de micro-cogénération (temps de démarrage, d'arrêt, rendements thermique et électrique selon la température de l'eau en entrée, production et consommation électrique). Le modèle réalisé a permis de simuler le comportement du système couplé à un modèle de bâtiment multizone.

L'étude devrait démontrer la faisabilité technique du système conçu et permettre d'évaluer les performances que l'on peut en attendre des points de vue du confort et de la régulation, mais aussi des points de vue énergétique et économique.

Si les résultats sont satisfaisants, une étude de cas sera menée afin de vérifier la pertinence du concept en terme d'efficacité énergétique, de confort et de coût.

La mise en œuvre à plus grande échelle pourrait s'effectuer après une phase de suivi consécutive à cette expérimentation, c'est-à-dire dans un horizon de 5 ans.

Procédure expérimentale

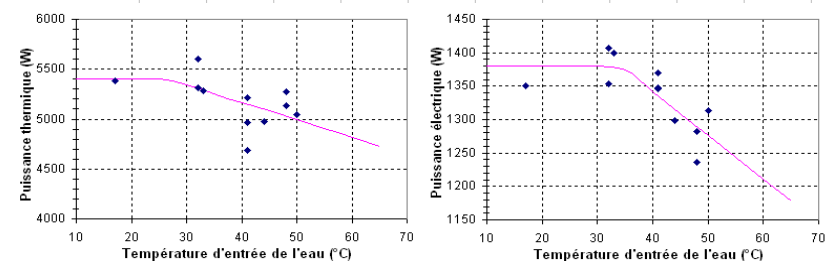
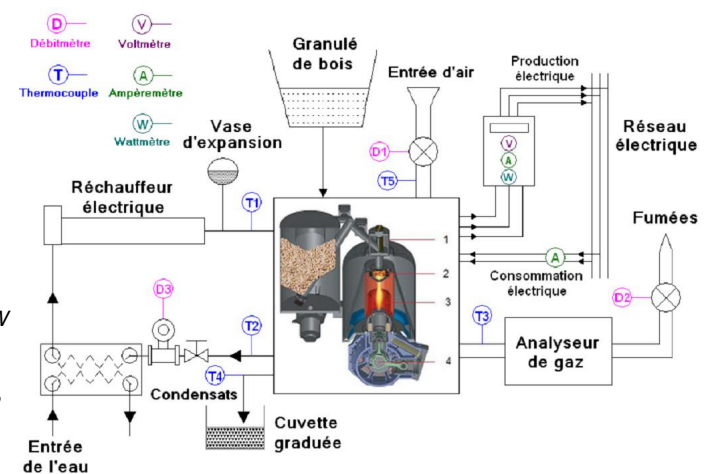
- ◆ Un banc d'essai du système de micro-cogénération à bois a été conçu et réalisé pour caractériser le fonctionnement statique et dynamique d'un module de 3 kW_e, à moteur Stirling.

Micro-cogénération à bois :

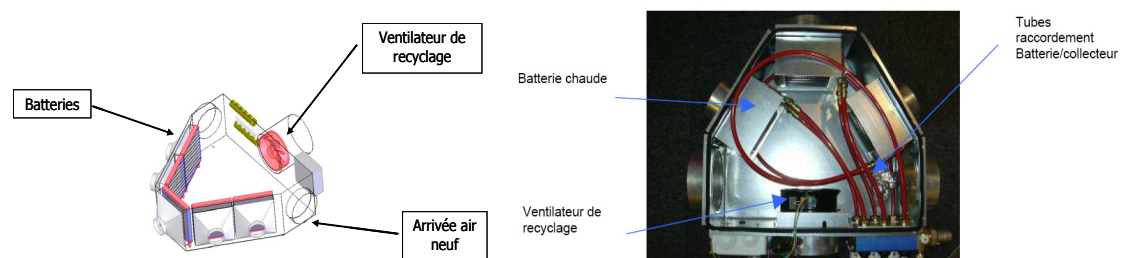
- 1 Alimentation en granulés;
- 2 Gazéification du bois
- 3 Brûleur
- 4 Moteur Stirling

Performance :

1. Puissance combustible : 9,8 kW
2. Rendement électrique : 14,3 %
3. Rendement thermique : 53,8 %



- ◆ En collaboration avec l'entreprise ALDES, un cahier des charges fonctionnel a été établi pour l'unité aéraulique chargée du mélange, de la régulation et de la répartition de l'air. Un prototype a été réalisé et soumis à plusieurs tests sur bancs d'essai. Les différentes stratégies de régulation et l'intégration de ces contraintes dans le prototype sont encore à établir.



Prototype de l'unité aéraulique

Perception de la qualité des ambiances intérieures soumises à des transferts thermo-aérauliques

Frédéry Lavoye, Françoise Thellier, Sandra Spagnol, Bérangère Lartigue

Université de Toulouse – Université Paul Sabatier - Laboratoire PHASE
Physique de l'Homme Appliquée à Son Environnement
118 Route de Narbonne, 31062 Toulouse cedex 9
fredery.lavoye@gmail.com ; thellier@cict.fr

RESUME. Cette étude a pour objectif de développer des méthodes d'analyse de « confort thermique » dans le contexte de constructions actuelles répondant à des objectifs d'économie d'énergie : maisons passives, très isolées, peu inertes et chauffées par air, ou bâtiments tertiaires en climat chaud rafraîchit naturellement par ventilation transversale et brassage d'air. Ces méthodes passent par le développement d'une plate forme de simulation thermique dynamique intégrant non seulement la modélisation du bâtiment et de ses systèmes mais aussi l'occupant en termes de régulation thermo physiologique et comportementale. Elles montrent que l'intégration de l'habitant dans son habitat dans une étude énergétique est tout à fait accessible et offrent la possibilité d'évaluer la performance d'un projet également en termes de qualité de l'ambiance grâce au calcul d'indicateurs appropriés à chaque cas.

MOTS-CLÉS : Plate forme de simulation, jugement thermo-sensoriel, thermorégulation humaine.

ABSTRACT. The aim of this study is to develop a method to analyse "thermal comfort" in the specific cases corresponding to nowadays buildings: passive houses, with high insulation, low inertia and air-heating system or service sector buildings in warm climate, naturally cooled by cross-ventilation and air motion. These methods are built with the development of a dynamic simulation desk which takes into account the building and its systems and also the occupant in terms of thermo physiological and behavioral regulation. The integration of the inhabitant in his habitat in an energy study is thoroughly realistic and permits the evaluation of the efficiency of a project in terms of thermal sensation. This efficiency is measured with appropriate indicators.

KEYWORDS: Simulation desk, thermal judgment, human thermoregulation.

1. INTRODUCTION

1.1. COMMENT EVALUER LA QUALITE D'UNE AMBIANCE ?

Le corps humain est un système thermique complexe régulé, en toutes conditions climatiques, à une température interne voisine de 37°C. Pour garantir cette homéothermie, le bilan thermique du corps humain doit être équilibré, entre la chaleur qu'il produit et les transferts thermiques avec l'environnement. La qualité thermique d'une ambiance peut alors être évaluée à partir de ce bilan thermique et donc tous les phénomènes qui le composent. La chaleur nette produite par le corps, ou métabolisme, dépend de l'activité du sujet donc du contexte, de même que sa tenue vestimentaire. Par ailleurs les données climatiques : température, vitesse et humidité de l'air, et température moyenne de rayonnement, sont aussi des données indispensables à qualification d'une ambiance thermique.

De nombreux indices sont disponibles pour calculer a priori les sensations thermiques d'un individu en fonction des variables citées précédemment. Les plus connus sont le PMV (*Predicted*

Mean Vote), et le PPD (*Predicted Percentage of Dissatisfied*) [norme ISO 7730]. Cependant, leur utilisation reste limitée à des ambiances modérées, stationnaires et homogènes c'est-à-dire une proportion infinitésimale des cas rencontrés dans le bâtiment. C'est avec précautions qu'ils seront utilisés.

A partir de la connaissance de la température d'air (T_a), sa vitesse (v) et éventuellement de son taux de turbulence (T_u), le pourcentage de personnes insatisfaites d'un mouvement d'air, ou Draught Risk [ASH 05], peut être évalué par la formulation suivante :

$$DR = (3,143 + 0,3698.v.T_u).(34 - T_a).(v - 0,05)^{0,6223} \quad [1]$$

Ces indices dépendent exclusivement des données citées ci-dessus et ne prennent pas en compte les mécanismes de thermorégulation que le corps humain engendre en fonction des contraintes climatiques. Hors particulièrement en climat chaud l'apparition de sueur pas exemple peut permettre l'équilibre thermique, il est donc indispensable de pouvoir évaluer ces phénomènes.

1.2. LE MODELE DE THERMOREGULATION PHYSIOLOGIQUE A DEUX NŒUDS

Un modèle numérique de thermorégulation humaine issue du modèle de Gagge [GAG 88] est utilisé pour modéliser le comportement thermique du corps humain face aux contraintes climatiques en régime instationnaire. Le corps dans son ensemble est composé de deux compartiments isothermes. Les transferts de chaleur entre eux se font par conduction tissulaire et convection sanguine et les échanges avec l'extérieur sont alors calculés au niveau cutané. Ce modèle tient compte des réactions de thermorégulation physiologique tels que la modification du débit sanguin (vasomotricité), la sudation ou encore les frissons. Il permet ensuite d'obtenir toutes les variables thermo-physiologiques telles que la mouillure et la température de peau, ... qui sont représentatives de l'état thermique du sujet. A partir de ces grandeurs on peut alors déterminer les sensations thermiques perçues par les occupants. Ces sensations, liées aux températures cutanées, varient de -3 (très froid) à 3 (très chaud) où 0 est la thermo-neutralité sensorielle (ni chaud, ni froid). La sensation liée à la mouillure varie de 0 à 3. Les relations permettant ce calcul ont été développées lors d'études précédentes [GAL 91].

