



HAL
open science

Optimisation systémique de micro-cogénérateurs intégrés au bâtiment

Benoît Andlauer

► **To cite this version:**

Benoît Andlauer. Optimisation systémique de micro-cogénérateurs intégrés au bâtiment. Génie des procédés. École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2011. Français. NNT : 2011ENMP0111 . pastel-01073341

HAL Id: pastel-01073341

<https://pastel.hal.science/pastel-01073341v1>

Submitted on 9 Oct 2014

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

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

École doctorale n° 432-SMI : Science des Métiers de l'Ingénieur

Doctorat ParisTech

THÈSE

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École nationale supérieure des mines de Paris

Spécialité “ Énergétique ”

présentée et soutenue publiquement par

Benoît ANDLAUER

le 7 décembre 2011

Optimisation systémique de micro-cogénérateurs intégrés aux bâtiments

Directeur de thèse : **Dominique MARCHIO**

Co-encadrement de la thèse : **Pascal STABAT, Bernard FLAMENT**

Jury

M. Georges DESCOMBES, Professeur, CNAM, Paris

M. Vincent LEMORT, Professeur, Laboratoire de Thermodynamique, Université de Liège

M. Dominique MARCHIO, Professeur, CEP, Ecole des Mines de Paris

M. Pascal STABAT, Docteur, CEP, Ecole des Mines de Paris

M. Bernard FLAMENT, Docteur, INSA de Strasbourg

M. Armand ERB, Enseignant, INSA de Strasbourg

Rapporteur

Rapporteur

Examineur

Examineur

Examineur

Examineur

**T
H
È
S
E**

Sommaire

Chapitre I : Contexte, enjeux et objectifs	1
1. Contexte énergétique	3
1.1. Contexte énergétique mondial.....	3
1.2. Contexte énergétique national.....	6
1.3. Production et distribution d'électricité dans le monde	8
2. La micro-cogénération	12
2.1. Définition de la micro-cogénération.....	12
2.2. Analyse énergétique et exergétique	13
2.3. Technologies de micro-cogénération	16
2.4. Développement des technologies de micro-cogénération	27
2.5. Marché de la micro-cogénération	27
2.6. Incitations à l'utilisation de la micro-cogénération.....	30
2.7. Verrous à l'introduction sur le marché français de systèmes de micro-cogénération 32	
2.8. Méthodologie de choix des technologies.....	33
2.9. Vers un consommateur-producteur acteur ?.....	35
2.10. Typologie des installations de micro-cogénération	36
3. Problématique de la thèse	37
4. Plan du mémoire	41
5. Bibliographie	41
Chapitre II : Modélisation de systèmes de micro-cogénération	45
Introduction.....	47
1. Elaboration et classifications des modèles	47
1.1. Approches de modélisation	47
1.2. Dépendance au temps des modèles.....	49
1.3. Classification des modèles.....	49
1.4. Caractéristiques attendues du modèle de micro-cogénération	49
2. Etat de l'art des modèles de micro-cogénérateurs.....	50
2.1. Annexe 42 de l'AIE	51
2.2. Thiers, Aoun, & Peuportier (2008).....	58
2.3. Modèle « Règlementation thermique »	60
2.4. Nécessité de création d'un nouveau modèle	61
2.5. Adaptabilité à d'autres combustibles.....	62
3. Etat de l'art des modèles de ballon de stockage thermique	63

3.1.	Modèle à volumes variables « Plug Flow ».....	63
3.2.	Modèle multicouches	64
3.3.	Modèle de stockage brassé	67
3.4.	Modèle zonal	67
3.5.	Bilan synthétique des modèles de ballon de stockage thermique.....	67
3.6.	Choix d'un modèle multicouches	68
4.	Modèle de micro-cogénérateur développé.....	68
4.1.	Cahier des charges et objectifs attendus.....	68
4.2.	Démarche et hypothèses retenues pour la modélisation	69
4.3.	Développement du modèle	70
4.4.	Organigramme de résolution du modèle	81
4.5.	Conclusions	88
5.	Bibliographie	91

Chapitre III : Etude expérimentale d'un micro-cogénérateur..... 93

1.	Etude expérimentale.....	95
1.1.	Etat de l'art des essais de micro-cogénérateurs	95
1.2.	Micro-cogénérateur à moteur Stirling Hybris Power	104
2.	Mise en place d'un banc d'essais.....	113
2.1.	Objectifs.....	113
2.2.	Description du banc d'essai	114
2.3.	Analyse des chaînes de mesure.....	118
3.	Conclusions	127
4.	Bibliographie	128

Chapitre IV : Identification et validation du modèle de micro-cogénérateur..... 131

1.	Identification des paramètres du modèle de micro-cogénérateur	133
1.1.	Protocole expérimental et méthodologie détaillée d'identification des paramètres 133	
1.2.	Identification des paramètres sur le moteur Stirling de la Micro-cogénération Hybris Power.....	136
1.3.	Méthodologie simplifiée d'identification des paramètres.....	158
2.	Validation du modèle de micro-cogénérateur.....	164
2.1.	Validation comparative avec les modèles préexistants	164
2.2.	Validation du modèle par comparaison avec l'expérimental.....	166
2.3.	Validité du modèle en cas d'adoption de la procédure simplifiée d'identification des paramètres	174
3.	Conclusion	178
4.	Bibliographie	179

Chapitre V : Optimisations multicritères de systèmes de micro-cogénération	183
1. Développement de la plate forme de modélisation et d’optimisation de systèmes de micro-cogénération couplés aux bâtiments	185
1.1. Systèmes de micro-cogénération	185
1.2. Philosophie de développement de la plate-forme	186
1.3. Modélisation de la production	191
1.4. Modélisation de la distribution	194
1.5. Modélisation des consommations	194
2. Résultats de simulations et d’optimisations	204
2.1. Système modélisé	204
2.2. Les systèmes de micro-cogénération sont-ils adaptés aux bâtiments basse énergie ?	207
2.3. Optimisation de systèmes de micro-cogénération	212
3. Bibliographie	216
Conclusions et prolongements	221
Nomenclature	227
Annexes	231
1. Annexe 1 <i>ENTREES, SORTIES ET PARAMETRES DU MODELE DE L’ANNEXE 42</i>	233
2. Annexe 2 <i>PARAMETRES IDENTIFIES DU MODELE</i>	235
3. Annexe 3 <i>COMPARAISON DES MESURES DE DEBIT PAR DEBITMETRE ET PAR ENERGIE-METRE</i>	237
4. Annexe 4 <i>SCHEMA DU RESEAU MODBUS DU BANC D’ESSAIS</i>	239
5. Annexe 5 <i>DE LA DIFFICULTE D’ADOPTER UN REFERENTIEL COMMUN : LES « BATIMENTS BASSE ENERGIE »</i> ... 240	
6. Annexe 6 <i>BESOINS DE CHAUFFAGE DES BATIMENTS</i>	242
7. Annexe 7 <i>CARACTERISTIQUES DES BATIMENTS « BASSE ENERGIE » MODELISES</i>	246
8. Annexe 8 <i>MODELISATION DES BESOINS EN ECS DE LOGEMENTS</i>	248
8.1. Problématique de la modélisation des besoins en ECS	248
8.2. Profil ECS en logements collectifs	249
8.3. Profils ECS en logements individuels	250
9. Annexe 9 <i>CONTENU CO₂ DE L’ELECTRICITE</i>	252
10. Annexe 10 <i>PUISSANCE THERMIQUE EN PHASE DE REFROIDISSEMENT</i>	256

Chapitre I

Contexte, enjeux et objectifs

1.	Contexte énergétique	3
1.1.	Contexte énergétique mondial.....	3
1.2.	Contexte énergétique national.....	6
1.3.	Production et distribution d'électricité dans le monde	8
1.3.1.	Libéralisation des marchés de l'électricité.....	8
1.3.2.	Production centralisée	8
2.	La micro-cogénération	12
2.1.	Définition de la micro-cogénération	12
2.2.	Analyse énergétique et exergétique	13
2.3.	Technologies de micro-cogénération	16
2.3.1.	Le moteur à combustion interne.....	16
2.3.2.	Turbines à vapeur – Cycle de Rankine – ORC.....	17
2.3.3.	Moteur à Vapeur	18
2.3.4.	Moteur Stirling	19
2.3.5.	Moteur Ericsson	24
2.3.6.	Piles à Combustible	25
2.3.7.	Autres technologies.....	26
2.4.	Développement des technologies de micro-cogénération	27
2.5.	Marché de la micro-cogénération	27
2.6.	Incitations à l'utilisation de la micro-cogénération.....	30
2.6.1.	Dans les pays européens	30
2.6.2.	En France	31
2.7.	Verrous à l'introduction sur le marché français de systèmes de micro-cogénération	32
2.8.	Méthodologie de choix des technologies.....	33
2.9.	Vers un consommateur-producteur acteur ?.....	35
2.10.	Typologie des installations de micro-cogénération.....	36
3.	Problématique de la thèse	37
4.	Plan du mémoire	41
5.	Bibliographie	41

1. CONTEXTE ENERGETIQUE

1.1. CONTEXTE ENERGETIQUE MONDIAL

D'un point de vue historique, les évolutions majeures de l'humanité se sont produites par la conquête de l'énergie. Très rapidement, l'homme a dompté le feu, pour se chauffer, s'éclairer, chauffer des objets et cuire des aliments. On retrouve là trois utilisations essentielles de l'énergie : la transformation en d'autres formes d'énergie (d'énergie chimique en lumière), l'utilisation directe en chaleur, et l'utilisation de cette chaleur pour un process. Le développement des activités humaines, en particulier depuis la révolution industrielle, a conduit à une augmentation importante de la consommation anthropogénique d'énergie.

Plusieurs définitions des termes d'énergie *primaire*, *secondaire*, *finale* et *utile* ont été proposées. La discussion à ce sujet est hors du champ de cette thèse, et nous nous contenterons d'employer ces termes dans leur acceptation par le Ministère en charge de l'énergie (SOeS, 2010a) :

- *l'énergie primaire*, qui est extraite du sol ou issue d'une centrale nucléaire ou hydraulique,
- *l'énergie secondaire*, issue de la conversion sous une forme utilisable d'une énergie primaire, par exemple l'électricité d'origine thermique classique ou les produits pétroliers sortis de raffinerie,
- *l'énergie finale*, qui est consommée dans un équipement ou une installation qui la « dégrade » définitivement, comme une ampoule électrique, un moteur d'automobile, une chaudière, un climatiseur, etc.
- *l'énergie utile*, qui est réellement nécessaire pour le consommateur (c'est-à-dire le produit de l'énergie finale disponible par le rendement de l'équipement).

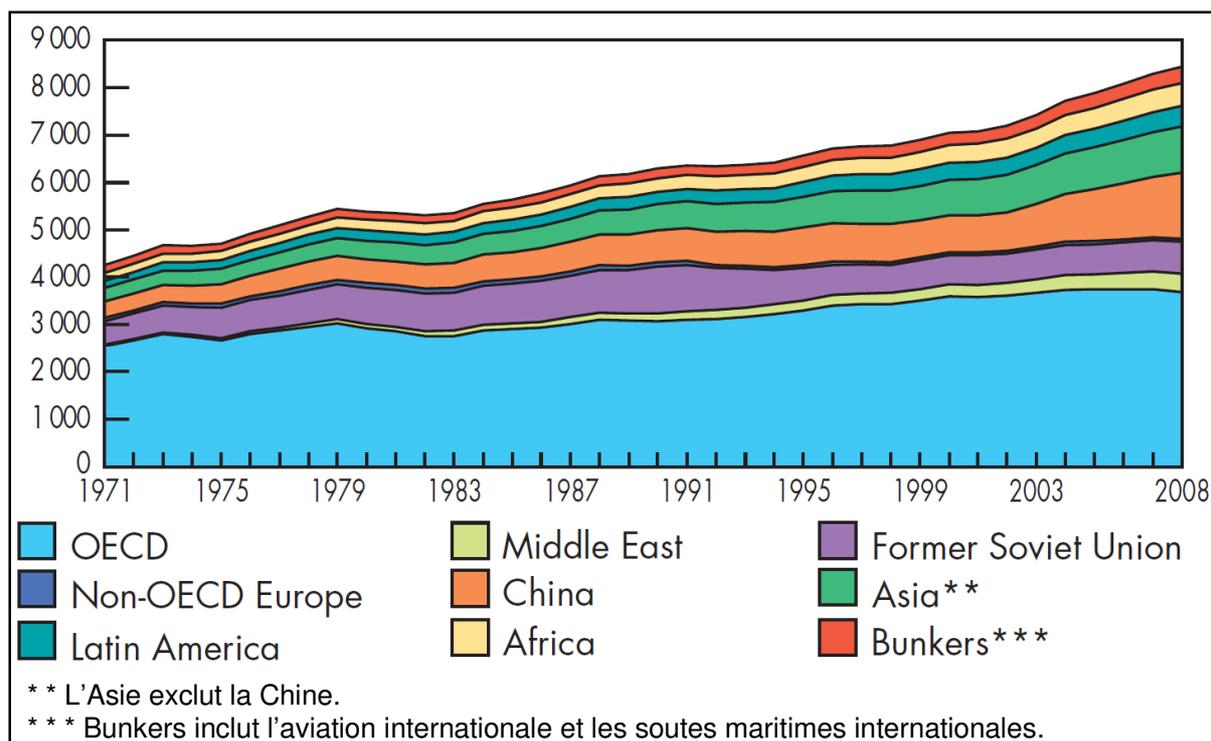


Figure I. 1 - Evolution de la consommation mondiale d'énergie primaire par région de 1971 à 2008 (en Mtep)
 Source : AIE (2010a)

Au cours des quatre dernières décennies, la consommation mondiale d'énergie primaire n'a cessé de croître, comme le montre la Figure I. 1. De plus, les dernières années précédant 2008 sont le théâtre d'une hausse accrue de la consommation énergétique mondiale. La décomposition géographique de la consommation mondiale d'énergie primaire met en évidence que, bien que les pays dits « émergents » présentent une consommation d'énergie primaire de plus en plus élevée liée à leur développement, la consommation des pays de l'OCDE est également croissante depuis 1973.