Les variables issues du modèle permettent en outre le calcul d'autres indices :

- La température effective, ET^* [GAG 88], qui est la température sèche équivalente d'une enceinte isotherme à 50% d'humidité relative et dans laquelle un sujet échangerait la même quantité de chaleur et aurait la même mouillure cutanée que dans l'enceinte réelle dans laquelle il se trouve. Cet indice permet de calculer un nouveau PMV^* qui permet de tenir compte d'un régime transitoire et de mieux interpréter les effets de l'humidité en ambiance chaude.
- Le SET, (*Standard Effective Temperature*), permet de standardiser l'indice ET^* alors dépendant de la vêtue et de l'activité du sujet. Il permet de construire un indicateur de sensation variant de -3 (froid inacceptable) à 4 (chaud inacceptable).
- D'autres indices liées à la mouillure cutanée peuvent être calculés et permettent d'évaluer l'inconfort liée à cette dernière. On citera le rendement évaporatoire, le débit sudoral, l'indice DISC (de 0 à 5, de moins en moins agréable). [GAY 98]

1.3. L'APPROCHE ADAPTATIVE DU CONFORT THERMIQUE : LE REGULATEUR COMPORTEMENTAL

La régulation comportementale se traduit par des actions conscientes sur les commandes des systèmes énergétiques du bâtiment, le bâtiment lui-même ou encore des actions individuelles. Bien que les actions comportementales puissent être très variées, seules quelques actions simples sont prévues dans un premier temps. Ces actions sont limitées par des contraintes liées à la fonctionnalité du bâtiment (possibilité de régulation individuelle des systèmes, ouverture/fermeture des fenêtres...) ou sociales (protocole vestimentaire par exemple). Un régulateur comportemental est ensuite intégré dans la simulation. En fonction des sensations, une action est ou non enclenchée : modification des consignes, action sur les stores, l'ouverture des fenêtres...[END 06]

2. METHODOLOGIE DE SIMULATION

2.1. PRESENTATION DE LA PLATE FORME DE SIMULATION

Les différentes études sont réalisées avec le logiciel de simulation dynamique TRNsys. Ce dernier laisse une grande liberté quant à l'élaboration de nouvelles routines et à leur intégration dans la simulation. La méthodologie de simulation est la suivante :

- Modélisation du **bâtiment** : conditions météorologiques, géométrie, orientation, composition des parois, protections solaires, systèmes énergétiques ...
- Modélisation de l'**habitant** : intégration du modèle de thermorégulation physiologique et d'un régulateur comportemental. Des indicateurs de confort et la réaction comportementale de l'occupant sont ainsi appréhendés mais dépendent de la catégorie de conditions intérieures étudiées : chauffage de bâtiment passif, climat chaud dans un bâtiment non climatisé.

La figure 1 représente la méthodologie de simulation réalisée qui intègre tous les paramètres nécessaires à l'évaluation de la qualité des ambiances thermiques et des dépenses énergétiques.

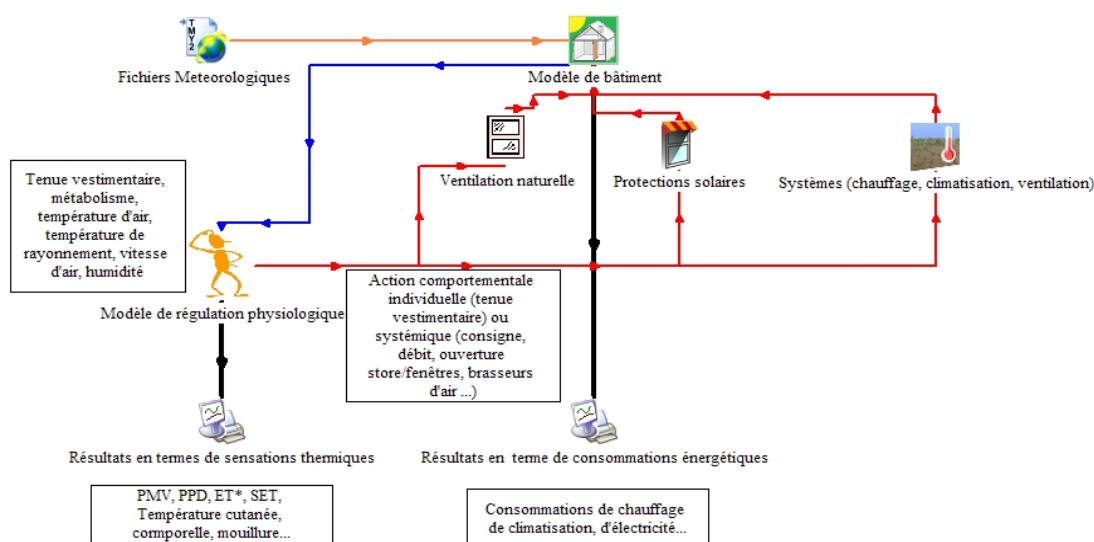


Figure 1 : schéma simplifié des liens entre les modules de la simulation

2.2. VALIDATION ET LIMITES DE LA SIMULATION

2.2.1. Validation du modèle de thermorégulation physiologique

Dans un premier temps après intégration du modèle de thermorégulation dans l'ensemble de la simulation les résultats ont été comparé dans des situations simples à ceux que l'on peut obtenir grâce à l'outil mis en ligne par De Dear [DED 08]. Cet outils ne permet que le calcul de l'évolution de l'état thermique du corps humain entre un état d'équilibre et des conditions constates fixes.

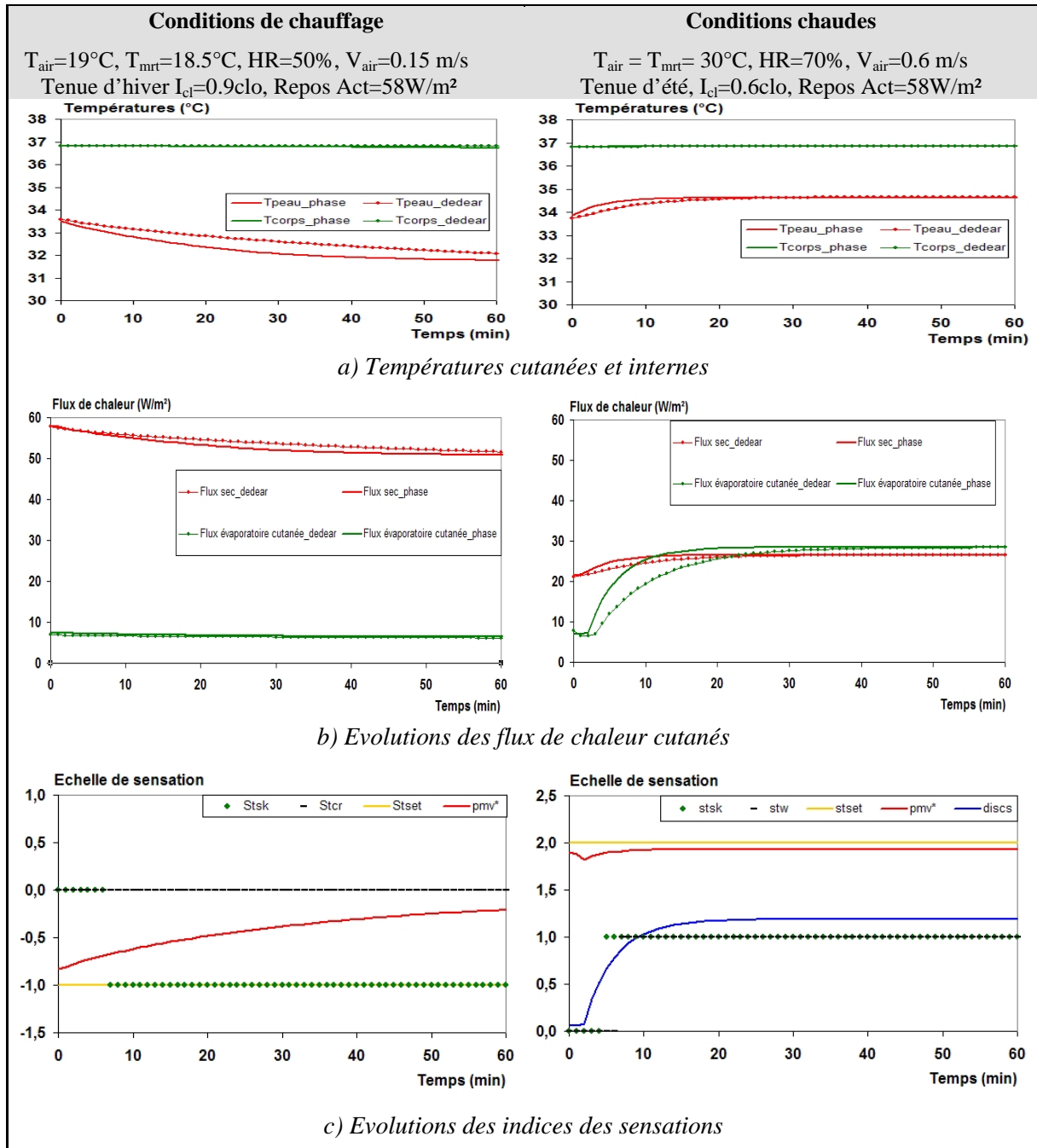


Figure 2: évolution des diverses variables thermo-physiologiques dans 2 conditions ambiantes

Sur les figure 2a) et 2b) on remarque une bonne corrélation entre les deux modèles. Les différentes évolutions tendent rapidement vers les mêmes valeurs. En ce qui concerne les flux de chaleur, on note une évolution plus rapide avec notre modèle, ceci s'explique en particulier par la modélisation de la couche vestimentaire qui diffère entre les deux modèles. On constate rapidement que selon le climat

les différentes variables n'ont pas du tout le même comportement, donc les outils de qualification doivent être différents.

Conditions de chauffage : Les indices de sensations les plus représentatifs de ce type d'ambiance sont les sensations basées sur les températures cutanées (Stsk), le PMV* et la sensation liée à la SET (Sset). On note (fig.2c) que la sensation est plutôt froide quelque soit les indices, mais que le climat étant constant la Sset reste constante, alors que la Stsk varie en fonction de la température de peau et baisse au cours du temps. Par contre il semble étonnant que le PMV* augmente alors que le sujet semble se refroidir.

Conditions Chaudes : La sensation est chaude (fig.2c) étant donné que le PMV* et Sset sont égaux à 2 ce qui traduit une ambiance chaude inconfortable. La température cutanée (fig.2a) varie peu et ne peut donc pas être un bon indicateur on prendra alors dans ce cas les sensations calculées à partir de la mouillure, Stw ou Disc, qui sont plus représentatives du fait que le sujet transpire de manière à augmenter les pertes par chaleur latente et arrive à équilibrer son bilan thermique.

2.2.2. Limite des simulations liées à l'aéraulique

Dans les configurations étudiées la principale difficulté concerne la détermination des profils de vitesse et de température d'air, car le risque majeur d'inconfort est lié à l'aéraulique. Comme on peut le noter sur la définition du Draught Risk il faut, en plus des deux variables précédentes, connaître le taux de turbulence, actuellement très difficile à calculer et rarement mesuré. Lors des simulations les profils utilisés sont évalués ; soit à partir de corrélations établies, par simulations CFD ou par expérimentations [GUE 08], soit directement issues de mesures faites sur le terrain.

Dans le cas de chauffage par air, nous supposons que le jet d'air provient de bouches rectangulaire ou circulaire. Le débit maximum étant de 60 m³/h, les vitesses de sortie sont de 0.93 m/s pour la bouche rectangulaire et 1.18 m/s pour la circulaire. Ces jets sont de type libre axisymétrique anisotherme vertical pour la circulaire et pariétal plan horizontal pour la rectangulaire. Les lois de décroissance sont de type gaussiennes et sont les mêmes pour la vitesse et la température ; seuls des coefficients correctifs les différencient. Les résultats montrent que la diffusion de ces jets d'air dans les conditions nécessaires à l'établissement d'une consigne de chauffage n'a que très peu d'impact dans la zone d'occupation. Dans le cas de la bouche rectangulaire, une zone d'air chaud est établit le long du plafond par effet Coanda : la décroissance de la vitesse et de la température en dehors de cette zone est assez rapide. En ce qui concerne les bouches circulaires, l'épaisseur du jet et sa diffusion sont faibles, d'autant plus que la température de soufflage est élevée et la vitesse faible. Dans les deux cas on note que pour une température moyenne de 19°C, des zones froides apparaissent ($\pm 18^\circ\text{C}$) dans les coins du volume considéré. La vitesse quant à elle est faible dans la zone d'occupation ($< 0.2\text{m/s}$) même lorsque l'on considère un fonctionnement à débit maximum.

3. PRESENTATION DES CONDITIONS ETUDIÉES

De manière à étudier des cas réels deux types de bâtiments dans deux climats différents sont analysés. Les méthodes de qualification d'ambiances sont alors différentes.

3.1. LOGEMENTS PASSIFS MICRO CONSOMMATEURS

Présentation du bâtiment : Ce logement respecte le standard passif, c'est-à-dire que ces besoins en énergie utile de chauffage sont inférieurs à 15 kWh/m².an. Cet objectif est atteint grâce à : une forte isolation de l'enveloppe à ossature bois, une excellente étanchéité à l'air, un traitement efficace des ponts thermiques et la mise en œuvre d'une ventilation performante (ventilation double flux avec récupérateur de chaleur sur l'air extrait). Outre la dalle béton sur terre plein (isolée), le bâtiment a une inertie thermique très faible. Aux vues des faibles besoins de chauffage et du système de ventilation mis en œuvre, le chauffage par air devient une alternative tout à fait intéressante.

Evaluation de l'ambiance : Comme il s'agit d'une maison individuelle et que l'on s'intéresse aux situations de chauffage, on suppose que le sujet a une activité légère et qu'il est vêtu d'une tenue classique d'hiver. Les conditions climatiques dans ce type de bâtiments ne semblent pas critiques. Le principal risque d'inconfort est lié au chauffage aéraulique lorsqu'il fonctionne en conditions extrêmes : recyclage, température de soufflage élevé. On évalue l'ambiance à partir des sensations calculées en fonction de la température cutanée. Le risque d'inconfort lié à la vitesse d'air est estimé avec le Draught Risk.

3.2. BATIMENTS A ENERGIE POSITIVE EN CLIMAT CHAUD

Présentation du bâtiment : L'université de Saint Pierre à La Réunion a souhaité se doter d'un bâtiment dont une des finalités est de proposer le premier bâtiment exemplaire à énergie positive des DOM-TOM. La conception optimisée permet de réduire de façon drastique le recours à la climatisation : limitation des apports solaires, diminution des charges internes, mise en œuvre d'une ventilation naturelle transversale de jour et de nuit, brassage de l'air. Une importante surface de capteurs photovoltaïques permet alors une production d'électricité supérieure à l'énergie consommée.

Evaluation de l'ambiance : A partir d'une analyse des conditions climatiques à La Réunion et des études réalisées dans les bâtiments naturellement ventilés, il semble décisif de faire le choix d'indicateurs prenant bien en compte le rôle de l'humidité et des vitesses d'air. On utilise prioritairement la sensation calculée à partir de la mouillure cutanée et l'indice SET. Le calcul du PMV* est effectué ainsi que l'indice DISC. Le DR est déterminé à partir d'une estimation du taux de turbulence et des vitesses d'air engendrées par la ventilation naturelle et le brassage de l'air.

4. RESULTATS

Les résultats se traduisent en termes d'évolutions temporelles des variables climatiques intérieures, des consommations énergétiques, des variables physiologiques et des indicateurs de confort qui en découlent, et du comportement de l'individu. Par souci de simplicité et afin d'avoir une vision complète de la démarche mise en œuvre, nous ne présentons que les résultats issues des simulations du bâtiment à La Réunion. L'objectif est de visualiser l'impact de la prise en compte du comportement de l'occupant sur son confort et sur les consommations énergétiques liées à l'utilisation de la climatisation. Cette dernière n'est utilisée que très rarement étant donné les efforts mis en œuvre dans la conception globale du bâtiment. La ventilation transversale assure un renouvellement horaire moyen de 20 vol/h : on considère que dans la zone concernée, ce débit induit une vitesse de l'ordre de 0.1 m/s dans la zone d'occupation.

La figure 3 est représentative de l'évolution des indicateurs de sensations sans prise en compte de la régulation comportementale. Les brasseurs d'air sont inexistantes et l'individu porte une tenue de résistance thermique égale à 0.7 clo. La climatisation est régulée sur 30°C :

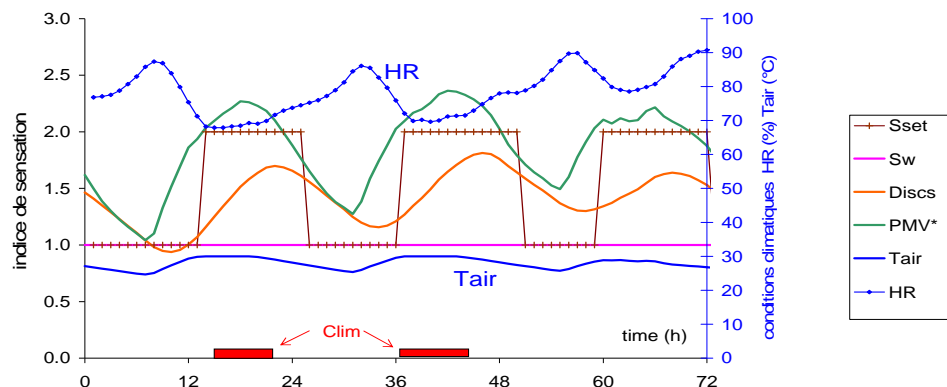


Figure 3 : évolution des indicateurs de confort

L'indice lié au SET est égal à 2 lorsque les températures intérieures sont maximales ce qui indique une sensation inconfortable voire inacceptable. Le PMV* dépasse la valeur de 2 ce qui correspond à près de 80% d'insatisfait. Les valeurs de DISC indiquent une sensation légèrement inconfortable. L'indicateur lié à la mouillure cutanée reste à 1 ce qui correspond à une mouillure cutanée comprise entre 0.17 et 0.46 : soit entre 17 et 46 % de la surface de peau qui est humide.

Nous analysons l'impact de la régulation comportementale : celle-ci est gérée par la sensation liée au SET. Si celle-ci est positive, l'individu a la possibilité de retirer des vêtements jusqu'à une valeur minimale prise égale à 0.5 clo. Tous les jours, un compteur remet cette valeur à 0.7 clo en début de journée. Une fois que cette isolation vestimentaire minimale est atteinte, l'occupant a la possibilité d'augmenter la vitesse de l'air par le biais des ventilateurs. Trois régimes de vitesses sont accessibles : 0.3, 0.6 et 0.9 m/s se rajoutant à la vitesse engendrée par la ventilation naturelle. Tous les jours, un compteur réinitialise ce régime de vitesse à 0. Enfin, une fois que la vitesse maximum est atteinte, la climatisation est mise en route, régulée sur 30°C.

Sur la même période que précédemment, nous obtenons les résultats présentés sur la figure 4. Tout d'abord, il est important de noter que les évolutions de température et d'humidité sont les mêmes que précédemment étant donné que l'action principale sur les données climatiques est l'augmentation de la vitesse d'air locale et le changement de tenue vestimentaire.

On constate que l'indice lié au SET est au maximum égal à 1, soit une situation légèrement chaude. L'indice lié à la mouillure cutanée prend la valeur 1 seulement durant 1 pas de temps, autrement il est nul. L'indice DISC est toujours inférieur à 1 ce qui révèle une situation « agréable ». Enfin, le PMV* varie entre 0 et 1,68 (valeur maximale lorsque l'action comportementale est réinitialisée). Si l'on note une nette amélioration du confort thermique, l'impact sur le fonctionnement de la climatisation est moins flagrant. Sur l'année, on note une diminution de seulement 5% des besoins de froid. Les besoins de climatisation sont réduits à la base par une conception adaptée et la mise en œuvre d'une ventilation transversale efficace (~20 vol/h).

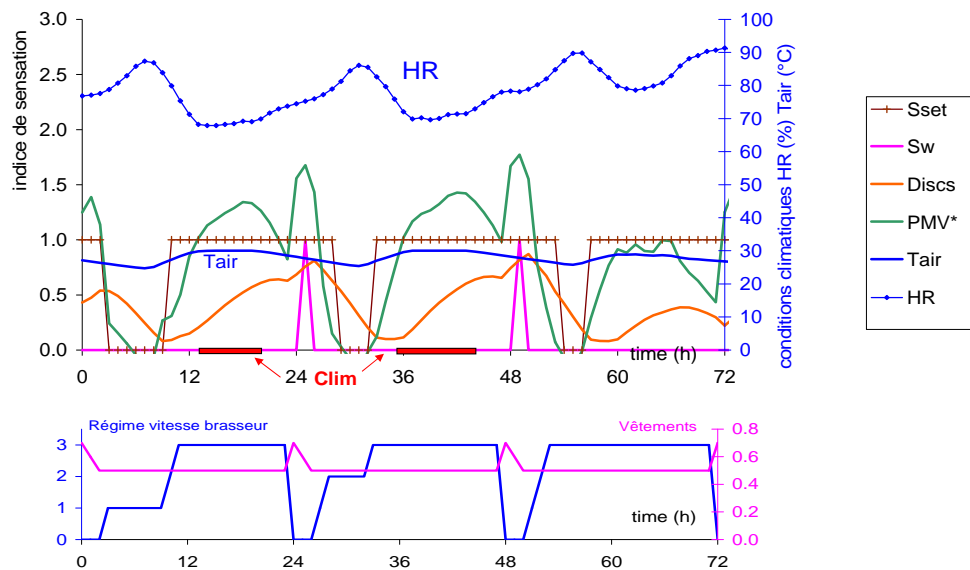


Figure 4 : évolution des indicateurs de confort avec régulation comportementale

5. CONCLUSION

La régulation thermo physiologique et comportementale permet d'anticiper la sensation thermique des occupants et ainsi d'ajuster les hypothèses en termes de systèmes énergétiques et de conception : le confort thermique est la priorité de tout bâtiment, ce dernier doit s'y adapter. La sensation thermique ne peut être évaluée que par des indicateurs appropriés traduisant les variables les plus sensibles. La possibilité qui est laissée aux occupants d'agir sur les systèmes et leur tenue vestimentaire et leur comportement joue un rôle considérable sur leur confort thermique et sur les consommations énergétiques.