Cette consommation d'énergie primaire sans précédent dans l'histoire de notre planète n'est pas sans conséquences sur l'environnement. En particulier, l'extraction des ressources naturelles énergétiques est considérable, puisque plus de 80% de cette consommation d'énergie primaire est couverte par des énergies extraites du sol (charbon, pétrole, gaz et nucléaire), comme le montre la Figure I. 2. La part des énergies fossiles dans ce bilan est extrêmement importante et représente plus de trois quart de la consommation mondiale d'énergie primaire.

Pour résoudre le conflit entre utilisation d'énergie et épuisement des ressources naturelles, il apparaît comme essentiel de développer des solutions d'utilisation rationnelle des sources d'énergie primaire.

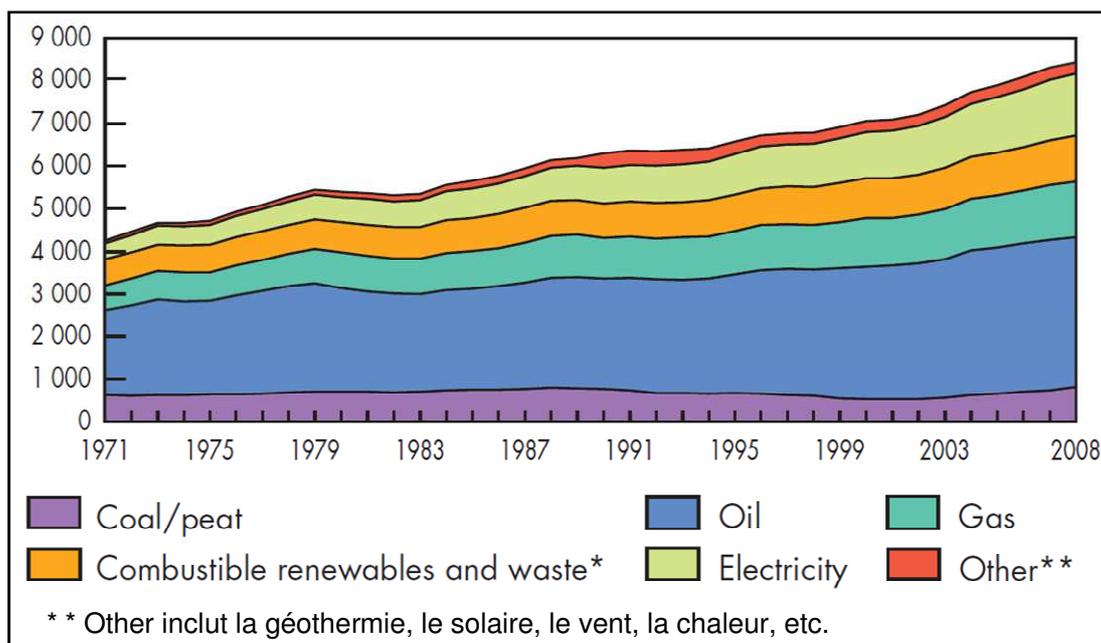


Figure I. 2 - Evolution de la consommation mondiale d'énergie primaire par énergie de 1971 à 2008 (en Mtep)
 Source : AIE (2010a)

Un autre aspect de l'impact environnemental de la consommation anthropogénique d'énergie, en particulier des énergies fossiles, est le rejet dans l'atmosphère de dioxyde de carbone généré par leur combustion. L'analyse de la répartition par secteur des émissions mondiales de CO₂ réalisée par l'AIE (2010b) montre que la génération d'électricité et de chaleur est le secteur le plus émetteur de dioxyde de carbone (voir Figure I.3).

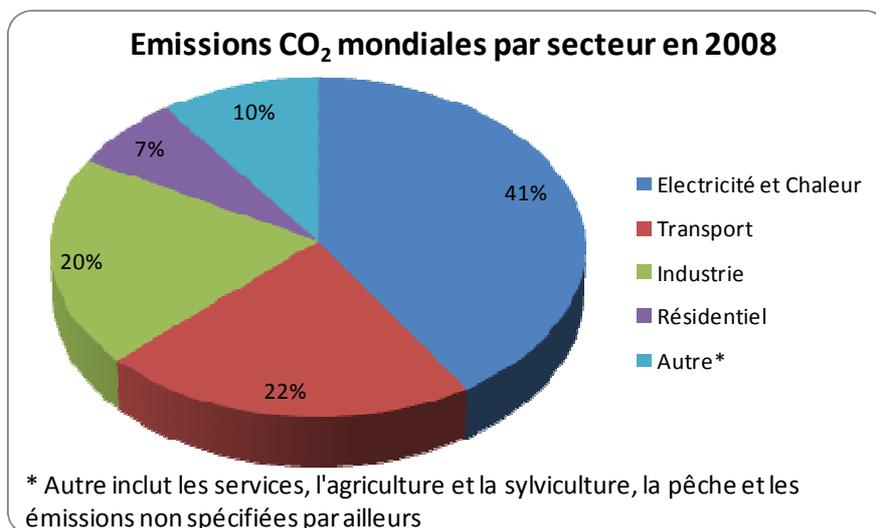


Figure I.3- Emissions CO₂ mondiales par secteur d'activité en 2008
 Données issues de AIE (2010b).

1.2. CONTEXTE ENERGETIQUE NATIONAL

La Figure I.4 détaille la répartition par secteur d'activité des consommations d'énergie finale et des émissions de gaz à effet de serre dues à l'énergie en France pour l'année 2008. Le secteur du bâtiment (résidentiel et tertiaire) est le principal consommateur d'énergie finale avec plus de 40% des consommations. La répartition par source d'énergie des consommations totales françaises d'énergie primaire est précisée sur la Figure I.5. La consommation de pétrole, en recul après les chocs pétroliers des années 1970, se maintient depuis à un niveau relativement constant. En revanche, le recours au gaz naturel et plus encore à l'électricité n'a cessé d'augmenter au cours des dernières décennies.

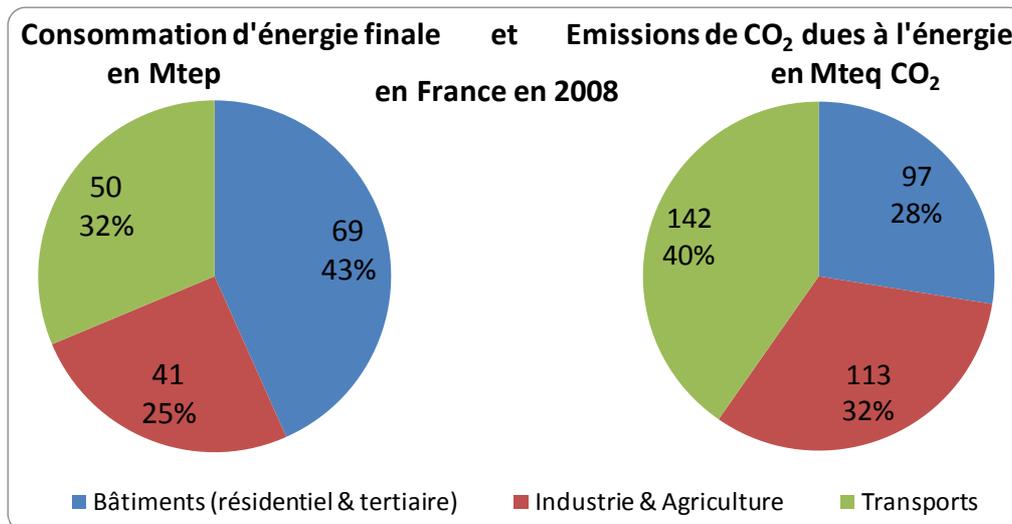


Figure I.4 - Consommation d'énergie finale et émissions de gaz à effet de serre en France en 2008

Source : DGEMP¹

La Figure I.6 précise ces consommations pour le secteur résidentiel et tertiaire. Les énergies les plus consommées dans ces secteurs sont le gaz naturel, en augmentation, et le pétrole (fioul domestique), en perte de vitesse. L'électricité représente une part de plus en plus importante des consommations. Enfin, les énergies renouvelables se maintiennent à un niveau sensiblement constant. Parmi celles-ci, le bois énergie occupe la place prépondérante dans le secteur résidentiel. Près de 40% des maisons individuelles utilisent un appareil au bois comme moyen de chauffage, tels que les cuisinières, cheminées, foyers ouverts ou fermés, chaudières, etc. (MEDAD, 2007). Ainsi, on constate que la longue tradition de combustion du bois en France ne faiblit pas. Les utilisations de cette source d'énergie dans le secteur résidentiel est actuellement en évolution : de cuisinières et cheminées on passe à des poêles ou à des chaudières à bûches ou à granulés.

¹ Sources des données :

- Pour la consommation d'énergie finale :

http://www.statistiques.equipement.gouv.fr/IMG/xls/conso_finale_energie_par_secteur_2008_cle265165.xls

- Pour les émissions de CO₂ dues à l'énergie :

http://www.statistiques.equipement.gouv.fr/IMG/xls/evolutions_des_emissions_totales_en_France_metropolitaine_de_1970_a_2008_cle7db51e.xls

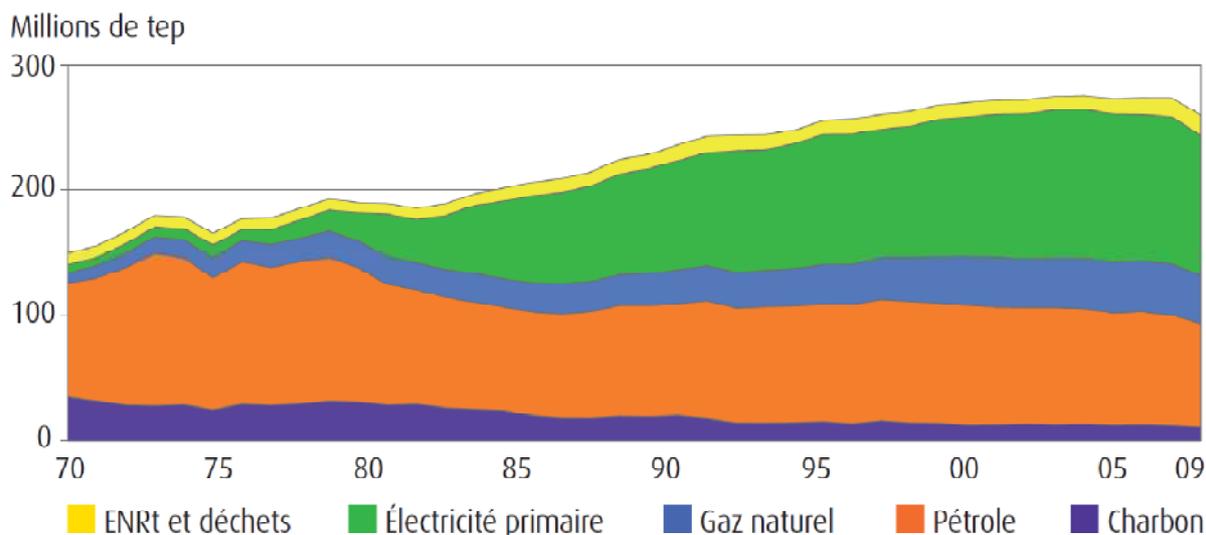


Figure 1.5 - Consommation française d'énergie primaire (corrigée du climat), par énergie

Source : SOeS (2010b)²

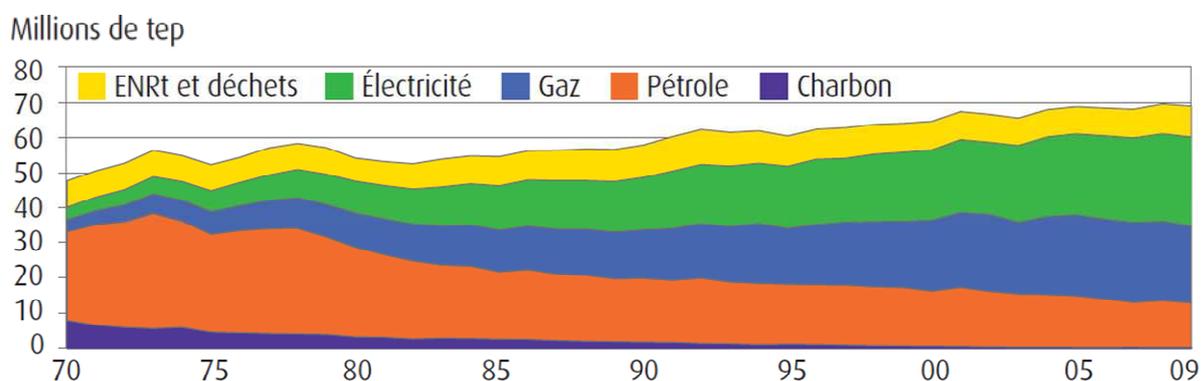


Figure 1.6 - Consommation d'énergie finale dans les secteurs résidentiel et tertiaire français, par énergie

Source : SOeS (2010b)

² L'électricité primaire désigne la quantité d'électricité produite par les centrales nucléaires, hydrauliques et géothermiques (voir paragraphe 1.1), mesurée en MWh. La conversion en tonnes équivalent pétrole (tep) est effectuée de la manière suivante (SOeS, 2010a) :

La méthode acceptée au niveau international (Agence Internationale de l'Énergie, Commission européenne, ONU) conduit à distinguer trois cas :

1. *l'électricité produite par une centrale nucléaire est comptabilisée selon la méthode de « l'équivalent primaire à la production », avec un rendement théorique de conversion des installations égal à 33 % ; le coefficient de substitution est donc $0,086/0,33 = 0,260606\dots$ tep/MWh ;*
2. *l'électricité produite par une centrale à géothermie est aussi comptabilisée selon la méthode de « l'équivalent primaire à la production », mais avec un rendement théorique de conversion des installations égal à 10 % ; le coefficient de substitution est donc $0,086/0,10 = 0,86$ tep/MWh ;*
3. *toutes les autres formes d'électricité (production par une centrale thermique classique, hydraulique, éolienne, marémotrice, photovoltaïque, etc., échanges avec l'étranger, consommation) sont comptabilisées selon la méthode du « contenu énergétique à la consommation », avec le coefficient 0,086 tep/MWh.*

1.3. PRODUCTION ET DISTRIBUTION D'ÉLECTRICITÉ DANS LE MONDE

1.3.1. Libéralisation des marchés de l'électricité

Les marchés de l'électricité connaissent actuellement des transformations majeures. La libéralisation des marchés de l'électricité, auparavant monopole d'état, a entraîné et entraîne dans de nombreux pays européens une restructuration du secteur dans ses dimensions techniques, organisationnelles et même culturelles (Voß et Fischer, 2006). Dans la fourniture d'électricité, les étapes de production, de négoce et de commercialisation sont en effet ouvertes à la concurrence, seuls le transport et la distribution étant encore régulés (voir Figure I.7). Les offres de fourniture d'électricité, même au niveau des particuliers, tendent à modifier le rapport traditionnel fournisseur – client « passif ».