6. BIBLIOGRAPHIE

- [ASH 05] ASHRAE (2005). *ASHRAE Handbook Fundamentals*. SI Edition, p 8.1-8.29.
- [DED 08] De Dear R. <http://atmos.es.mq.edu.au/~rdedear/pmv/> (consulté le 10/07/2008)
- [END 06] Endravadan M. (2006). *Régulation des systèmes de chauffage et de climatisation basée sur la sensation thermique humaine. Impact sur les consommations d'énergie dans les bâtiments*. Thèse de doctorat, Université de Toulouse.
- [GAG 88] Gage A.P. et Fobelets A.P.RR (1988). *Rationalization of the effective temperature ET^* , as a measure of the enthalpy of the human indoor environment*. ASHRAE trans. 1988, V.94, Pt 1.
- [GAL 91] Galeou M.I. (1991). *La sensation thermique de l'Homme dans son habitat : des grandeurs physiques et physiologiques aux sensations*. Thèse de doctorat, Université de Toulouse.
- [GAY 98] Gaye S. (1998). *Contribution à l'étude du confort thermique en climat tropical humide : influence de la mouillure cutanée*. Thèse de doctorat, Université Cheikh Anta Diop (Dakar).
- [GUE 08] Guernouti S. (2008). *Méthode d'analyse du comportement thermo-aéraulique des bâtiments pour la construction de modèles zonaux adaptatifs*. Thèse de doctorat, ENSA Nantes.

7. **REMERCIEMENTS :** cette étude est financée par l'ANR/ADEME sur deux programmes PREBAT ; « Micro 15 kWh » et « EnerPos ».

LIFE CYCLE ASSESSMENT OF A POSITIVE ENERGY HOUSE IN FRANCE

S. Thiers¹; B. Peuportier¹

1: Centre for Energy and Processes, MINES ParisTech, 60 bd St-Michel, 75272 PARIS CEDEX 06

ABSTRACT

The « positive energy house » concept combines energy saving, e.g. applying the passive house approach, and electricity production using a renewable resource, leading to a positive primary energy balance on a yearly basis. Compared to a standard house, more materials and components are used (thicker insulation, triple glazing windows, renewable energy systems...), this is why the environmental relevance of this concept is often questioned.

In order to contribute to answer this question, a life cycle assessment (LCA) has been used to evaluate the environmental impacts of such buildings, including the fabrication of components, construction, operation, maintenance, dismantling and waste treatment. This paper presents results in the case of a positive energy building, showing also the influence of the choice of the heating system on various environmental impacts considered in this assessment (e.g. global warming potential, radioactive waste production, photochemical oxidant formation potential, cumulative energy demand, abiotic depletion potential).

The case study concerns two attached passive houses built in Picardy, France, in which renewable energy systems are studied theoretically: the real houses include solar water heating but no renewable electricity production. The envelope has a high insulation, high airtightness and very low thermal bridges. The technical equipment includes a heat recovery ventilation and an earth-to-air heat exchanger. In this study, PV solar panels mounted on the roof have been added so as to obtain a positive primary energy assessment. For these houses, three different heating solutions have been studied: an electric heat-pump, a wood pellet condensing boiler and a wood pellet micro-cogeneration unit.

The three alternatives have been modeled using the building thermal simulation tool COMFIE, in order to evaluate their heating load, possibly cooling load and thermal comfort level. Environmental impact indicators have been evaluated for these alternatives applying the LCA tool EQUER, linked to the building simulation tool COMFIE and using life cycle inventories from the Swiss Ecoinvent data base.

INTRODUCTION

The « positive energy house » concept (PEH) is a concept of high-performance residential building, which combines energy saving and the recovery of energy from local renewable resources such as solar radiation, wind, biomass or heat from the environment. Energy can be saved by a high insulation level, the recovery of heat from extracted air, a high level of air tightness, and the use of efficient equipment – for instance applying the “Passive House” approach of the Passivhaus Institut of Darmstadt, Germany [1]. The recovery of energy from local renewable resources can provide a part or the whole building’s heating load and of the hot water production, and can supply electricity to the grid or for local consumption.

Due to the relative newness of the PEH concept, its definition has not been clearly settled yet and several approaches remain possible [2]. In this paper, we assume that its objective is to achieve a positive *primary* energy balance for the building on a yearly basis (*local balance approach* in [2]). This means that, during a one-year period, a PEH recovers more renewable energy than the amount of primary energy it requires for its own operation.

Compared to standard house, a PEH generally requires more materials (thicker insulation, triple glazing windows, etc.) and more components (solar panels, etc.). Consequently its construction generally requires more energy (embodied energy) and induces increased impacts on the environment. Thus the environmental relevance of the PEH concept, which is often questioned, has to be studied.

METHOD

In order to contribute to answer this question, a life cycle assessment (LCA) has been used to evaluate the environmental impacts of a PEH. This method is now well established and can be applied to any kind of systems, and especially to the equipments of a building [3], to a building [4] or even to a settlement [5]. For a building, a LCA consists in analysing the fabrication of the components, construction, operation, maintenance, dismantling and waste treatment. For each phase, the various energy and material flows are assessed and then various impact indicators can be computed.

In this study, three different heating devices have been studied in order to evaluate their influence on the environmental assessment: a heat pump (HP), a wood pellet micro-CHP unit (CHP) and a wood pellet condensing boiler (CB).

In a first step, the annual heating load and the thermal comfort level in each thermal zone of the building have been computed using COMFIE, a dynamic, multizone, building thermal simulation tool developed by the CEP at MINES ParisTech [6].

In a second phase, the environmental impact indicators have been calculated for the three heating solutions using the software EQUER, dedicated to the LCA of buildings [4]. EQUER is based on the life cycle inventories of the Swiss Ecoinvent data base and can compute twelve different impacts [7] (Table 1). Case studies are being performed in the ENSLIC Building project.

Impact indicator	Unit	Legend
Cumulative Energy Demand	GJ	ENERGY
Water consumption	m ³	WATER
Abiotic Depletion Potential	kg Sb-eq	RESOURCE
Non-radioactive waste creation	t eq	WASTE
Radioactive waste creation	dm ³	RADWASTE
Global Warming Potential at 100 years (GWP ₁₀₀)	t CO ₂ -eq	GWP ₁₀₀
Acidification Potential	kg SO ₂ -eq	ACIDIF.
Eutrophication Potential	kg PO ₄ ³⁻ -eq	EUTROPH.
Damage caused by the ecotoxic emissions to ecosystems	PDF.m ² .yr	ECOTOX
Damage to human health	DALY	HUMHEALTH
Photochemical Oxidant Formation Potential (Smog)	kg C ₂ H ₄ -eq	O ₃ -SMOG
Odour	Mm ³	ODOUR

Table 1: List of the impact indicators computed by EQUER [5]

DESCRIPTION OF THE BUILDING UNDER STUDY

The building under study is a group of two attached houses built in 2007 in Picardy region, France (Figure1). These houses are the first “Passive-House” buildings in France [1, 8].



Figure 1: General view of the two houses (Arch.: En Act architecture, contractor: les Airelles)

Each house is two-storied, with an inhabitable area of 132 m², a garage, a terrace, a balcony and a garden. The internal structure is the same for both of them: a hall, an office, a living-room and a kitchen downstairs, and a sitting room, a bathroom and three bedrooms upstairs. Only the situation of the garage differs. These dwellings are designed for a family of four people.

Wood-frame external walls are insulated by cellulose (22 cm) and polystyrene (15 cm), the slab by polystyrene (20 cm) and the attic by cellulose (40 cm). Triple-glazed windows and insulated external doors provide good insulation and good air-tightness¹. External venetian blinds provide solar protection during spring and summer. Thermal bridges are very low, supposed to be limited to 0,1 W.m⁻¹.K⁻¹ around the slab and the attic.

Both houses are equipped with a 30 m-long earth-to-air heat exchanger for summer cooling, with a heat recovery ventilation (average efficiency: 70%), with 5 m² of solar panels for solar water heating (solar fraction: 50%), and with a compact electric heat pump for the air heating and the water heating backup (annual coefficient of performance: 3).

SIMULATIONS

The real houses include no electricity production, but in the present case we assume that 76,8 m² of photovoltaic solar panels made of polycrystalline silicon are mounted on the roof (slope: 25°, azimuth angle: 35°E) so as to obtain a positive primary energy balance.

Three different heating solutions have been studied and compared:

- the above-mentioned electric compact heat-pump (HP),
- a wood pellet condensing boiler (CB) (average High Heating Value efficiency: 75%),
- a wood pellet Stirling engine micro-cogeneration unit (CHP), corresponding to the “Sunmachine[®] Pellet” pre-series version (electric power: 3 kW, thermal power: 5.5 kW).

¹ The houses fulfill the corresponding Passivhaus criterion : the air exchange rate is inferior to 0,6 vol.h⁻¹ at 50 Pa.

The dynamical model used to compute the wood pellet consumption of the micro-CHP unit during a year has been developed by the authors and calibrated from experimental data [9].

The meteorological data used for the simulation correspond to the local climatic zone (oceanic climate). Ventilation, occupancy and internal heat gains are modeled by scenarios.

RESULTS

The total energy needs of the houses are very low due to the implemented energy saving solutions (Table 2). The heating needs are far inferior to the domestic hot water (DHW) production needs which represent nearly half of the total building energy needs.

Energy	Use	kWh/yr	kWh/m ² /yr	
Heat	Heating	2032	7.7	17.7%
	Domestic Hot Water Production	5255	19.9	45.9%
Electricity	Cooking, Lighting, other Appliances	2354	8.9	20.6%
	Ventilation	1807	6.8	15.8%
<i>Total</i>		<i>11448</i>	<i>43.4</i>	<i>100%</i>

Table 2: Computed energy needs of the two houses

The annual energy recovery from local renewable resources raises 6418 kWh for the PV electricity, 3227 kWh for the solar heat. The annual final energy consumption depends on the heating device (Table 3).

Heating device	Consumption kWh/yr			Supply kWh/yr	kWh _{PE} /yr
	Wood pellets	Electricity heating	Electricity base	Electricity base	Net Primary Energy Prod.
HP	0	677	4837	6418	+2805
CB	5413	0	4161	6418	+1160
CHP	9228	0	4870	7586	-1644
PE ratios kWh _{PE} /kWh	1.12	3.33	3.2	3.2	

Table 3: Computed energy consumption and supply of the two houses, and net primary energy production

The net primary energy indicator is the algebraic sum of the various energy flows expressed in primary energy (PE), using the primary energy conversion ratios given in Table 3 and considering supply as saved consumption. For both heat pump and wood pellet boiler solutions the building is a positive energy building, whereas the micro-CHP solution remains primary-energy-consuming, mainly due to the limited performance of the micro-CHP unit. Nonetheless, these three assessments correspond to very high level of performance (respectively +10.6, +4.4 and -6.2 kWh_{PE}/m²/yr).