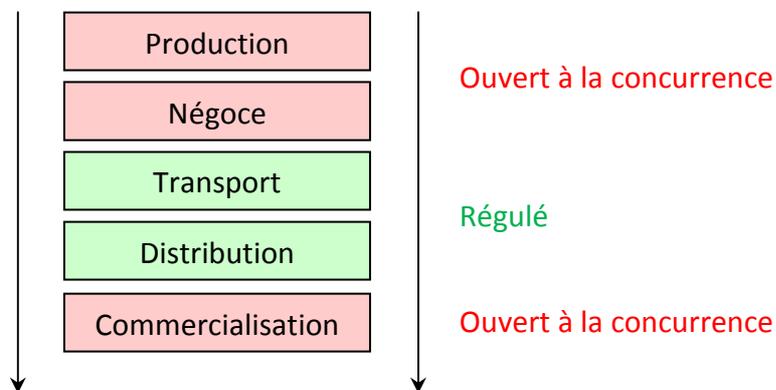


Figure I.7 - Secteurs ouverts à la concurrence dans la chaîne de la fourniture d'électricité

Une des évolutions actuelles du marché de l'électricité concerne l'installation chez les clients de compteurs « intelligents ». Le client peut alors devenir acteur de sa consommation, avec la possibilité à minima de consulter ses consommations au pas de temps $\frac{1}{4}$ d'heure, d'établir ses profils de consommation, voire de visualiser ses consommations en temps réel en ligne, en combinaison avec des modèles de tarification, permettant d'identifier les possibilités d'économie (Oehler, 2009).

1.3.2. Production centralisée

Comme nous l'avons vu plus haut, tant au niveau national que mondial, l'électricité est une forme d'énergie finale de plus en plus utilisée. Elle occupe notamment une place importante dans les consommations du secteur résidentiel et tertiaire (voir par exemple, au niveau national, la Figure I.6).

La production mondiale d'électricité est actuellement dominée par les centrales thermiques utilisant du charbon, du gaz ou du pétrole, et du combustible nucléaire comme source de chaleur. La Figure I.8 montre la part prédominante de ces énergies dans la production mondiale d'électricité. Ce système de production est dit « centralisé », dans la mesure où les centrales utilisées ont des puissances importantes, de l'ordre du gigawatt électrique en sortie de centrale (voir Tableau I. 1).

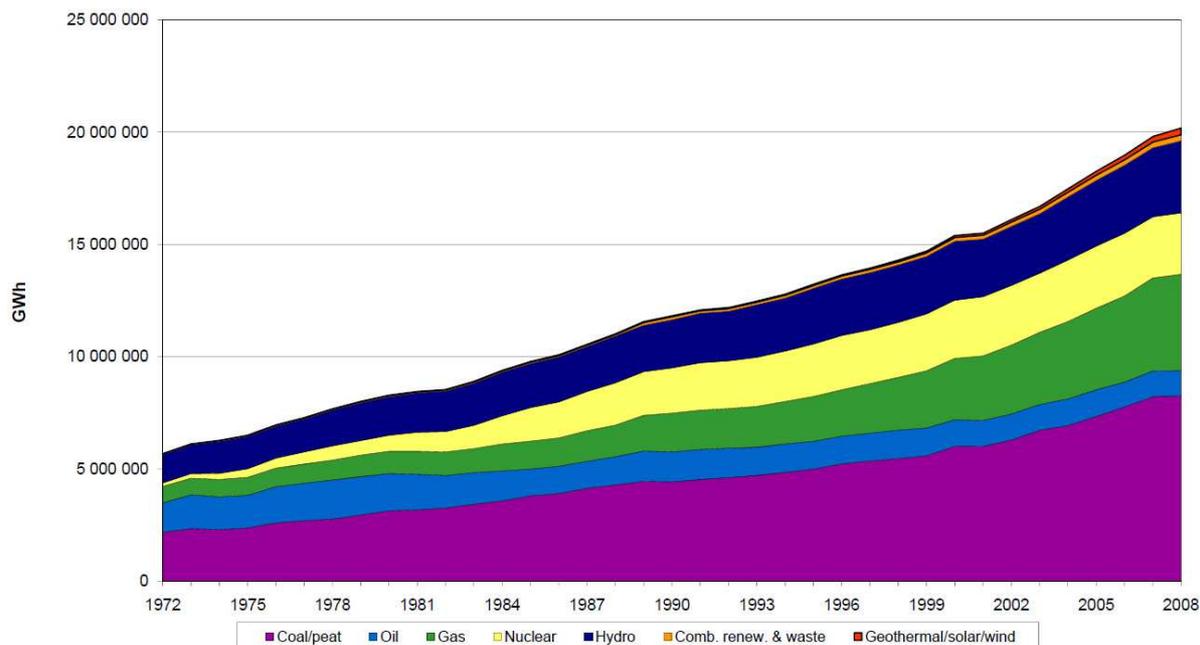


Figure I.8 - Répartition de la production d'électricité par source d'énergie dans le monde

Source : IEA, http://www.iea.org/stats/pdf_graphs/29ELEC.pdf [Consulté le 15.11.2010].

Le mix énergétique français présenté sur la Figure I.9 montre que la production d'électricité est également dominée par les centrales thermiques à flamme, mais le combustible prédominant est le nucléaire qui représente plus des trois quarts de la production nationale d'électricité.

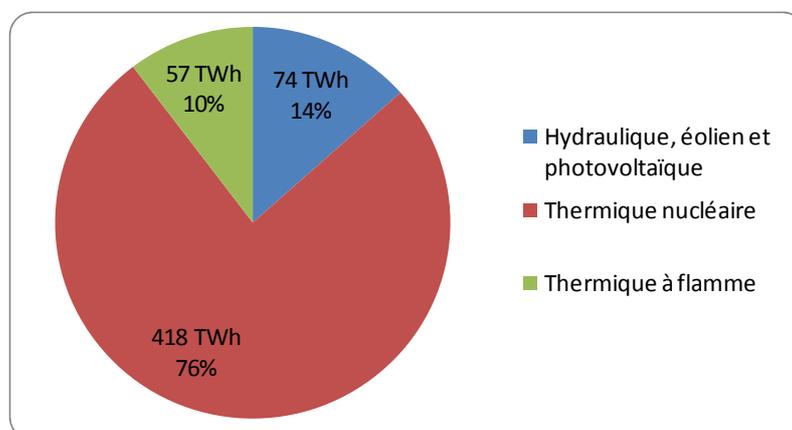


Figure I.9 - Production brute d'électricité en France en 2008

Source des données SOeS (2009)

Les énergies renouvelables en représentent 14%, dont l'hydraulique constitue la part prépondérante. Bien qu'en constante augmentation ces dernières années, l'éolien et le photovoltaïque ont encore une part négligeable dans la production nationale.

L'énergie produite dans les centrales est ensuite distribuée par un réseau électrique comportant plusieurs niveaux de tension. La haute tension, permettant de réduire les pertes en lignes, est adaptée aux transports sur des longues distances. C'est également en haute tension qu'est réalisée l'interconnexion des réseaux nationaux et internationaux, afin de

réduire le risque de défaillances de l’approvisionnement électrique. Ce réseau permet la gestion de l’électricité produite en temps réel à l’échelle européenne. La moyenne tension permet la distribution de l’électricité dans les pôles géographiques de consommation. Enfin, les consommateurs domestiques, commerciaux ou petits industriels sont raccordés au réseau basse tension (Oehler, 2009).

La Décision de la Commission du 21 décembre 2006 (Official Journal of the European Union, 2007) fait état de pertes de l’ordre de 14% entre le réseau haute tension et le réseau basse tension, puisque le facteur de correction au titre des pertes évitées sur le réseau pour l’électricité produite et consommée sur place à une tension inférieure à 400 V est de 0,860.

Forme d’énergie d’origine	Procédé technologique	Rendement de production maximal	Ordre de grandeur de puissance
Energie chimique : combustible	Centrale à vapeur (Cycle de Rankine)	45 %	1000 MW _{él}
Energie nucléaire	Centrale nucléaire	36 %	1500 MW _{él}
Energie chimique : combustible	Turbine à gaz	39 %	300 MW _{él}
Energie chimique : combustible	Cycle combiné gaz (Turbine à gaz et turbine à vapeur)	60 %	400 MW _{él} ³
Energie chimique : hydrogène	Pile à combustible	60 %	-
Energie mécanique	Générateur	98 %	-

Tableau I. 1- Rendements maximaux réalisables avec les technologies actuelles de production d’électricité

Source : Adapté de Zahoransky (2009).

Les rendements maximaux obtenus avec les moyens de production centralisée d’électricité actuels sont présentés dans le Tableau I. 1. Variant entre 36 % pour les centrales nucléaires et 60 % pour les cycles combinés à gaz, ces rendements mettent en exergue qu’une partie non négligeable de l’énergie en entrée de centrale est dissipée sous forme de pertes thermiques évacuées vers l’environnement extérieur, par exemple dans les tours de refroidissement des centrales nucléaires.

Le bilan de la production d’électricité centralisée en termes de rendement global est ainsi très défavorable, comme le présente la Figure I.10. A peine plus de 31% de l’énergie primaire utilisée pour la production d’électricité est effectivement délivrée aux consommateurs finaux sous forme d’électricité.

³ Puissance d’une turbine à gaz à cycle combiné. Les centrales à cycle combiné gaz associent souvent plusieurs turbines en parallèle, multipliant ainsi la puissance de sortie de centrale.

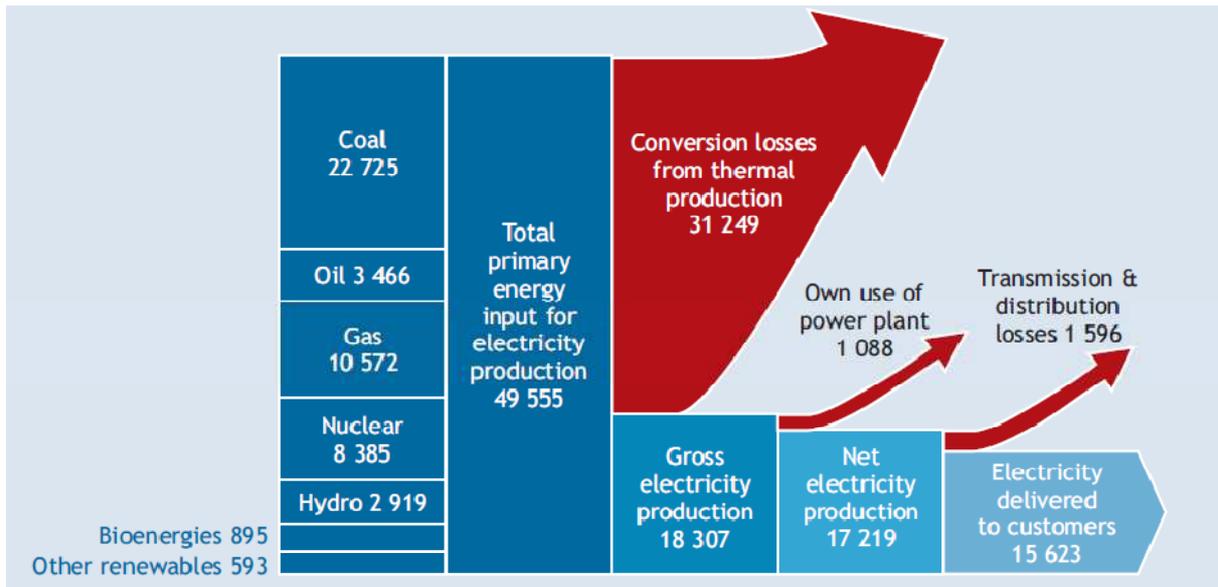


Figure I.10 - Flux énergétiques dans le système global d'électricité (en TWh)

Source : IEA (2008).

Par ailleurs, les moyens de production centralisée représentent un investissement important, d'une durée de vie limitée. Le parc européen de centrales thermiques est vieillissant, amenant à reconsidérer les investissements nécessaires. En Allemagne par exemple, plus du tiers de la capacité de production actuelle doit être remplacé d'ici 2020 (Pehnt *et al.*, 2006).

En France, une partie du parc nucléaire subit actuellement sa troisième visite décennale de l'Autorité de Sûreté Nucléaire, organisme assurant, au nom de l'Etat français, le contrôle du nucléaire. Or ces centrales avaient été originellement commissionnées pour une durée de vie de vingt-cinq à trente ans (Chevalier, 2003). Moyennant des investissements conséquents en maintenance et en entretien, on estime que cette durée pourrait être comprise entre quarante et soixante années en fonction des centrales. Néanmoins, les premiers arrêts de centrales pourraient intervenir dès les années 2020.

Le remplacement des capacités de production est un facteur d'évolution des technologies, en forçant la concurrence entre les moyens conventionnels et les nouvelles technologies de production.

La hausse de la demande d'électricité, l'ouverture des marchés de l'électricité à la concurrence et le nécessaire remplacement des moyens conventionnels de production font que les marchés de l'électricité sont aujourd'hui plus que jamais préparés à l'émergence et à la propagation de dispositifs de production décentralisée d'électricité, parmi lesquels les mini- et micro-cogénérations.

Deux autres technologies de production décentralisée d'électricité ont connu une expansion sans précédent au cours des dernières décennies : l'éolien et le photovoltaïque. Cette montée en puissance a montré que le réseau est capable de supporter les moyens de production décentralisée.

2. LA MICRO-COGENERATION

2.1. DEFINITION DE LA MICRO-COGENERATION

Les principes technologiques de la cogénération sont connus et maîtrisés de longue date. Ainsi, au début du XX^e siècle, de nombreuses cogénérations alimentaient des maisons et des sociétés en chaleur et en électricité (Pehnt *et al.*, 2006).