A simplified analysis, based on the indoor temperatures, shows that the thermal comfort in the houses is satisfactory most of the time during the year, and especially in the summer, whatever the heating solution.

The LCA of the houses considers the material, domestic water and energy flows during their life cycle (lifetime: 80 yr). The results for the above-mentioned 12 impact indicators and for the three heating solutions lead to the identification of 4 types of impact indicators (Figure 2).

The primary energy indicator depends on the efficiency of the energy chain; the WASTE indicator depends mainly on the materials implemented in the building and not on the chosen heating device; four indicators are increased by the electricity consumption (RADWASTE, WATER, RESOURCE, GWP₁₀₀), mainly due to the production processes of electricity; six indicators are increased by wood combustion (ACIDIF, EUTROPH, O₃-SMOG, HUMHEALTH, ECOTOX, ODOUR).

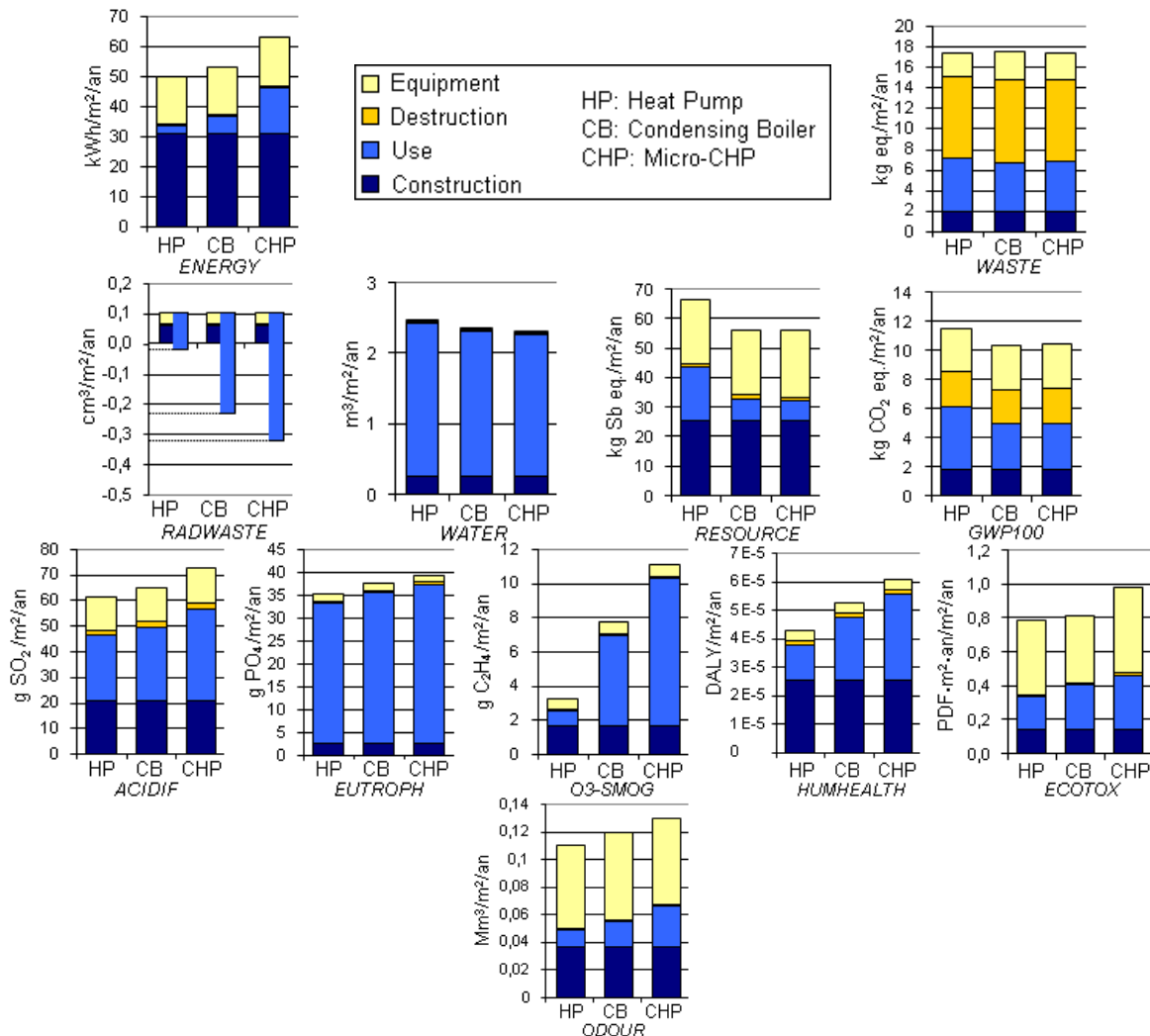


Figure 2: LCA detailed results for the two houses, for each indicator and for each phase

DISCUSSION AND CONCLUSION

The LCA has been applied to a positive energy building. The PEH studied here presents high energy and environmental performance, like a GWP limited to about 11 kg CO₂ eq./m²/yr whatever the heating solution (the average value in France is about 37 kg CO₂ eq./m²/yr [10]).

Nevertheless, in spite of a positive energy assessment, the majority of the environmental impacts remains positive during the operation phase. This is mainly due to the impacts of wood combustion or electricity production and to the domestic water consumption. Another important contribution to some impacts is induced by the equipments (solar panels, heating device, hot water tank etc.) which must be regularly renewed. The impacts of these equipments surely can be reduced, either by the improvement of their production process or by their recycling at end of life. This especially concerns PV panels which contribution to the performance of the PEH is major.

This study shows the influence of the heating device on the environmental impact of the PEH. In the French context – where about 75% of the electricity is generated by nuclear plants – none of the three solutions studied above seems optimal, but the PEH can contribute to reduce the radioactive waste production, especially if heat is not provided by a heat pump. The CB and CHP solutions reduce also the impacts on abiotic resources and greenhouse effect, but due to wood consumption, they affect the impacts linked to air and water chemical pollution. The improvement of the efficiency of the micro-CHP unit should also reduce these negative impacts.

ACKNOWLEDGEMENTS

This work was supported by grants from the Île-de-France region, the French National Research Agency (ANR) and the European Community.

REFERENCES

1. Feist, W., Schnieders J., Dorer V., Haas A.: Re-inventing air heating: Convenient and comfortable within the frame of the Passive House concept. *Energy and Buildings*, Vol 37 (11), pp 1186-1203, 2005.
2. Voss, K., Kramp, M.: « Zero-energy/emission-buildings » - terms, definitions and building practices. Proc. of the CESB 07 PRAGUE conference, Prague, pp 547-552, 2007.
3. Shah, V.P., Col Debella, D., Ries, R.J.: Life cycle assessment of residential heating and cooling systems in four regions in the United States. *Energy and buildings*, Vol 40 (4), pp 503-513, 2008.
4. Polster, B., Peuportier, B., Blanc-Sommereux, I., Diaz Pedregal, P., Gobin, C., Durand, E.: Evaluation of the environmental quality of buildings towards a more environmentally conscious design. *Solar Energy*, Vol 57, pp 219-230, 1996.
5. Popovici, E.C. Contribution to the Life Cycle Assessment of settlements. PhD Thesis, MINES ParisTech, Paris, 2006.
6. Peuportier, B., Blanc-Sommereux, I.: Simulation tool with its expert interface for the thermal design of multizone buildings. *International Journal of Solar Energy*, Vol 8, pp 109-120, 1990.
7. Frischknecht, R., Jungbluth, N., Althaus, H.-J., Doka, G., Heck, T., Hellweg, S., Hischer, R., Nemecek, T., Rebitzer, G., Spielmann, M.: Overview and Methodology, ecoinvent report No. 1, Swiss Centre for Life Cycle Inventories, Dübendorf, Swiss, 2004.
8. PassivHaus Institut: Project data sheet ID:1111. Built Passive House Projects data base. <http://www.passivhausprojekte.de/projekte.php?lang=en&detail=1111>
9. Thiers, S.: Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive. PhD Thesis, MINES ParisTech, Paris, 2008. <http://pastel.paristech.org/4692> [in French]
10. CITEPA: Inventaire des émissions de polluants atmosphériques en France - séries sectorielles et analyses étendues, 2006. <http://www.citepa.org/publications/SECTEN-fevrier2008.pdf> [in French]

**PREBAT 2006 :
Rapport final du projet
MICRO 15 kWh**

A. Identification

Programme – édition	PREBAT – Edition 2005
Projet (acronyme)	MICRO 15 kWh
Titre complet du projet	Système de micro-cogénération et de ventilation adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques
Site Internet du projet	-
Projet labellisé par le pôle de compétitivité	-
Période du projet (date début – date fin)	20 avril 2007 – 20 octobre 2009
Coordinateur du projet (Société/Organisme)	ARMINES
Rédacteur du rapport : <ul style="list-style-type: none"> • Civilité, Nom, Prénom • Société/Organisme • Téléphone • Adresse électronique 	M. Bruno Peuportier ARMINES 01 40 51 91 51 bruno.peuportier@mines-paristech.fr
Date de rédaction	Octobre 2009
Rapport confidentiel (oui/non)	Non - <i>excepté l'annexe n°6</i>
Date de fin de confidentialité	20/10/2012

B. Liste des tâches et livrables

Tâches et livrables	2007		2008		2009		Commentaires	
	S1	S2	S1	S2	S1	S2		
Accord de consortium			R					
Etat de l'art et expérimentation labo	R	R	R					
Modélisation	R	R	R	R				
Développement produit		R	R	R				
Etude d'une expérimentation in-situ				R	R			
Evaluation et recommandations				R	R			
Dissémination					R			
▲	Prévu	▲	Nouvelle prévision		×	Abandonné	R Réalisé	

Réunions d'avancement du projet:

1.	26 janvier 2007	lancement	Paris
2.	9 juillet 2007	avancement	Paris
3.	22 octobre 2007	avancement	Toulouse (Aldes)
4.	25 janvier 2008	avancement	Paris
5.	3 juin 2008	avancement	Perpignan
6.	3 décembre 2008	avancement	Toulouse (Phase)
7.	22 juin 2009	clôture	Paris

Les comptes rendus de réunion sont donnés en annexe du rapport complet

24 septembre 2008 Réunion de travail Toulouse
PHASE-ALDES : recalage des hypothèses pour les simulations aérauliques

Taux d'avancement de l'ensemble du projet: **terminé à 100 %.**

Livrables fournis :

Rapport d'avancement N°1 (intitulé Rapport intermédiaire N° 1), août 2007, 72 p.
 Rapport d'avancement N°2 (intitulé Rapport intermédiaire N° 2), janvier 2008, 65 p.
 Rapport intermédiaire, juillet 2008, 119 p.
 Rapport d'avancement N°4, janvier 2009, 44 p.
 Rapport final, octobre 2009, 168 p.