Dans le paragraphe précédent, nous avons discuté du faible rendement global de la production centralisée ; voir en particulier le Tableau I. 1 et la Figure I.10. Un moyen simple d'augmenter ce rendement consiste à valoriser l'énergie thermique non transformée en énergie mécanique dans les cycles thermodynamiques moteurs à la base des centrales thermiques ; c'est la cogénération. Elle évite la dissipation d'une partie de l'énergie thermique sous forme de pertes, sans pénaliser le rendement électrique ou mécanique du cycle.

Ces pertes sont en partie valorisables sous forme d'énergie thermique, la proportion ainsi valorisée dépendant du niveau de température désiré. Les centrales de cogénération mettent à profit ce principe, en valorisant la chaleur produite lors de la production d'électricité à destination d'un réseau de chaleur ou d'un process industriel.

De nombreux auteurs ont proposé une définition de la cogénération (voir, par exemple, ASHRAE, 2000 ou Pehnt *et al.*, 2006). Nous retenons la définition suivante, adaptée des auteurs cités :

La cogénération est la production simultanée d'énergie électrique ou mécanique et d'énergie thermique utilisable (chaleur et/ou froid), à partir d'une source unique d'énergie.

Les mini- et micro-cogénérations sont différenciées par leur puissance électrique. Le Tableau I. 2 indique la segmentation de puissance en Europe et en France.

	Puissance électrique [kW _{él}]						
	0	15	36	50	215	1000	10000
Directive 2004/8/EC	Micro-cogénération		Petite cogénération		Cogénération		
Segmentation du parc français ⁴	Micro		Mini		Petite	Moyenne	Grosse

Tableau I. 2 - Segmentation des dénominations de cogénération en fonction des puissances électriques en Europe et en France

La micro-cogénération est une cogénération de très petite puissance, adaptée à une installation couplée au réseau basse tension. En France, la limite de raccordement est de 36 kW pour le « tarif bleu » (destiné aux particuliers), ce qui donne la limite des micro-cogénérations. La Directive 2004/8/EC fixe la limite de la micro-cogénération à 50 kW_{él}.

Cependant, nous proposons, à la suite de Pehnt *et al.* (2006), de limiter le cadre de la micro-cogénération aux puissances inférieures à 15 kW. Ainsi, la définition de la micro-cogénération retenue est la suivante :

⁴ Source : Canal (2011).

La micro-cogénération est la génération simultanée de chaleur, ou de froid, et d'électricité dans un bâtiment, par un module unique d'une puissance maximale de 15 kW_{él}. La chaleur est consommée localement et l'électricité peut être consommée localement ou revendue au réseau.

Les principaux arguments en faveur de la limite à 15 kW_{él} sont les suivants :

- Les cogénérations inférieures à 15 kW_{él} sont à destination de bâtiments uniques, comme des maisons individuelles, des logements, des petits bâtiments tertiaires (hôtels, bureaux, chambre d'hôtes, maisons de retraite, etc.)
- Les systèmes de petite puissance (<15 kW_{él}) diffèrent des autres cogénérations dans les contrats associés, le mode de conduite de l'installation, le comportement du consommateur et la distribution électrique. Ils peuvent être raccordés directement au réseau électrique (Simader *et al.*, 2006). Les barrières à la mise en place de tels systèmes sont plus importantes que pour les autres cogénérations (voir paragraphe 2.3). L'électricité est le co-produit, la finalité essentielle restant la couverture des besoins thermiques du bâtiment.

Les principes technologiques à l'origine de la micro-cogénération ont été posés aux XVIII^e et XIX^e siècles avec l'invention des moteurs à vapeur et Stirling respectivement. Cependant, les technologies matures sont apparues sur le marché ces dernières décennies, et plusieurs technologies font actuellement l'objet d'attention en recherche et développement, comme les moteurs à combustion interne, les moteurs Stirling, les cycles de Rankine, les turbines à gaz ou les piles à combustible. Ces technologies sont principalement destinées à être implantées dans les secteurs résidentiel et tertiaire.

Le paragraphe 2.3 examine ces différentes technologies de micro-cogénération. L'état actuel de développement des technologies est présenté dans le paragraphe 2.4. Enfin, le marché de la micro-cogénération en 2010 est discuté en 2.5.

2.2. ANALYSE ENERGETIQUE ET EXERGETIQUE

L'analyse du rendement d'un système est habituellement effectuée sur la conversion d'énergie opérée : c'est un rendement *énergétique*.

Pour une installation de micro-cogénération, deux rendements énergétiques sont définis : le rendement électrique $\eta_{él}$ par (I. 1), et le rendement thermique η_{th} par (I. 2).

$$\eta_{él} = \frac{P_{él}}{\dot{Q}} \quad (I. 1)$$

$$\eta_{th} = \frac{P_{th}}{\dot{Q}} \quad (I. 2)$$

Lors de la conversion entre différentes formes d'énergie, il y a souvent des pertes d'énergie (voir par exemple pour la production d'électricité le Tableau I. 1). Cependant, comme l'environnement physique est souvent ignoré, le rendement énergétique peut devenir supérieur à 1. Un exemple est donné sur la Figure I.11 pour la pompe à chaleur ; on parle alors de coefficient de performance et non plus de rendement. La pompe à chaleur dispose d'une quantité presque illimitée d'énergie thermique « gratuite » dans son environnement,

mais à basse température. Une source thermique à basse température est plus difficilement utilisable qu'une source à température plus élevée, elle a donc une qualité inférieure.

La théorie de l'exergie a été développée pour prendre en compte cette notion de qualité de l'énergie. Le rendement exergetique permet de quantifier ce que l'on appelle qualitativement dégradation de l'énergie.

L'*exergie* représente la part de l'énergie qui peut être convertie en toute autre forme d'énergie. L'exergie ne peut être créée, elle peut être uniquement consommée ou détruite. L'exergie est toujours conservée au cours d'une transformation réversible et toujours consommée dans une transformation irréversible (Wall, 1977). Ainsi, le rendement exergetique est toujours inférieur à 1.

Par définition, l'exergie est le travail maximal qu'il est possible d'obtenir à partir de la transformation thermodynamique d'un système, à l'aide d'opérations réversibles (Borel & Favrat, 2005).

Il découle de la définition précédente que l'exergie contenue dans une quantité d'électricité ou de travail mécanique est égale à leur énergie.

En ce qui concerne l'énergie thermique, l'exergie est par conséquent le travail maximal qu'il est possible d'obtenir à partir de l'énergie reçue d'une source thermique i à l'aide d'un cycle *réversible* (en d'autres termes, sans pertes) fonctionnant entre les températures T_i de la source et T_a de l'atmosphère (Borel & Favrat, 2005).

Pour une micro-cogénération, le rendement exergetique est défini par (I. 3).

$$\eta_{ex} = \frac{P_{él} + \dot{Q}_{th} \left(1 - \frac{T_a}{T_W}\right)}{\dot{Q}_{Gaz} \left(1 - \frac{T_a}{T_F}\right)} \quad (I. 3)$$

où T_a est la température de l'atmosphère,
 T_W la température de l'eau de refroidissement, et
 T_F la température de combustion.

L'analyse exergetique de transformations énergétiques, en complément de l'analyse énergétique, permet ainsi de mettre en évidence les dégradations principales de qualité de l'énergie, comme l'illustre la Figure I.11 pour quatre systèmes de conversion. Elle montre la différence entre les flux énergétiques et exergetiques, et les rendements associés.

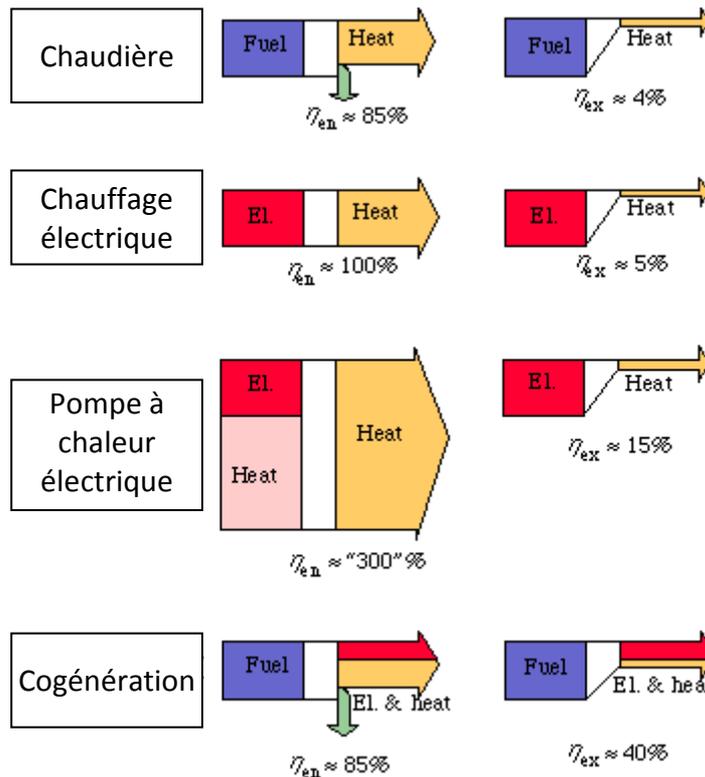


Figure I.11 – Rendement énergétique et exergétique d’une chaudière, d’un chauffage électrique direct (par effet Joule), d’une pompe à chaleur et d’une cogénération
Source : Wall (1977)

Une chaudière a un rendement énergétique de l’ordre de 85%, à cause des pertes par les fumées et les parois. Cependant, son rendement exergétique est de l’ordre de 4%, car la différence de température entre la source chaude (flamme à environ 1000°C) et la source froide (eau à 60°C) n’est pas exploitée pour produire du travail (Wall, 1977).

Un chauffage électrique direct par effet Joule a un rendement énergétique de 100%, et une pompe à chaleur électrique, si l’on ne tient pas compte de son environnement, peut avoir un coefficient de performance bien supérieur à 1. Le rendement exergétique est bien inférieur, respectivement de l’ordre de 5 et 15% du fait de la dégradation d’une énergie à haute teneur exergétique en énergie thermique à des niveaux de température faibles, donc à valeur exergétique faible.

Pour une cogénération, le rendement énergétique se situe au même niveau que celui d’une chaudière, mais le rendement exergétique est bien meilleur (de l’ordre de 40%), du fait de la production d’électricité de contenu exergétique élevé. Ce rendement exergétique amélioré traduit une dégradation d’exergie moins importante, et donc une utilisation plus rationnelle du combustible d’entrée.

La conduite d’une analyse exergétique complète d’un système de micro-cogénération dépasse le cadre de cette thèse, mais il en constitue néanmoins un prolongement intéressant.

2.3. TECHNOLOGIES DE MICRO-COGENERATION

2.3.1. Le moteur à combustion interne

Le moteur à combustion interne produit de l'énergie mécanique à partir de la détente des gaz d'une combustion ayant lieu dans une chambre intégrée au moteur. Pour les applications de micro-cogénération, le moteur entraîne un générateur électrique et la chaleur provenant des gaz d'échappement, de l'eau de refroidissement et de l'huile est récupérée. La Figure I. 12 présente un logigramme de fonctionnement d'un moteur à combustion interne. On distingue deux catégories de moteurs à combustion interne :

Les moteurs à allumage par compression, fonctionnant selon le cycle thermodynamique de Diesel, peuvent utiliser du biodiesel, de l'huile de colza, du fioul domestique (FOD) ou du fioul lourd comme combustible.

Les moteurs à allumage par étincelle, décrivant le cycle thermodynamique de Otto ou de Beau de Rochas (Figure I. 13), utilisent préférentiellement du gaz naturel ou du biogaz, mais peuvent fonctionner avec un gaz de pétrole liquéfié (GPL – propane ou butane) ou avec de l'essence. Ils présentent un rapport électricité/chaleur inférieur aux cycles de Diesel, mais un rendement énergétique global supérieur (Simader *et al.* 2006).

Les moteurs à combustion interne de puissance inférieure à 30 kW_{él} sont souvent à cycle de Beau de Rochas, i.e. à allumage par étincelle (Knight & Ugursal, 2005).

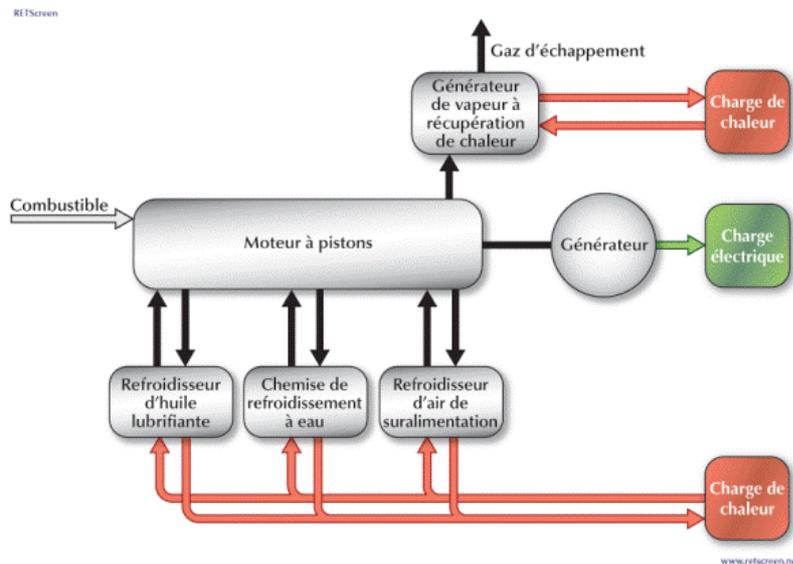


Figure I. 12 - Diagramme des flux d'un moteur à combustion interne
Source : RETScreen (2008)

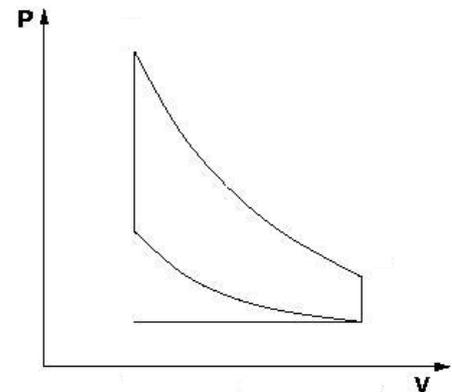


Figure I. 13- Cycle thermodynamique de Beau de Rochas

- Avantages et inconvénients

La technologie de moteur à combustion interne est maîtrisée de par son omniprésence dans la vie quotidienne, et notamment dans le secteur de l'automobile. Ces moteurs ont un rapport énergie mécanique/chaleur élevé.

Les inconvénients sont le niveau sonore généré par son fonctionnement, le besoin de maintenance important et le niveau élevé d'émissions de polluants.

2.3.2. Turbines à vapeur – Cycle de Rankine – ORC

- **Turbines à vapeur – Cycle de Rankine**

Les cycles de turbine à vapeur utilisent comme fluide de travail la vapeur produite par un générateur séparé, qui peut être alimenté avec tout combustible.

La Figure I. 14 présente le logigramme classique de telles turbines, et la Figure I. 15 présente leur cycle thermodynamique théorique, le cycle de Rankine.

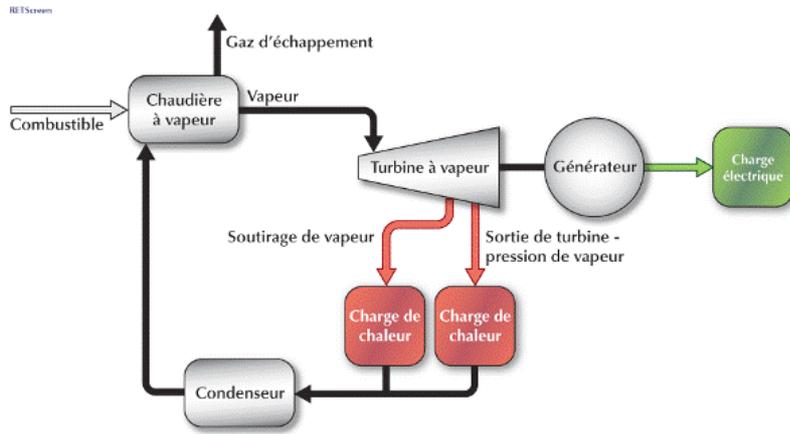


Figure I. 14- Diagramme des flux d'une turbine à vapeur
Source : RETScreen (2008)

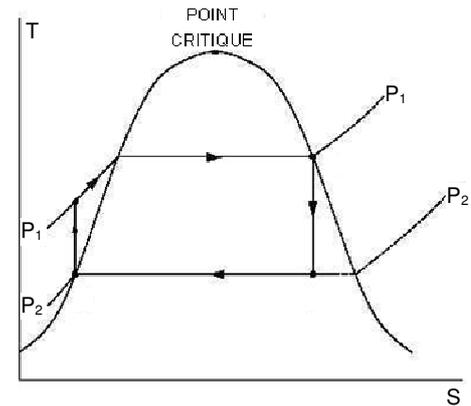


Figure I. 15- Cycle thermodynamique de Rankine

Les turbines à vapeur sont utilisées pour les puissances électriques importantes. Pour les micro-cogénérations, les cycles thermodynamiques de Rankine sont exploités avec d'autres fluides de travail que la vapeur par des cycles de Rankine organiques, et par les moteurs à vapeur (voir paragraphe 2.3.3) fonctionnant à pistons.

- **Cycle de Rankine Organique (ORC)**

Le cycle de Rankine organique est une variante du cycle de Rankine, qui n'en diffère pas sur le plan thermodynamique (le cycle est donc identique à celui de la Figure I. 15), mais concernant le fluide de travail, qui est un composé organique à haute masse moléculaire, par exemple à base de silicone. La vapeur de fluide organique se détend dans une turbine et est condensée dans un échangeur par l'eau de refroidissement. Le condensat est pompé dans l'évaporateur, qui ferme ainsi le cycle. En variante au cycle de Rankine classique, un échangeur récupérateur (ou économiseur) permet l'échange d'énergie thermique entre le fluide à la sortie de la pompe et le fluide à la sortie de la turbine, réduisant ainsi les quantités d'énergie mises en jeu à la chaudière et au condenseur.

La source chaude est un échangeur de chaleur entre ce fluide de travail et une huile thermique, cette dernière servant d'intermédiaire entre la chambre de combustion et le fluide de travail, pour éviter les montées en puissance non contrôlées.

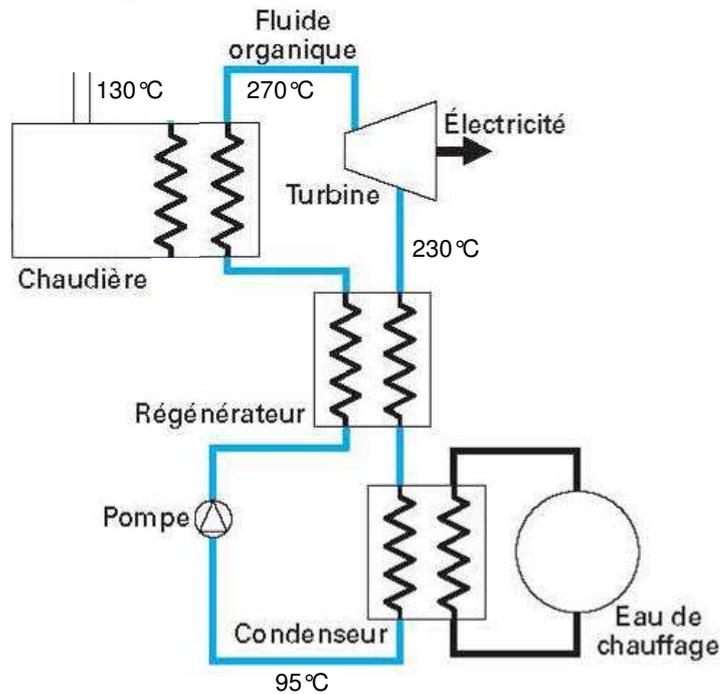


Figure I.16 - Cycle Organique de Rankine

Adapté de Rogauze (2005)

- Avantages et inconvénients

Les cycles de Rankine organiques permettent d'exploiter avec une bonne efficacité des sources chaudes de température faible pour produire de l'électricité dans une large gamme de puissance. Ils requièrent peu de maintenance, ont un fonctionnement silencieux et un bon rendement à charge partielle.

Néanmoins, les applications existantes sont de puissances élevées, principalement pour de la cogénération biomasse ou géothermique (Simader *et al.*, 2006).

2.3.3. Moteur à Vapeur

Le moteur à vapeur est alimenté directement par la vapeur produite par un générateur. Le cycle thermodynamique est également celui de Rankine (Figure I. 15). La détente a lieu non pas dans une turbine, mais dans les chambres situées de part et d'autre d'un piston. Celles-ci sont reliées alternativement à l'alimentation en vapeur haute pression puis à l'échappement par le biais d'un distributeur, générant ainsi un mouvement alternatif du piston.

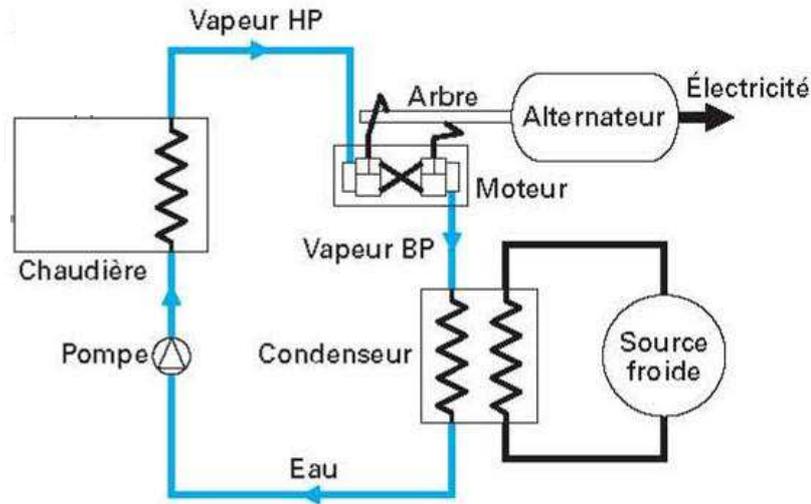


Figure I.17- Moteur à vapeur
Adapté de Rogaume (2005)

- Avantages et inconvénients

L'apport de chaleur externe au cycle permet l'utilisation de nombreux combustibles (gazeux, liquides, ou solides) ou d'autres sources de chaleur (solaire par exemple). La combustion, maîtrisée dans un brûleur, présente des niveaux d'émissions de polluants comparables à ceux d'une chaudière classique.

Le nombre de pièces en mouvement est limité au piston, réduisant ainsi les besoins de maintenance et le niveau de bruit.

Le rendement électrique des machines à cycle de Rankine est généralement faible, d'un ordre de grandeur de 12% à un maximum de 20% (Pehnt *et al.*, 2006).

2.3.4. Moteur Stirling

2.3.4.1. Principe de fonctionnement

Ce moteur est à chauffage externe. Le fluide de travail reçoit la chaleur au travers d'un échangeur de chaleur à fluides non mélangés et suit un cycle fermé. Ainsi, la source chaude peut être constituée par toute source de chaleur, qu'elle provienne d'une combustion ou d'un autre dispositif, comme un capteur solaire par exemple.

La Figure I.18 présente le cycle thermodynamique théorique d'un moteur Stirling en diagrammes (p,V) et (T,S). Le cycle bitherme est constitué par deux isochores reliées par deux isothermes. Les quatre transformations subies par le gaz de travail sont les suivantes :

- Une compression isotherme (transformation 1 – 2) : le fluide reçoit du travail mécanique et cède la chaleur Q_2 à la source froide.
- Un chauffage isochore (2 – 3) : le fluide reçoit la chaleur q_1 du régénérateur.
- Une détente isotherme (3 – 4) : le fluide cède du travail mécanique et reçoit la chaleur Q_1 de la source chaude.
- Un refroidissement isochore (4 – 1) : le fluide cède la chaleur q_2 du régénérateur.

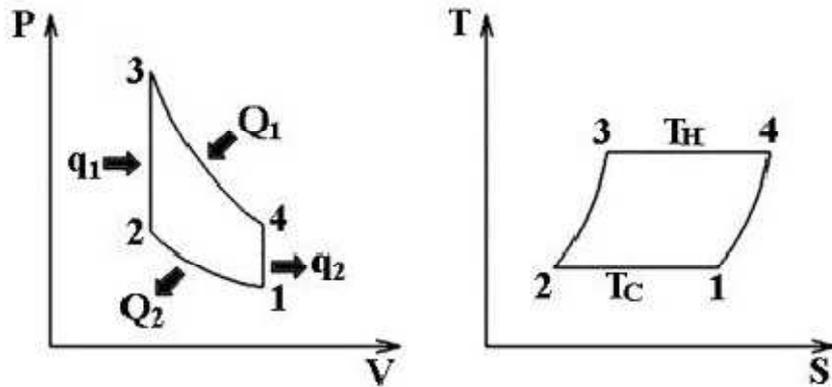


Figure I.18 - Cycle thermodynamique de Stirling

Technologiquement, un moteur Stirling est constitué d'une chambre chaude à T_H et d'une chambre froide à T_C , séparée par un piston déplaceur dont le rôle consiste à amener le fluide de travail au contact de chacune des chambres. Un piston moteur assure la compression et la détente du fluide et permet la transmission d'énergie mécanique.

L'originalité de l'invention du « moteur à air chaud » de Robert Stirling en 1816 réside dans le régénérateur de chaleur. Cette pièce, insérée entre les chambres chaude et froide, est traversée par le fluide à chaque changement de chambre. Elle emmagasine et restitue alternativement la chaleur échangée par le fluide, et permet d'améliorer ainsi le rendement global de l'installation en minimisant les quantités d'énergie mises en œuvre de part et d'autre. Elle est généralement constituée d'une céramique ou d'un métal poreux, permettant d'emmagasiner rapidement de l'énergie thermique.

2.3.4.2. Les différents types de moteurs Stirling

Il existe un grand nombre de moteurs Stirling. On peut cependant les classer en fonction de leur configuration géométrique, auquel cas on distingue 3 types (Bonnet, 2005).

- Le moteur Alpha - Figure I.19

Dans ce moteur bicylindre, chaque cylindre est relié à une source thermique. Le passage du gaz de l'un à l'autre s'effectue au travers du régénérateur.

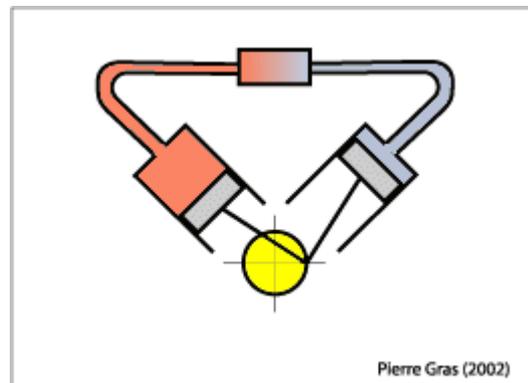


Figure I.19 - Moteur Stirling Alpha

Source : <http://www.moteurstirling.com/>

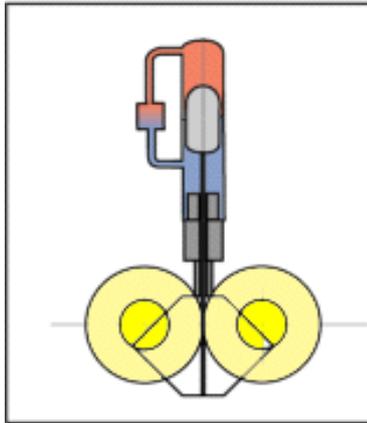


Figure I.20 - Moteur Stirling Béta

Source : <http://www.moteurstirling.com/>

- Le moteur Gamma - Figure I.21

Dans ce moteur, on retrouve les deux fonctions des pistons de travail et déplaceur du type Béta. Le piston déplaceur joue là encore le rôle de régénérateur. En revanche les deux pistons sont dissociés dans des chambres différentes.

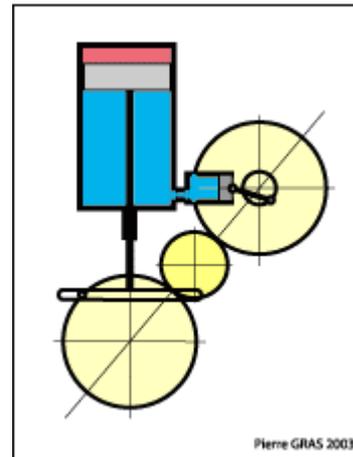


Figure I.21 - Moteur Stirling Gamma

Source : <http://www.moteurstirling.com/>

2.3.4.3. Fonctionnement du moteur Stirling de l'Hybris Power

Ce paragraphe identifie technologiquement les transformations thermodynamiques décrites ci-dessus aux quatre phases de fonctionnement d'un moteur Stirling réel de type bêta. Le chapitre III s'intéresse à la caractérisation expérimentale d'une micro-cogénération à moteur Stirling, l'Hybris Power distribué par De Dietrich. Le moteur Stirling mis en œuvre dans cette unité de micro-cogénération est un moteur à piston libres, agencé dans une configuration Béta. Une schématisation de ce moteur est présentée au Chapitre III (Figure III. 11). Cette schématisation est reprise dans la Figure I. 22 pour illustrer les quatre phases de fonctionnement du moteur Stirling qui sera étudié expérimentalement.