C. Rapport factuel**C.1 Le tableau de résultats****Nombres de publications**

	International		France		Actions de diffusion		
	Articles acceptés dans des RICL ¹	Communicat. Internationales	Articles France	Comm. France	Articles vulgaris.	Conf. vulgaris.	Autres
Monopartenaire	-	2	-	1	-	-	-
Multipartenaires	-	-	-	-	-	-	2 posters

Autres retombées (voir en particulier celles annoncées dans l'annexe technique) :

¹ RICL : Revue Internationale à Comité de Lecture

Nature	Commentaires
Brevets nationaux	N°FR 06 02679 dont le titre est « Dispositif de ventilation et de chauffage aéraulique des locaux »
Brevets internationaux	
Autres (préciser en C.4)	

C.2 Le tableau de personnels

	Nombre de personnes employées en CDD sur le projet et financées par l'ANR	
	Nombre	Homme-Mois cumulés sur tous les partenaires depuis le début du projet
Doctorants	1	20,6 mois
Post-docs	1	2 mois
Ingénieur en CDD	1	12 mois à temps partiels (5/12) ²
Stagiaires	0	-
Autres (à préciser)	0	-

	Devenir des personnes employées en CDD sur le projet		
	Emploi suite au projet		En recherche d'emploi
	Chez les partenaires	Ailleurs	
	CDD ou CDI	CDD ou CDI	
Thiers, Stéphane, Docteur	CDD ³		
Lavoye, Frédéric, Ingénieur		CDI ⁴	

C.3 La liste des publications et communications

Article soumis à une revue internationale à comité de lecture

Stéphane THIERS, Bernard AOUN, B., Bruno PEUPOORTIER. *Experimental Characterization, modeling and simulation of a wood pellet micro-combined heat and power unit used as a heat source for residential building*. **Energy and Buildings**.

Communication présentée lors d'une conférence internationale

Stéphane THIERS, Bruno PEUPOORTIER. *Life Cycle Assessment of a Positive Energy House in France*, Conférence internationale CISBAT 2009, Lausanne, septembre 2009.

Bernard AOUN, Stéphane THIERS, Bruno PEUPOORTIER. *Experimental Characterization of a Micro-CHP unit based on Stirling engine, fueled by Wood Pellet*, 14th International Stirling Engine Conference, Groningen, novembre 2009.

Communication présentée lors d'une conférence nationale

² L'autre temps partiel (7/12) correspond à un autre projet PREBAT 2006

³ Embauché par ARMINES en tant qu'ingénieur de recherche

⁴ Embauché dès la fin de son contrat, dans le Bureau d'Etudes 3E (Toulouse)

Frédéry LAVOYE, Françoise THELLIER, Sandra SPAGNOL, Bérangère LARTIGUE. *Perception de la qualité des ambiances intérieures soumises à des transferts thermo-aérauliques*. Conférence IBPSA, Lyon, novembre 2008.

Thèse de doctorat

Stéphane THIERS. *Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive*. Thèse de doctorat. École Nationale Supérieure des Mines de Paris, novembre 2008, 254 p. Diffusée en ligne : <http://pastel.paristech.org/4692>

Brevet

Un brevet a été déposé par ALDES sur le système de diffusion de l'air avec régulation de la température indépendante sur chaque bouche de soufflage (N°FR 06 02679 dont le titre est « Dispositif de ventilation et de chauffage aéraulique des locaux »).

Autre activité

- Participation au colloque des contractants du Prébat 2006, les 14 et 15 janvier 2009 à Sophia-Antipolis. Présentation des résultats par Bruno PEUपोर्टIER
(présents : F.Lavoye, S. Spagnol, S. Thiers, B. Peuportier)
- Participation au colloque PREBAT avec présentation de poster
 - Aix les Bains, 20 au 22 mars 2007, (B. Peuportier, S. Thiers, F. Thellier)
 - Perpignan, 3 et 4 juin 2008, (B. Peuportier, S. Thiers, F. Thellier, F. Lavoye)
- Présentation rapide du Projet, lors d'une conférence invitée, Françoise THELLIER
Journée EasyFairs 'Building innovation dans le sud ouest', Toulouse, janvier 2008

C.4 La liste des éléments de valorisation

- Brevets nationaux et internationaux, licences, et autres éléments de propriété intellectuelle consécutifs au projet

Un brevet a été déposé par ALDES sur le système de diffusion de l'air avec régulation de la température indépendante sur chaque bouche de soufflage (N°FR 06 02679 dont le titre est « Dispositif de ventilation et de chauffage aéraulique des locaux »).

- Logiciels et tout autre prototype, développements de procédés, de méthodes d'essais ...

- Modèle de thermo-physiologie humaine à 2 nœuds avec prise en compte du comportement adaptatif. Modèle dégradé de répartition en température et vitesse d'air dans un local. (Modules insérés dans TRNSYS)
- Modèle de chauffage à air associant micro-cogénération et ballon de stockage de chaleur couplé à un modèle de bâtiment et à un modèle de ventilation associant échangeur air-sol et récupérateur de chaleur sur air vicié (Module « COMPO8 » intégré à COMFIE).

- Actions de normalisation

- Conséquences du projet (lancement de produit ou service, nouveau projet, contrat,...)

- Utilisation du modèle réalisé pour proposition d'un projet PREBAT démonstrateur en Rhône-Alpes (Projet de Chambéry)

- Un Projet a été déposé pour répondre à l'appel à projet HABISOL 2009 :
Projet DYNAMO² : *DYNamic Assesment, Monitoring & Optimisation during Opération of buildings* (Evaluation et Monitoring Dynamique Opérationnel en vue de l'optimisation des bâtiments). Partenaires : Bureau d'Etude 3E (porteur de projet), Laboratoire PHASE, ARMINES, et KIMO (fabricant de capteur). Le projet a également été présenté pour une labellisation auprès du pôle CREHAD (Région Aquitaine) avec la collaboration du Laboratoire TREFLE. Ce projet n'a pas été retenu en 2009, mais reste d'actualité.

- Développement d'un nouveau partenariat

- Pour le laboratoire PHASE : l'embauche de F. Lavoye chez 3E (<http://www.3e.eu/>), suite à son contrat d'un an au laboratoire, a ouvert vers une collaboration avec ce Bureau d'Etude, qui travaille dans le domaine de la performance énergétique avec une vision R&D marquée (cf. dépôt de projet Habisol).
- Pour le CEP/ARMINES : la préfiguration d'une expérimentation in-situ a mené à un partenariat avec un porteur de projet de Chambéry souhaitant expérimenter le système étudié dans le cadre d'une rénovation exemplaire. Le projet a été soumis à un appel à projet « bâtiment démonstrateur » du PREBAT, en Rhône-Alpes, mais il n'a pas été retenu.

- Création d'une plate-forme à la disposition d'une communauté

- Autres (ouverture internationale,...)

- Discussion avec des chercheurs italiens et allemands dans le cadre de la conférence internationale CISBAT 2009 (Lausanne)

D. Rapport scientifique

Confidentialité-diffusion : Pour une raison de confidentialité, l'annexe n°6 est classée confidentielle pendant une durée de 3 ans, c'est-à-dire jusqu'au 20 octobre 2012.

D.1 Le résumé consolidé

Résumé en français

Ce projet a pour objet d'étudier un système de micro-cogénération adapté aux bâtiments à très faibles besoins énergétiques (de type « maisons passives », Minergie ou *Bâtiment Basse Consommation*) tout en assurant le confort thermique des occupants et en réduisant les impacts environnementaux.

Le système étudié associe une unité de micro-cogénération à granulés de bois à un ballon de stockage d'eau chaude et à un système de chauffage aéraulique régulé pièce par pièce. L'unité de micro-cogénération produisant à la fois chaleur et électricité est déjà commercialisée tandis que le système de chauffage aéraulique a été spécifiquement conçu au cours de ce projet.

Chaque composant a d'abord été étudié séparément, puis modélisé. Enfin les différents modèles ont été couplés afin d'évaluer, par simulation, les performances énergétiques de l'ensemble et d'optimiser sa conception, le dimensionnement de chaque élément et les régulations des pompes, ventilateurs etc.

Le fonctionnement d'une unité de micro-cogénération à bois *Sunmachine* a été caractérisé au moyen d'un banc d'essai conçu spécialement pour ce projet. Les résultats de cette caractérisation ont permis d'alimenter un modèle empirique qui a été développé et implanté dans le logiciel de simulation thermique du bâtiment, COMFIE. Une fois le modèle réalisé, une étude paramétrique a permis de dimensionner le ballon de stockage d'eau chaude de manière à optimiser la production conjointe de chaleur et d'électricité.

Le chauffage aéraulique régulé pièce par pièce est pour l'instant peu développé. Les prototypes réalisés correspondent à un boîtier isolé comportant un ventilateur de recyclage, 2 entrées d'air, 3 ou 5 sorties d'air (selon le modèle) et une batterie d'échange eau/air positionnée à l'entrée de chaque gaine de soufflage. Les prototypes ont été successivement améliorés jusqu'à aboutir à un système répondant à la fois aux exigences énergétiques, mais aussi fonctionnelles et industrielles, du cahier des charges établi au début du projet. Le prototype réalisé est actuellement en cours d'essai et sera prochainement commercialisé.

Le système étudié doit assurer le confort thermique des occupants, c'est pourquoi la qualité des ambiances a été spécialement étudiée. Le modèle du système de chauffage aéraulique a été intégré au simulateur TRNSYS et couplé à un modèle représentant le comportement thermique des occupants. Ce modèle prend en compte les deux aspects de la thermorégulation humaine : d'une part la régulation physiologique (sudation⁵, frisson), qui permet de connaître l'état thermique du corps humain en tenant compte de ses réactions physiologiques, et d'autre part, la régulation comportementale (modification de la tenue vestimentaire, modification de la consigne de chauffage), à travers un modèle de représentation simple. Ce modèle permet de mettre en évidence la réaction comportementale que l'occupant peut avoir lorsqu'il n'est pas satisfait des conditions de l'ambiance dans le lieu où il se trouve.

Les résultats obtenus montrent que l'unité de micro-cogénération étudiée présente des performances limitées⁵ (rendement thermique sur PCS⁶ : 50 %, rendement électrique net sur PCS : 9 %). Bien qu'il représente actuellement l'une des plus petites puissances disponible sur le marché, ce système semble plus adapté à un petit collectif qu'à un habitat individuel à très basse consommation. Une opération de démonstration de ce type a ainsi été étudiée sur un bâtiment de six logements à Chambéry. La régulation du système de diffusion de chaleur proposé permet d'assurer un niveau de confort satisfaisant en hiver et en mi-saison. Le confort d'été peut aussi être amélioré par la mise en œuvre d'un puits climatique ou du free-cooling, techniques qui peuvent être étudiées avec l'ensemble logiciel réalisé. Le système de micro-cogénération à base de bois produit de l'électricité en période de pointe, réduisant ainsi l'usage d'une production d'origine thermique à fort contenu en CO₂.



⁵ Le fabricant poursuit actuellement le développement de son produit et l'amélioration de ses performances.

⁶ Pouvoir Calorifique Supérieur : énergie maximale que peut libérer un combustible, en prenant en compte la chaleur latente récupérable par condensation de la vapeur d'eau produite

Abstract in english

The aim of this project is to study a micro-cogeneration system especially adapted to low energy buildings (eg. Passive houses, Minergie or Effinergie) while maintaining the thermal comfort of the occupants and lowering the environmental impacts.

The system under study combines a wood-pellet fueled micro-cogeneration unit with a hot water storage tank and an air heating device with individual room temperature control. The micro-cogeneration unit, supplying heat and power at the same time, is already on the market, whereas the air heating device has been specifically designed for this project.

First, each element of the system has been studied one by one and then modeled. Finally these models have been coupled in order to evaluate the energy performance of the whole system by simulation, and to optimize its design as well as the sizing of each element and the control strategy of the pumps, fans, etc.

The operation of a wood-pellet fueled micro-cogeneration *Sunmachine* unit has been characterized using a test bench specifically designed for this project. The results of this characterization have been used to develop an empirical model which has been implemented into the building thermal simulation software, COMFIE. After the model was carried out, a parametric study has led to the sizing of the hot water storage tank in order to optimize the combined production of heat and water.

Air heating with individual room temperature control is still not widespread. The prototypes which have been carried out comprise an insulated case with an air recycling fan, two air inlets, three or five hot air outlets (according to the type) and a water-air heat exchanger at the inlet of each ventilation duct. These prototypes have been improved, leading to a system which fulfills the energy requirements as well as the functional and industrial specifications set at the beginning of the project. The final prototype is now under test and the product will soon be marketed.

The system under study needs to maintain the thermal comfort of the occupants. That is why the indoor environment has been specifically studied. The model of the air heating system has been integrated into the TRNSYS software and coupled to a model of thermal behaviour of the human body. This model takes into account the main aspects of thermal control of the human body: On the one hand, the physiological thermal control (perspiring, shivering), which influences the thermal state of the occupant body taking into account its physiological reactions, on the other hand, the behaviour control (changing in the clothing, changing of the heating temperature setpoint), represented by a simplified model. This model simulates the behavioral reaction of an occupant when he is not satisfied with the indoor conditions.

The results show that the micro-cogeneration unit under study has limited performance⁷ (HHV⁸ thermal efficiency: 50%, HHV net electrical efficiency: 9%). Although it is one of the lowest-powered unit available on the market, this device seems to be more suitable for an apartment building of 4 to 6 dwellings than for a very low energy, single-family dwelling. A demonstration project of this kind of building has been studied. The control of the air heating system which has been designed can maintain a suitable thermal comfort level in winter and intermediate heating seasons. Summer comfort can also be improved by using an earth-to-air heat exchanger or free-cooling. These techniques can be studied using the software tool which has been carried out. The wood-pellet based, micro-cogeneration unit generates electricity during peak power load, subsequently lowering the demand of thermal electric generation and the induced CO₂ emission.



⁷ The manufacturer is still working on how to improve this performance, the reliability and ease of maintenance

⁸ Higher Heating Value: maximal energy that a fuel can produce, including latent heat of condensation

D.2. La synthèse

SYSTÈME DE MICRO-COGÉNÉRATION ET DE VENTILATION ADAPTÉ AUX LOGEMENTS À TRÈS FAIBLES BESOINS ÉNERGÉTIQUES

S. THIERS^a; B. AOUN^a ; B. PEUपोर्टIER^a; F. THELLIER^b ; F. LAVOYE^b ; D. LABAUME^c

a: Centre Énergétique et Procédés, MINES ParisTech, 60 bd St-Michel, 75272 PARIS CEDEX 06

b: Université de Toulouse – Paul Sabatier - Laboratoire Physique de l'Homme Appliquée à Son Environnement, 118 route de Narbonne, 31062 TOULOUSE CEDEX 9

c: ALDES AÉRAULIQUE, 16 Avenue Charles de Gaulle, Bât 14, 31130 BALMA

INTRODUCTION

L'amélioration des performances thermiques de l'enveloppe des bâtiments induit des besoins de chauffage réduits et concentrés sur de courtes périodes. Les équipements de chauffage performants sont alors plus difficilement rentabilisés, ce qui constitue un frein à la réduction des impacts environnementaux. Un système multifonctionnel, assurant à la fois le chauffage, la préparation d'eau chaude sanitaire et en partie la génération d'électricité peut constituer une réponse adaptée aux logements à très faibles besoins énergétiques (TFBE).

Les besoins de chauffage d'un logement TFBE sont très variables dans le temps et il est nécessaire de contrôler l'ambiance thermique afin de limiter les risques de surchauffe liés aux apports internes et aux apports solaires passifs. La très grande réactivité du chauffage aéraulique, avec la possibilité de réguler la température de l'air soufflé par l'apport d'air extérieur, éventuellement complétée par la mise en œuvre de tubes enterrés (« puits climatique »), devrait permettre de répondre à deux exigences simultanées mais parfois antagonistes : minimiser les consommations d'énergie et maintenir un niveau de confort satisfaisant.

Le projet « MICRO 15 kWh » a pour objet la conception d'un système associant micro-cogénération à base de bois, chauffage aéraulique et ventilation, pour des logements confortables et à très faibles besoins en énergie.

ETAT DE L'ART

Les principales **caractéristiques des logements TFBE** sont maintenant bien connues puisqu'elles découlent des principaux standards existants en la matière (p. ex. *Passivhaus*[®], *Minergie*[®] ou *Effinergie*[®]). Ces caractéristiques regroupent de faibles besoins de chauffage, une forte étanchéité à l'air et une consommation énergétique primaire limitée. Le chauffage aéraulique est la solution la plus courante sur ce type de bâtiments, ce qui est justifié par sa grande réactivité, adaptée aux fluctuations rapides des besoins.

Deux types de chauffage aéraulique peuvent être employés : le chauffage par recyclage ou le chauffage sur air neuf. Le premier est plus efficace mais n'assure pas la gestion du renouvellement d'air ni de la qualité de l'air. Le second est plus délicat à mettre en œuvre mais il permet, par un seul système, de gérer à la fois le renouvellement d'air et le chauffage, voire le rafraîchissement. Dans le cas de logements à très faibles besoins énergétiques, le préchauffage de l'air est assuré par un récupérateur de chaleur sur air vicié inséré dans un réseau de ventilation à double flux. Une étude portant sur le marché actuel a montré qu'une dizaine de fabricants proposaient des équipements de chauffage compacts spécialement dédiés au chauffage aéraulique des logements performants. Il s'agit généralement de pompes à chaleur électriques.

Dans le cadre de ce projet, c'est un autre type de production de chaleur, encore peu diffusé, qui a été étudié : **la micro-cogénération à bois**. Ce système de petite dimension, composé d'un brûleur à granulés de bois et d'une chambre de combustion, permet d'actionner un moteur Stirling couplé à une génératrice produisant de l'électricité. La chaleur résiduelle peut-être valorisée pour chauffer le logement et l'eau sanitaire. Les avantages recherchés par ce système sont la réduction des impacts environnementaux par l'utilisation d'un combustible renouvelable et par la réduction de la consommation et la production d'électricité.

Le chauffage à air demeure peu répandu en France et son acceptabilité est liée au confort thermique qu'il est en mesure d'apporter. **La notion de confort thermique est complexe**, car elle est fortement liée à l'équilibre thermique du corps dans son environnement. **Elle** est donc liée aux variables physiques très locales (température, vitesse d'air, hygrométrie) mais aussi à celles du corps humain (activité, métabolisme), la sensibilité et l'appréciation des occupants. De plus, le maintien de l'état de confort fait intervenir deux mécanismes très différents : des réactions physiologiques (sudation, frisson, vasodilatation ou vasoconstriction) et des comportements d'adaptation (ouverture de fenêtre, modification de la tenue vestimentaire, modification de la consigne de température du chauffage, par exemple). De nombreux modèles et indicateurs permettent d'analyser et d'évaluer plus ou moins finement ce « confort thermique ». Actuellement, les recherches se développent de manière considérable dans le domaine de **l'approche adaptative**, qui considère le fait que lorsque l'être humain perçoit un inconfort, il développe des actions comportementales visant à rétablir son confort. Au cours de cette étude ce phénomène a été pris en compte au niveau de la modélisation.

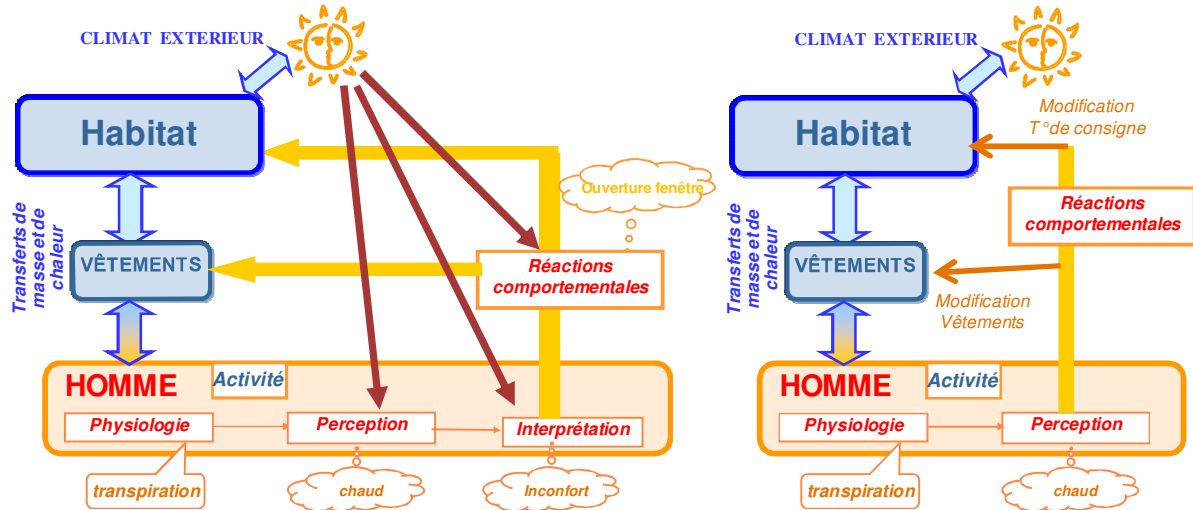
MATERIEL ET METHODES

Un banc d'essai a été réalisé dans les locaux de MINES ParisTech pour la caractérisation des régimes de fonctionnement stationnaire et transitoire d'une unité de micro-cogénération à bois « Sunmachine Pellet ». Le banc a été entièrement instrumenté de façon à pouvoir établir le bilan énergétique instantané de la machine. Le comportement de l'unité de cogénération a pu être étudié en régime établi (arrêt et fonctionnement à plein régime) et en régime transitoire (phases de démarrage à froid, de démarrage à chaud et d'arrêt). Cette caractérisation a mené à la modélisation du fonctionnement dynamique de cet appareil. Le modèle obtenu a été introduit dans un modèle plus global, représentant un système de chauffage à air, intégrant un ballon d'eau chaude à stratification, des canalisations d'eau et des émetteurs de chaleur pour la diffusion de l'air chaud et la production d'eau chaude sanitaire. Tous les éléments du système ont été modélisés et interconnectés. Ce modèle a été couplé à un modèle de bâtiment multizone (COMFIE) pour permettre la **simulation dynamique de l'ensemble cogénération/chauffage à air/bâtiment** pour une année complète avec un pas de temps de 6 minutes.