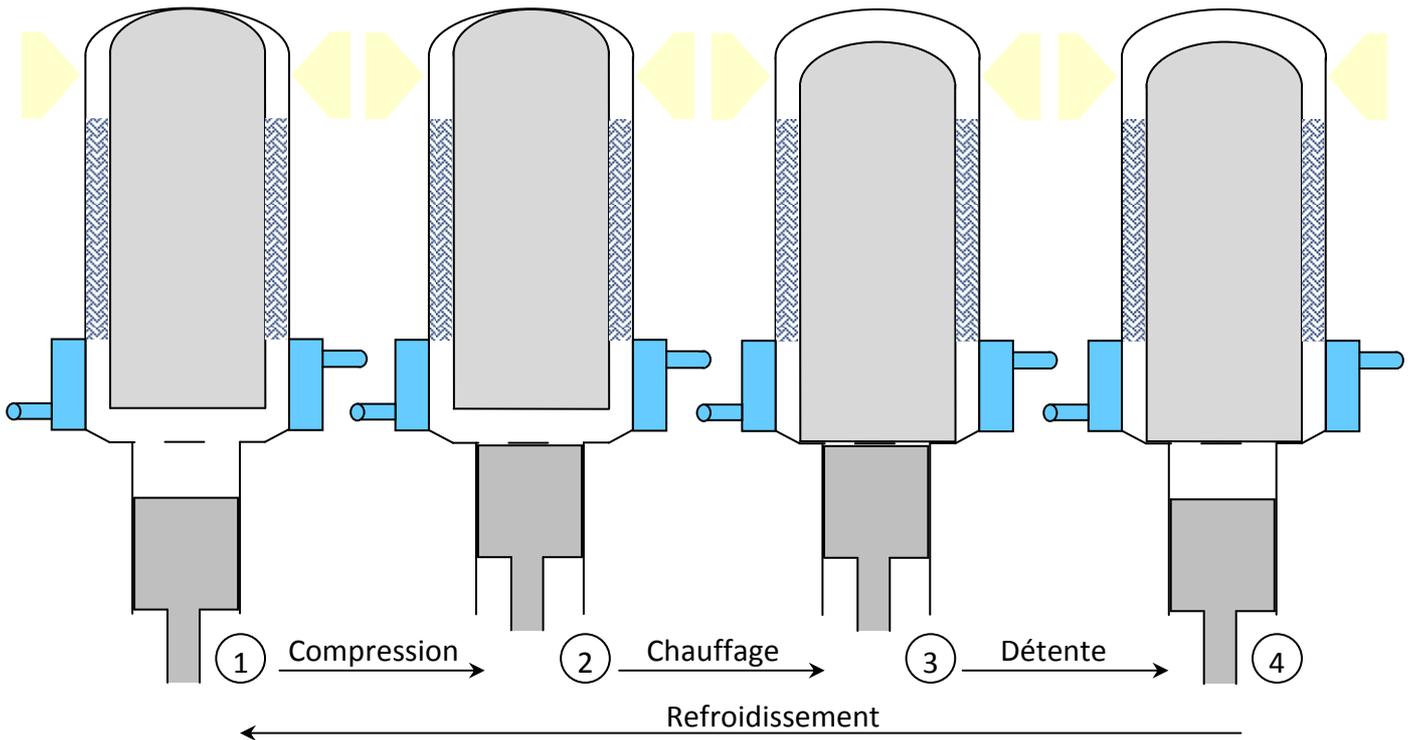


Figure I. 22 - Représentation schématique des quatre phases de fonctionnement du moteur Stirling de l'Hybris Power

- 1 2 : Le gaz de travail, situé dans la source froide, est comprimé par le piston de travail. La circulation d'eau dans l'échangeur bas pendant cette phase assure concomitamment le refroidissement du gaz. La compression est alors réputée réalisée à température constante, c'est-à-dire isotherme.
- 2 3 : Le piston déplaceur refoule le fluide vers la source chaude, en le contraignant à circuler dans le régénérateur. Le fluide échange avec le régénérateur initialement chaud, et s'échauffe pendant que le régénérateur se refroidit. Le piston de travail reste immobile durant cette phase, ainsi ce chauffage est isochore, à volume constant.
- 3 4 : Le gaz de travail échange de la chaleur avec la source chaude, assurée par la combustion du gaz naturel. Au contact de la source chaude, le volume du gaz de travail augmente, ce qui repousse le piston de travail en fournissant de l'énergie mécanique. Durant la détente, le gaz de travail puise de l'énergie thermique de la source chaude : la détente est isotherme, réalisée à température constante.
- 4 1 : Le piston déplaceur refoule le gaz vers la chambre froide, en le contraignant à traverser le régénérateur initialement froid. Le gaz se refroidit en échangeant de l'énergie thermique avec le régénérateur, qui revient à son état initial. Le piston de travail reste en position basse durant ce refroidissement, qui est donc isochore.

Les quatre phases décrites ci-dessus constituent le déroulement théorique, ou idéal, du cycle de Stirling. En réalité, les phases de travail ne sont pas dissociées, car cela conduirait à un fonctionnement saccadé de la machine. Les pistons sont animés d'un mouvement sinusoïdal. Ainsi, ils ne sont pas réellement à l'arrêt durant une phase donnée de fonctionnement, mais sur la partie plate de la courbe sinusoïdale. Par exemple, durant le chauffage réputé isochore (phase 2 3), le piston de travail termine lentement sa remontée au début de la phase, comprimant encore le gaz de travail, s'arrête, puis commence sa redescente en détendant

légèrement le gaz. Par conséquent, le cycle réel de la machine s'apparente à celui vu dans le paragraphe suivant.

2.3.4.4. Cycle de Stirling réel

L'analyse du cycle de Stirling montre l'utilité du régénérateur de chaleur. Toute l'énergie stockée-libérée par le régénérateur est en effet à déduire à la fois de l'apport d'énergie thermique dans la chambre chaude et de sa récupération dans la chambre froide, limitant ainsi les transferts thermiques et maximisant l'efficacité du cycle.

Si le régénérateur est parfait, c'est-à-dire si la quantité de chaleur cédée au régénérateur par le fluide de travail durant la phase de refroidissement isochore est la même que celle reçue par le fluide du régénérateur durant la phase de chauffage isochore, alors les seuls transferts de chaleur entre le moteur et son environnement sont :

- la chaleur Q_1 reçue par le fluide de travail de la source chaude durant la détente isotherme à T_C , et
- la chaleur Q_2 cédée par le fluide à la source froide durant la compression isotherme à T_C .

Dans ce cas, l'apport et le rejet de chaleur sont effectués à températures constantes, ce qui permet au cycle de Stirling théorique d'avoir un rendement $\eta_{Stirling}$ identique à celui du cycle de Carnot, défini par (I. 4).

$$\eta_{Stirling} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (I. 4)$$

Atteindre cette limite implique un transfert de chaleur réversible entre régénérateur et fluide de travail. Cela exige en principe que la matière du régénérateur ait soit une masse infinie, soit une capacité thermique infinie.

En réalité, le cycle décrit dans un moteur Stirling est différent du cycle théorique. Des irréversibilités sont présentes lors du fonctionnement du moteur, et les pistons décrivent un mouvement continu. Ainsi, les quatre phases présentées précédemment ne sont pas strictement séparées. C'est pourquoi le diagramme indicateur relevé expérimentalement sur un moteur Stirling, présenté sur la Figure I.23, est plus arrondi que le cycle théorique. Ce diagramme indicateur n'est pas un cycle thermodynamique réel du fait des grandes hétérogénéités de températures : chaque particule fluide présente dans le moteur subit un cycle thermodynamique différent (Bonnet, 2005).

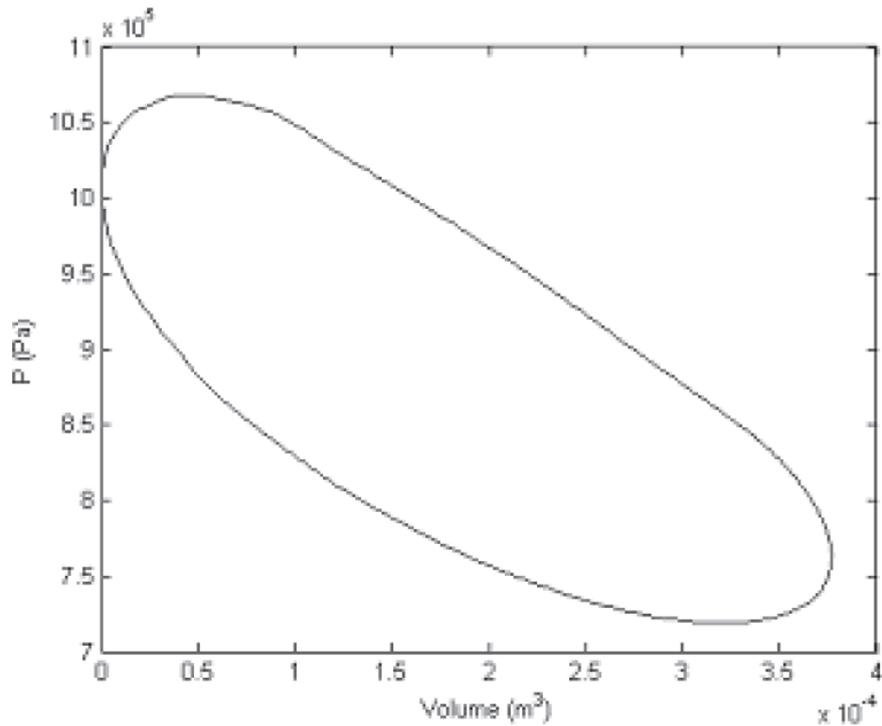


Figure I.23 - Diagramme indicateur d'un moteur Stirling réel

Source : Bonnet (2005)

2.3.4.5. Avantages et inconvénients

Le moteur Stirling accepte tout type de source de chaleur, du fait de sa nature externe, et en particulier :

- la chaleur provenant de la combustion de tout type de combustible (solide, liquide, gazeux, biomasse, etc.),
- l'énergie solaire, concentrée ou non,
- la chaleur provenant d'un stockage thermique, ou
- la chaleur géothermique.

En cas de combustion à la source chaude, celle-ci est externe et continue. Cela permet d'utiliser des brûleurs séparés dont la combustion est maîtrisée, minimisant ainsi les émissions de polluants d'un facteur pouvant aller jusqu'à dix par rapport à un moteur à combustion interne [CANMET, 2005].

Il n'y a ni allumage par étincelle, ni combustion interne :

- le fonctionnement est silencieux ;
- le couple produit est très régulier et les pièces mécaniques sont moins sollicitées, ainsi le moteur a une très grande durée de vie et les besoins en maintenance sont réduits.

Le coût de fabrication en grande série est potentiellement du même ordre de grandeur qu'un moteur à combustion interne de puissance comparable.

2.3.5. Moteur Ericsson

Les moteurs Ericsson sont des moteurs à apport de chaleur externe, comme les moteurs Stirling. La Figure I.24 présente le schéma de principe d'un moteur Ericsson (à droite), comparé à celui d'un moteur Stirling (à gauche). Le moteur Ericsson est constitué d'un

cylindre de compression C et d'un cylindre de détente E, d'un échangeur récupérateur à contre courant R (régénérateur), et d'échangeurs avec la source chaude H et la source froide K. La principale différence avec le moteur Stirling est qu'il possède des soupapes de contrôle du fluide de travail disposées aux admissions et échappements des cylindres. Le moteur Ericsson fonctionne selon un cycle de Joule : deux isentropes reliées par deux isobares.

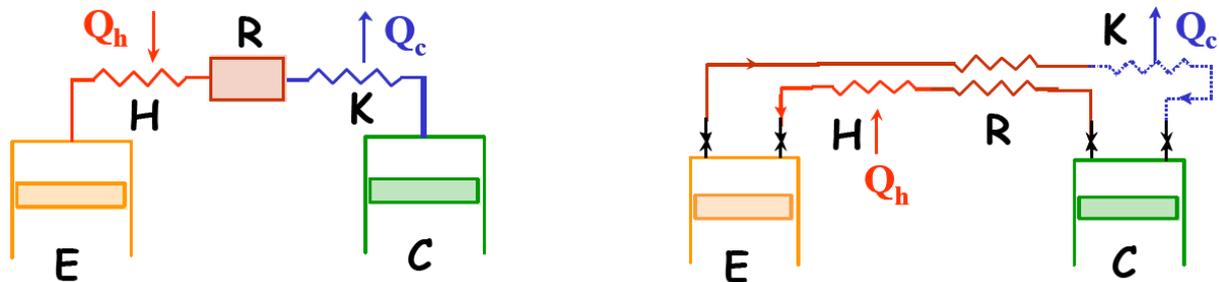


Figure 1.24 - Principes des moteurs Stirling (à gauche) et Ericsson (à droite)

Source : Alaphilippe, Bonnet et Stouffs (2004)

D'après Alaphilippe et al. (2004), le moteur Ericsson présente certains avantages par rapport au moteur Stirling, du fait de la présence de soupapes permettant de contrôler le moteur et de l'architecture permettant un parcours en boucle et non un aller-retour de fluide. Les espaces de compression et de détente sont isolés des échangeurs, ainsi ceux-ci ne constituent pas des volumes morts pénalisant le rendement du moteur. Le récupérateur est un échangeur à courants croisés, de technologie plus simple qu'un régénérateur.

En revanche, la présence des soupapes entraîne des pertes de charges importantes, la génération de bruits et une diminution de la fiabilité du moteur. Le moteur Ericsson souffre également d'un manque de notoriété, qui conduit les développeurs à s'intéresser d'avantage au moteur Stirling.

2.3.6. Piles à Combustible

Les technologies de piles à combustible sont différenciées par leur niveau de température et leur technologie. Dans le principe, une réaction d'oxydation à l'anode et une réduction à la cathode provoquent une différence de potentiel permettant la génération de courant électrique. L'oxydant réduit à la cathode est le plus couramment l'oxygène de l'air. A l'anode, le réducteur le plus souvent employé est du dihydrogène produit à partir de l'hydrolyse de l'eau ou du réformage de combustibles hydrocarbonés.

La technologie présentée sur la Figure 1.25 est de type à membrane polymère à échange de protons (PEMFC - Polymer Exchange Membrane Fuel Cell). Les niveaux de température de fonctionnement sont faibles (de l'ordre de 60 à 80°C), ce qui implique une récupération d'énergie thermique à basses températures.

Parmi les autres types de pile à combustible développées actuellement, on peut citer la pile à combustible à oxyde solide (SOFC - Solid Oxide Fuel Cell). Elle fonctionne à haute température (850 à 1000°C), ce qui permet la production d'énergie thermique pour des besoins industriels ou des cycles combinés. Les SOFC sont par ailleurs capables d'oxyder du monoxyde de carbone, donc peuvent fonctionner malgré un réformage imparfait. Il est également possible de les alimenter *directement* avec du méthane et de la vapeur d'eau, en provoquant ainsi le réformage à l'intérieur de la pile. Cela diminue cependant la

température interne du fait du caractère endothermique de la réaction de réformage (LEMMA, 2008).

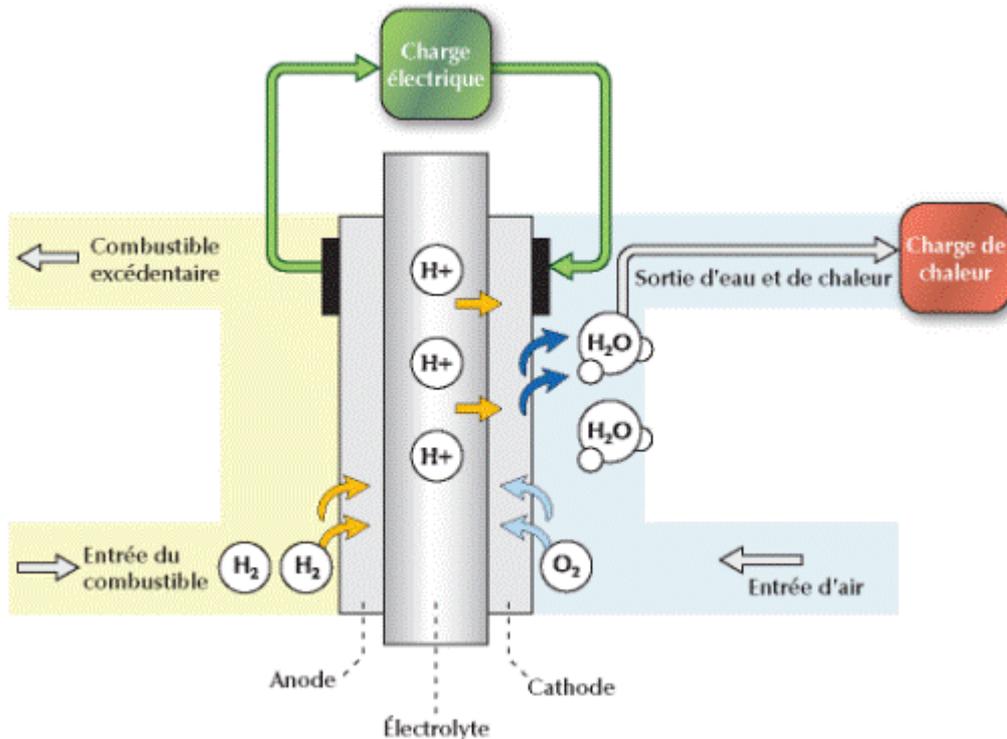


Figure 1.25 - Pile à Combustible

Source : RETScreen (2008)

2.3.7. Autres technologies

- Micro-turbines

Une autre technologie ayant du potentiel pour les applications résidentielles et tertiaires est la micro-turbine. Ces systèmes sont disponibles sur le marché, mais dans des gammes de puissances supérieures à 30 kW_{él}⁵, ce qui les exclut de fait du champ de notre étude.

- Développements futurs

Il est à souligner que d'autres technologies de micro-cogénération sont en développement, comme les applications thermoélectriques ou thermophotovoltaïques. Cette dernière technologie utilise des matériaux semi-conducteurs qui transforment le rayonnement émis par une source de chaleur directement en énergie électrique grâce à une cellule photovoltaïque modifiée. La thermoélectricité convertit des écarts de température en électricité. Elle utilise le fait que deux conducteurs différents, comme par exemple deux semi-conducteurs dopés différemment, produisent un courant lorsqu'il existe un gradient de température entre eux. Ces technologies, existantes en petites puissances, ne devraient pas arriver sur le marché à court ou moyen terme dans la gamme de puissance qui intéresse la micro-cogénération (Pehnt, 2006).

⁵ La micro-turbine de plus petite puissance identifiée est le modèle C30 de Capstone.
<http://www.capstoneturbine.com/prodsol/products/>

2.4. DEVELOPPEMENT DES TECHNOLOGIES DE MICRO-COGENERATION

Actuellement, plusieurs fabricants ont développé ou sont en cours de développement de produits à destination du secteur résidentiel. Une liste de ces fabricants est présentée au paragraphe suivant, tandis que nous présentons dans le Tableau I.3 l'état d'avancement du développement et de la commercialisation des technologies.

Combustible Technologie	Gaz	Biogaz	Bois	Solaire	Huile Végétale
Moteur à combustion interne					
Cycle de Rankine Organique					
Moteur à vapeur		?		?	?
Moteur Stirling					?
Moteur Ericsson			?	?	?
Piles à combustible			?		

Légende :

-  Disponible sur le marché
-  En cours d'introduction sur le marché
-  Phase de tests et d'optimisation
-  En développement
-  A priori impossible
-  ? Pas de développement actuellement connu.

Tableau I.3 - Etat du développement et de la commercialisation de différentes technologies de micro-cogénérations

2.5. MARCHE DE LA MICRO-COGENERATION

Le marché de la micro-cogénération étant encore en développement, les informations dont nous disposons sont peu nombreuses, et évoluent très rapidement. Ce paragraphe est un résumé des informations connues au moment de la rédaction, certaines informations étant contradictoires. Rien que sur la durée de la thèse, plusieurs compagnies ont disparu ou ont été rachetées, montrant l'activité du marché, mais rendant un inventaire délicat. Les données fournies ici sont généralement issues des fabricants. De ce fait, les modes

⁶ Il est techniquement possible d'utiliser du bois pour faire fonctionner un moteur à combustion interne, via la *gazéification* du combustible bois. Le gaz produit est alors utilisé comme combustible dans le moteur.

d'obtention des rendements ne sont pas toujours précisés, en particulier les consommations déduites du rendement électrique (ventilateur, circulateur, régulation) et la valeur du pouvoir calorifique du combustible prise en entrée (supérieur ou inférieur). Lorsque rien n'était précisé, les valeurs sont supposées être sur pouvoir calorifique inférieur.

Au niveau international, le marché de la micro-cogénération est surtout développé au Japon. Les fournisseurs d'énergie y ont développé très rapidement des offres commerciales. Honda et son modèle de moteur à combustion interne d'un kilowatt électrique de puissance, a atteint 50 000 unités vendues en 2007⁷ pour un lancement en 2003, en partie grâce au partenariat avec Osaka Gas, fournisseur de gaz naturel. Ce moteur est commercialisé aux Etats-Unis sous la marque freewatt.

En Europe, le marché de la micro-cogénération s'est surtout développé en Allemagne, en Autriche et au Royaume-Uni.

Le moteur Stirling WhisperGen est diffusé à près de 500 unités en Europe, dont environ 200 en Allemagne, d'après un distributeur allemand⁸.

Le moteur à combustion interne de Senertech, le Dachs, apparaît comme un succès commercial en Allemagne. En 2005, juste après son lancement, 60 unités avaient déjà été vendues (Simader et al., 2006).

	Fabricant	Appareil	Puissances		Rendements sur PCI		Bruit [dB(A)]
			Electrique [kW _{él}]	Thermique [kW _{th}]	Electrique	Thermique	
Moteur à combustion interne Gaz							
●	Honda	Ecowill	1	2.8-24	20	65	44
●	Vaillant	Ecopower e3.0	1,3-3	4-8	env. 25	env. 66	< 50
●	Vaillant	Ecopower e4.7	1,3-4,7	4-12,5	env. 25	env. 66	< 56
●	Kirsch	L4.12	2-4	5-12	25	70	< 55
●	IntelliProduction		2,5	8,75	20	71	50
●	Yanmar	CP4WE	3,9	8,4	27	58	53
●	Aisin		4,6	11,0	25	85	54
●	SenerTech	Dachs G5.5	5,5	14,8	27	72	52-56
●	EC Power	XRGI 15G-TO	6-15,2	17-30	max. 30	max. 62	< 49
●	Yanmar	CP10WE	10	17,3	31	53	56
●	Cogengreen / KW energie ⁹	7.5AG	7,5	19	25	63	57
●	Cogengreen / KW energie	12AG	12	27	28	63	55
Moteur à combustion interne Huile végétale							
●	Cogengreen / KW energie	08AH	4-8	18	28	62	53
●	Cogengreen	10AH	4,5-9,9	22	28,5	61,5	58
●	Cogengreen	12AH	6-12	26	28,5	61,5	58

⁷<http://world.honda.com/news/2007/c070717Compact-Household-Cogeneration-Unit/>

⁸ Fiche « Vorteile Sanevo WhisperGen », consultée le 4 novembre 2010 sur http://www.sanevo.de/fileadmin/medien/whispergen/san-wg-vorteile-rgb_100827.pdf

⁹Cogengreen (Belgique) proposait des produits KW energie, ex-KW energietechnik (Allemagne), mais les fabrique aujourd'hui en Belgique sous licence.

	Fabricant	Appareil	Puissances		Rendements sur PCI		Bruit [dB(A)]
			Electrique [kW _{él}]	Thermique [kW _{th}]	Electrique	Thermique	
Moteur Stirling Gaz							
●	Baxi	Ecogen	0,3-1	3,7-25,3	env. 13	env. 83	< 45
●	WhisperGen		1	7,5-14,5	10-11	85-95	< 46
●	De Dietrich Remeha	Hybris Power	1	3-23,7	17	85	< 47
●	Enatec ¹⁰		1	4-40	NC	>90	NC
●	Sunmachine	Gaz	1,5-3	8-15	env. 20-25	env. 65-70	50
●	Cleanergy (ex-Solo Stirling)	161	2-9	8-26	25	67-71	53-60
Cycle de Rankine organique Gaz							
●	Eneftech	Enefcogen plus	5	33	12,5	82,5	NC
●	Eneftech	O10GRE-01	10	80 ¹¹	10,5	84,2	NC
Moteur Stirling Bois							
●	Sunmachine	Pellet	1,5-3	4,5-10,5	env. 20-25	env. 65-70	49-54
Machine à vapeur à piston libre							
●	Otag	Lion Powerblock	0,3-2	3-16	env. 10	env. 84	48-54
Pile à Combustible							
●	Baxilnnotech	Gamma 1.0	0,3-1	0,5-21,7	32	53	< 45
●	Hexis		1	2	30	90-105	30
Légende :							
● Disponible sur le marché							
● En cours d'introduction sur le marché							
● Phase de tests et d'optimisation							
● Phase de développement technique							

Tableau I.4 - Revue des appareils de micro-cogénération disponibles, en cours d'introduction sur le marché ou en recherche et développement

Coût des micro-cogénérateurs

Les informations disponibles sur le coût des technologies sont extrêmement parcellaires, et en évolution constante.

Knight et Ugursal (2005) avancent les coûts suivants :

- Pour les moteurs à combustion interne : installation entre 2200 et 2370 €/kW pour des systèmes de puissance inférieure à 10 kW_{él}, maintenance entre 0,6 et 2,5 c€.kWh⁻¹.
- Pour le moteur Stirling (modèle Solo) : 10200 €, dont 8200 € pour le moteur et 2050 € pour les auxiliaires. Maintenance 1 c€.kWh⁻¹, et 0,51 c€.kWh⁻¹ avec la production en série des moteurs Stirling.

¹⁰ Désormais associé pour la production d'une unité de micro-cogénération avec Bosch Thermotechnik, MTS Group, Infinia et AristonThermogroup.

¹¹ La puissance thermique élevée de ce micro-cogénérateur à cycle de Rankine organique le destine à des applications dans le résidentiel collectif ou le tertiaire. Il est donc en marge de notre étude, bien que sa puissance électrique soit compatible avec notre définition de la micro-cogénération.

2.6. INCITATIONS A L'UTILISATION DE LA MICRO-COGENERATION

Depuis les chocs pétroliers des années 1970, les augmentations de prix des énergies et les inquiétudes sur l'indépendance énergétique ont poussé les gouvernements à s'intéresser à des solutions énergétiques alternatives. En particulier, plusieurs gouvernements en Europe, au Japon, au Canada et aux Etats-Unis ont adopté des positions visant à promouvoir l'utilisation de la cogénération dans les secteurs non seulement industriels mais également résidentiels et tertiaires (Knight & Ugursal, 2005).

2.6.1. Dans les pays européens

En Allemagne, plusieurs dispositifs coexistent pour les utilisateurs de micro-cogénérateurs.

- Le combustible utilisé dans un micro-cogénérateur (gaz naturel) est exempt de taxes sur l'énergie (équivalent de la TIPP française), ce qui représente une diminution du tarif du gaz naturel de $0,55 \text{ c}\text{€}.\text{kWh}^{-1}$;
- L'électricité produite est bonifiée à raison de $5,11 \text{ c}\text{€}.\text{kWh}_{\text{él}}^{-1}$, quelle que soit son utilisation. Cela signifie que pour chaque kilowattheure électrique produit, l'exploitant reçoit cette prime. Cette bonification est garantie pour dix ans ;
- L'électricité revendue est obligatoirement rachetée par le distributeur d'énergie au prix de la production de base (calculée sur le trimestre écoulé à la bourse d'électricité de Leipzig), auquel s'ajoute une rémunération pour l'utilisation moindre du réseau électrique.
Le tarif de rachat pour l'électricité exportée s'établit entre 9 et $12 \text{ c}\text{€}.\text{kWh}_{\text{él}}^{-1}$ actuellement ;
- Des prêts spécifiques à taux réduits sont mis en place pour les acquéreurs de micro-cogénérateurs¹².