Un **modèle de thermorégulation physiologique** simple (modèle à deux nœuds) a été intégré à un outil de simulation thermique dynamique du bâtiment (TRNSYS). Grâce aux données physiques de l'environnement, toutes les données thermo-physiques du corps

humain (température de peau, flux échangés, etc.) ont pu être déterminées pour permettre d'évaluer la **sensation thermique** en termes objectifs (chaud, froid, neutre). Dans la réalité, l'être humain exprime son agrément envers l'ambiance en termes subjectifs (confort, agréable, etc.) et se sont ces jugements qui l'amènent à agir ou non sur son environnement. Ces notions subjectives étant impossibles à modéliser, il a été supposé que seules les sensations sont à l'origine des actions.



Schématisation du couplage Homme-Habitat réel

Modélisation du couplage Homme-Habitat

Un modèle de **thermorégulation comportementale** simple a donc été développé. Il prend en compte le changement de tenue vestimentaire (action personnelle) et la modification de la température de consigne (action technologique).

Avant de passer à l'évaluation de l'ambiance, les points suivants ont été vérifiés :

- les vitesses et températures d'air de soufflage dans la zone d'occupation sont relativement homogènes. L'air soufflé a donc peu d'impacts sur les températures et vitesses d'air dans la zone d'occupation.
- Le couplage de la micro-cogénération et du système de distribution d'air semble convenir pour chauffer tous les locaux, même si toutefois dans certaines conditions la température de l'air soufflé est un peu élevée, surtout lors de la remise en température pour un bâtiment à forte inertie thermique.

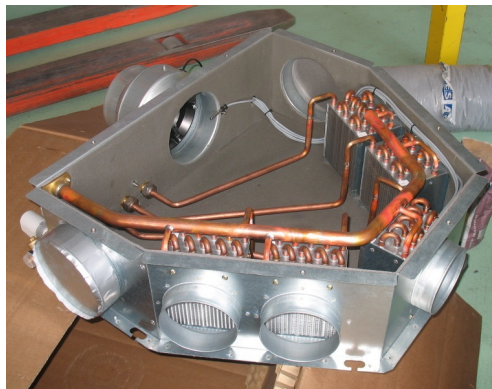
Le **cahier des charges** d'un système de diffusion de chaleur par le réseau de ventilation a été défini, incluant les possibilités de couplage avec un récupérateur de chaleur sur air vicié ou un puits climatique (échangeur air-sol), une régulation de puissance pièce par pièce, ainsi que la possibilité de limiter les températures de chauffage en accentuant les débits de ventilation par recyclage de l'air intérieur. **Plusieurs prototypes** ont été réalisés et successivement améliorés afin d'accroître les performances et la durée de vie de l'équipement et de faciliter son industrialisation.

RESULTATS

L'étude expérimentale sur banc d'essai a montré que l'unité de micro-cogénération testée présentait des performances limitées (rendement thermique PCS : 50 %, rendement électrique net PCS : 9 %) et un niveau de fiabilité largement perfectible (plusieurs actions de maintenance ont été nécessaires). Le système a depuis été perfectionné par le fabricant.

Des simulations ont été réalisées grâce au modèle développé afin d'évaluer les performances du système de chauffage équipant un bâtiment TFBE constitué de deux maisons individuelles accolées. Elles ont notamment montré que l'unité de micro-cogénération étudiée dans cette configuration était surdimensionnée. La machine étudiée serait plus adaptée à un bâtiment de logement collectif regroupant 6 à 8 logements. Une opération de démonstration de ce type a alors été étudiée. L'outil a aussi permis d'optimiser le dimensionnement du ballon de stockage et des pompes du circuit de chauffage.

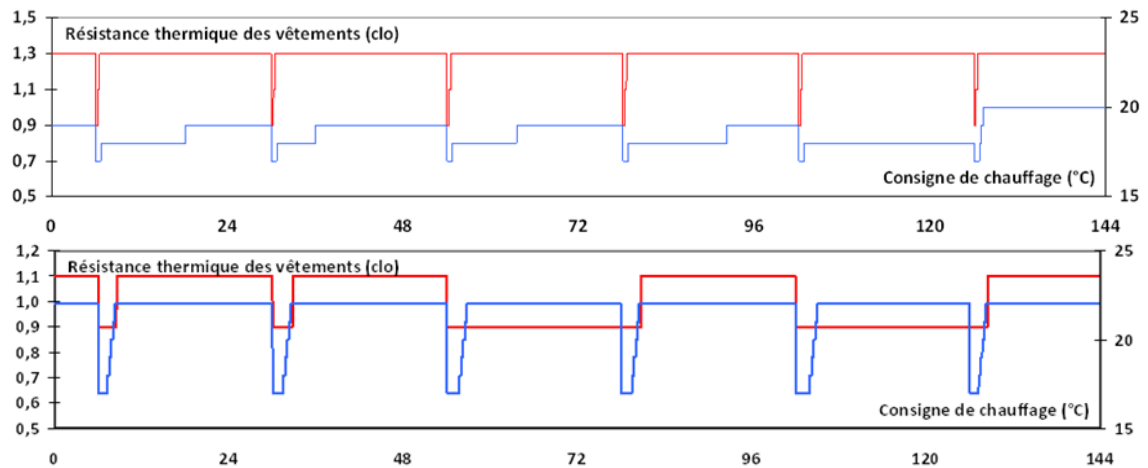
Le prototype final du système de diffusion de chaleur par le réseau de ventilation est un boîtier comportant un ventilateur de recyclage et 3 ou 5 batteries chaudes (selon modèle, cf. exemple ci-dessous de la version 5 sorties). Le boîtier est isolé pour réduire les déperditions thermiques et les nuisances acoustiques. Les canalisations ont été optimisées et leur architecture simplifiée afin de réduire les risques de défaillance et de faciliter l'industrialisation du produit.



Vue de côté avant gauche de la dernière version du prototype

La température de consigne assurant le confort est issue de l'Algorithme de Commande Adaptative. Elle est fonction de la température moyenne courante extérieure. Dans le cas des bâtiments non climatisés, en été, elle augmente proportionnellement à la température extérieure. Comme le montre la figure ci-dessous, selon le type de comportement de l'occupant modélisé (« responsable » ou « non sensibilisé »), les besoins énergétiques du bâtiment peuvent notablement varier.

Le comportement « responsable » maintient une tenue vestimentaire élevée (courbe en rouge) et une consigne de chauffage assez basse (courbe en bleu). Un occupant moins sensibilisé aux problèmes énergétiques aura tendance à augmenter la consigne de chauffage avant de penser à mieux s'habiller.



Tenue vestimentaire et consigne de chauffage pour six jours de chauffage, selon le comportement des occupants : 'responsable' (en haut) et 'non sensibilisé' (en bas)

DISCUSSION ET CONCLUSIONS

Ce projet a permis d'améliorer la connaissance des performances des systèmes de micro-cogénération Stirling à bois et d'identifier plusieurs limitations techniques qui constituent autant de voies d'amélioration de ces systèmes, telles que l'instabilité de la régulation des pompes et de la combustion du bois et la mauvaise évacuation des cendres.

Ce projet a mené à l'élaboration de différents modèles couplés à un modèle thermique de bâtiment. Certains sont utilisables pour le dimensionnement du système de chauffage en intégrant diverses solutions techniques telles que puits climatique et récupérateur de chaleur sur air vicié. La prise en compte de l'inertie thermique du bâtiment facilite l'évaluation des besoins de chaleur et des puissances de chauffage appelées, notamment en période de relance. D'autres modèles permettent d'évaluer la qualité de l'ambiance thermique dans les bâtiments à très faibles besoins énergétiques, aussi bien en hiver qu'en été, en tenant compte par exemple des possibilités de free-cooling.

D'autre part, un produit innovant de chauffage aéraulique (UBIO®) a été développé et sera prochainement commercialisé. Il est déjà en cours de test in-situ.

Les études réalisées au cours du projet pour une maison individuelle et un bâtiment de logement collectif pourront donner lieu à la mise en place de projets de démonstration. Ceci permettrait de valider la technologie et d'appliquer les modèles et les outils de dimensionnement développés dans le cadre de ce projet.

Cette étude pourrait être élargie, par exemple aux systèmes de micro-cogénération à gaz, qui posent probablement moins de contraintes que les systèmes à bois. D'autre part, les modèles de sensation thermique et de thermorégulation comportementale pourraient être affinés et intégrés aux outils d'aide à la conception des bâtiments. En effet, sur des bâtiments à très faibles besoins énergétiques, le niveau de performance atteint est très sensible à l'interaction entre l'occupant et le bâtiment.

Pour aller plus loin sur les aspects de confort, il serait nécessaire d'élargir le champ d'étude à plusieurs disciplines, comme la sociologie et la domotique. En ce qui concerne les aspects environnementaux, les systèmes de micro-cogénération permettent de produire de l'électricité durant les périodes de pointe lors desquelles des centrales thermiques fortement émettrices en CO₂ sont utilisées, ce qui correspond bien à la problématique actuelle de réduction des émissions de gaz à effet de serre.

D.3. Le mémoire

Le mémoire est fourni sur un fichier Word séparé. Pour une raison technique, seules les annexes 1 à 3 y sont incluses.

Sont aussi fournies au format PDF :

- une version du mémoire avec les annexes 1 à 5 (hors annexe confidentielle)
- l'annexe 6 confidentielle seule