Au Royaume-Uni, un *feed-in tariff* (FIT) a été introduit par le gouvernement en avril 2010 pour encourager les technologies de micro-cogénération qui produisent de l'électricité. Il comporte deux dispositifs, un bonus de génération et un bonus d'export. Le distributeur d'énergie paie :

- un bonus fixe de 10 c£ pour chaque $\text{kWh}_{\text{él}}$ généré,
- un tarif fixe de 3 c£ pour chaque $\text{kWh}_{\text{él}}$ exporté vers le réseau électrique.

Les bonus sont garantis pour une durée minimale de 10 ans à partir de la première déclaration de l'installation¹³.

Ces dispositions favorisent l'autoconsommation, puisque le client vient effacer une partie de sa consommation d'électricité, et réalise une économie d'achat, tout en bénéficiant du bonus de génération.

Aux Pays-Bas, l'incitation à l'utilisation de micro-cogénérations provient de la différence entre les prix du gaz et de l'électricité. L'électricité domestique coûte environ $23 \text{ c}\text{€}.\text{kWh}^{-1}$

¹² Source OTAG, http://www.otag.de/download-data/100906_Kurzinfo_lion-Powerblock.pdf Consulté le 21 février 2011.

¹³Source: <http://www.bdrthermeaspecification.co.uk/campaigns/1379.htm> Consulté le 21 février 2011.

(TVA comprise), et le gaz naturel $52 \text{ c}\text{€}\cdot\text{m}^{-3}$, ce qui revient à environ $5,2 \text{ c}\text{€}\cdot\text{kWh}^{-1}$ (TVA comprise) (de Jong, 2011).

2.6.2. En France

Sur le marché français, des dispositifs soutiennent les énergies renouvelables et/ou les solutions décentralisées de production d'électricité. Parmi ceux-ci, on peut citer le diagnostic de performance énergétique (DPE) dans les bâtiments, le crédit d'impôt à destination des particuliers s'équipant de matériels performants, le tarif de rachat pour l'électricité produite au moyen d'une cogénération et la mise en place de certificats verts pour les distributeurs d'énergie. Ces dispositifs sont intéressants pour sensibiliser le grand public et les acteurs de la filière aux impératifs de réduction des impacts, mais non spécifiquement dédiés aux micro-cogénérations.

La prise en compte des micro-cogénérateurs dans la Règlementation thermique française (RT 2005), et en particulier de l'électricité produite dans le bilan énergétique du logement, est assurée depuis l'arrêté du 11 mars 2009 (JO, 2009) qui a validé la procédure dite de « Titre V ». Le modèle de prise en compte des énergies produites est détaillé au Chapitre II.

La prochaine Règlementation thermique, dite RT 2012, entre en application pour tous les bâtiments neufs à usage d'habitation pour les permis de construire déposés après le 1^{er} janvier 2013. Elle prévoit que toute maison individuelle ou accolée doit avoir recouru à une source d'énergie renouvelable. En alternative, le maître d'ouvrage peut recourir à une production de chauffage et/ou d'eau chaude sanitaire assurée par une chaudière à micro-cogénération à combustible liquide ou gazeux répondant à des critères stricts sur les rendements : rendement thermique à pleine charge supérieur à 90 % sur PCI, rendement thermique à charge partielle supérieur à 90 % sur PCI, tous deux mesurés selon les normes en vigueur pour les chaudières à condensation, et rendement électrique supérieur à 10 % sur PCI, mesuré sur un cycle de fonctionnement de 30 min, départ arrêté, et pour une température moyenne d'eau de 40°C, incluant la consommation électrique de la chaudière hors pompe (JO, 2010).

Par ailleurs, une instruction de dossier de demande de crédit d'impôt est en cours, initiée par De Dietrich et GDF Suez, et pourrait bientôt bénéficier aux micro-cogénérateurs. Les pouvoirs publics attendent en particulier les résultats de l'important field-test actuellement en cours (200 micro-cogénérateurs répartis sur le territoire) pour valider cette demande.

Ainsi le cadre législatif français commence à prendre en compte les dispositifs de micro-cogénération dans les réglementations thermiques, et à leur accorder une place aux côtés des autres dispositifs d'utilisation raisonnée de l'énergie. Cependant, il subsiste de nombreux verrous à l'introduction et à la pérennisation de technologies de micro-cogénération sur le marché français, que nous détaillons dans le prochain paragraphe.

2.7. VERROUS A L'INTRODUCTION SUR LE MARCHE FRANÇAIS DE SYSTEMES DE MICRO-COGENERATION

La micro-cogénération en France pâtit aujourd'hui d'un important déficit d'image. Les pouvoirs publics hésitent à la promouvoir, car en effet les études menées pour en déterminer l'impact sont mitigées (voir, par exemple, Bourmaud et Chenier, 2007). Les industriels et les fournisseurs d'énergie préparent quant à eux leurs offres commerciales. Les principaux freins identifiés au développement de la micro-cogénération aujourd'hui sur le marché français sont les suivants :

- délais et procédure de raccordement au réseau public de distribution d'électricité pour la revente longs et contraignants ;
- absence de tarif de rachat de la production d'électricité, comme cela existe dans d'autres pays européens ;
- bilans économique et environnemental prévisionnels mitigés, principalement du fait de la production électrique nationale majoritairement nucléaire, donc de contenu CO₂ très faible et de faible coût ;
- méconnaissance de la technologie par tous les acteurs de la filière du bâtiment, en particulier les bureaux d'études qui ne disposent pas d'outils de simulation et ne peuvent donc pas préconiser de micro-cogénération, des maîtres d'ouvrages et des installateurs ;
- potentiels d'économies d'énergie et d'émissions CO₂ des systèmes de micro-cogénération restant à établir formellement.

Les deux premiers freins identifiés sont d'ordre administratif, et l'on peut espérer que ces obstacles soient réduits dans l'avenir, avec l'intérêt porté à ces technologies par les géants du secteur de l'énergie.

De la même manière, cet intérêt peut se traduire par une sensibilisation du grand public et surtout des acteurs de la filière de l'équipement du bâtiment à la technologie, son fonctionnement et ses avantages et inconvénients. Ces actions ont commencé pendant la durée de cette thèse, avec pour le grand public la parution de nombreux articles de journaux, la présence dans les expositions consacrées aux technologies des bâtiments, et pour les professionnels la mise en place de séminaires de formation sur les technologies proposées sur le marché (installation, mise en service et maintenance, à laquelle nous avons eu la chance d'assister) ainsi que de journées de sensibilisation à l'intention des bureaux d'études. Néanmoins, nous pensons que l'introduction pérenne de la technologie de micro-cogénération sur le marché français passe par la mise à disposition des bureaux d'études et de la communauté de recherche d'outils de modélisation et d'optimisation de tels systèmes, permettant de déterminer leurs performances dans les bâtiments.

Les bilans énergétiques et environnementaux sont intimement liés à la question de l'optimisation de la gestion de tels systèmes : en effet, une gestion optimisée permet de maximiser les heures de fonctionnement de la micro-cogénération. De plus, la production d'électricité aux heures de pointe de consommation contribue à réduire le recours aux centrales thermiques fortement émettrices de CO₂.

Le contenu CO₂ de l'électricité produite en France est souvent évalué sur la base du contenu moyen par usage sur la base de l'historique à partir de la note de cadrage de l'Ademe et EDF

(Ademe, 2005). Concernant l'usage chauffage électrique, le contenu CO₂ moyen retenu est de 180 gCO₂.kWh_{él}⁻¹.

Cependant, dans le cadre de l'emploi d'une micro-cogénération, l'électricité produite est en majeure partie autoconsommée, et en tout les cas autoconsommée à l'échelle du quartier. Cela signifie en particulier que l'électricité n'a pas à être exportée sur le réseau moyenne tension, et donc à être transformée (avec pertes) dans le transformateur basse tension. Par conséquent, du point de vue du gestionnaire du réseau de distribution, cette électricité apparaît comme une « non-consommation », soit une réduction de la consommation du logement ou du quartier. Cette électricité non-consommée ne nécessite ainsi pas d'être produite, et l'exploitant va donc éviter de produire cette énergie. L'empilement des coûts de production électrique fait apparaître que les énergies les plus carbonées sont les plus coûteuses, et donc celles sollicitées en dernier, ou inversement arrêtées en premier. On parle de kilowattheure *marginal* pour désigner le fait que l'électricité non-produite est celle « à la marge », c'est-à-dire la plus coûteuse (RTE, 2007). Ainsi, ce sont logiquement ces moyens de production marginaux qui seront moins sollicités. Et, de ce fait, c'est le contenu carbone de ces kilowattheures marginaux qui est en réalité économisé lors de la production par micro-cogénération. Le contenu CO₂ de l'électricité calculé selon cette méthode marginal s'établit à :

- pour les usages en base : 450 à 550 gCO₂.kWh_{él}⁻¹,
- pour le chauffage électrique : de l'ordre de 500 à 600 gCO₂.kWh_{él}⁻¹,
- pour les usages intermittents et l'éclairage : 600 à 700 gCO₂.kWh_{él}⁻¹.

On comprend alors aisément que le bilan environnemental des micro-cogénérateurs produisant de l'électricité avec le contenu CO₂ de la combustion du gaz naturel est très différent dans les deux approches.

Une meilleure gestion de ces systèmes permettrait une meilleure rentabilité économique et environnementale, renforçant ainsi l'image de la micro-cogénération et facilitant son introduction et sa pérennisation sur le marché français.

2.8. METHODOLOGIE DE CHOIX DES TECHNOLOGIES

Cette étude de l'état du marché a permis d'identifier que les cibles actuellement privilégiées par les offres de micro-cogénération sont aujourd'hui les maisons individuelles. Les argumentaires commerciaux avancent la compacité, le fonctionnement silencieux et les similarités des produits avec les chaudières gaz classiques. De plus, les puissances électriques et thermiques des produits arrivant sur le marché sont souvent d'un ordre de grandeur uniquement compatible avec le marché de la maison individuelle.

Les systèmes de micro-cogénération à destination des bâtiments résidentiels posent un challenge technique du fait de la potentielle non-coïncidence des besoins thermiques et électriques du bâtiment, nécessitant ainsi un stockage thermique ou électrique ou un branchement en parallèle sur le réseau électrique.

Le stockage d'électricité étant notoirement moins performant que le stockage de chaleur, un schéma classique d'installation est celui présenté sur la Figure I.26. En plus de la micro-cogénération et de sa chaudière d'appoint, il comprend un ballon de stockage thermique ;

l'alimentation électrique est assurée par le réseau et la cogénération. La production du micro-cogénérateur est soit autoconsommée soit exportée vers le réseau.

Lors de l'emploi de biomasse, les contraintes de production sont plus importantes, la combustion du bois n'étant pas aussi flexible que celle du gaz naturel ou du fioul. Dans ce cas, le volume du ballon tampon devient un élément déterminant de l'installation. Thiers, Aoun & Peuportier (2008) ont montré que si ce volume est important, les pertes thermiques se trouvent augmentées et le bilan électrique amélioré.

La double alimentation électrique offre l'avantage de pouvoir revendre le surplus de production en période de fonctionnement de la cogénération et de pouvoir acheter l'énergie électrique lorsque la cogénération est à l'arrêt.

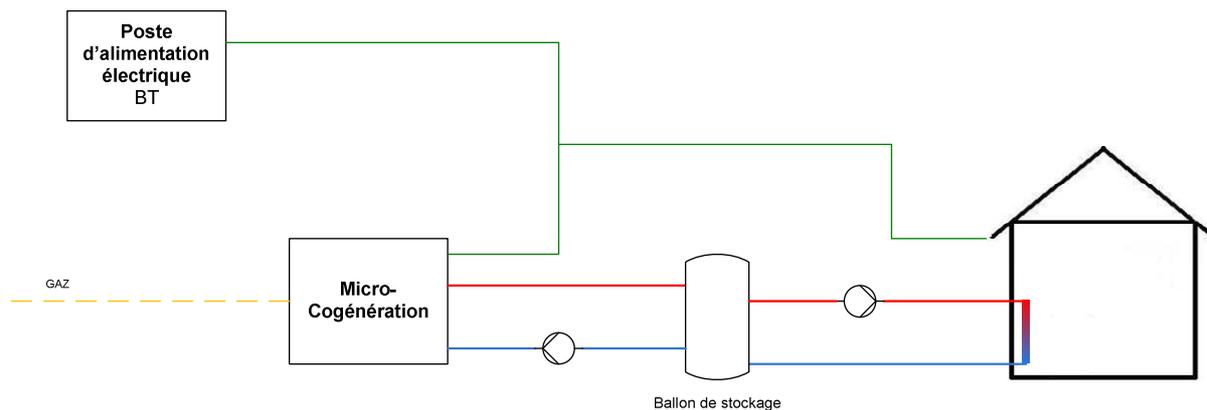


Figure I.26 - Schéma classique d'installation de micro-cogénération

Les installations de micro-cogénération sont caractérisées par leur régulation en fonction des besoins thermiques : la mise en marche de la cogénération est provoquée par une demande en énergie thermique, tout comme pour une chaudière classique. C'est donc l'énergie électrique qui est un sous-produit de l'énergie thermique.

Or les besoins thermiques et électriques ne sont pas simultanés, ce qui entraîne des périodes de surplus d'électricité et à l'inverse, des périodes de besoins électriques. Le couplage avec le réseau électrique permet l'équilibrage par revente ou achat d'énergie électrique. Il sera plus intéressant de produire de l'électricité pour l'autoconsommation et/ou la revente durant les heures pleines (celles de plus forte tarification). De plus, si l'électricité en heures creuses provient principalement des centrales nucléaires et hydroélectriques, les fournisseurs d'énergie font appel pendant les pointes journalières, et en particulier en hiver, aux centrales thermiques fortement émettrices de gaz à effet de serre.

Nous avons reconstitué les graphes de production d'électricité à partir des données fournies par RTE¹⁴. A titre d'illustration, la Figure I.27 présente la répartition selon les sources d'énergie de la production électrique française au mois d'avril 2008. On constate que chaque jour, lors des pointes de demande électrique, un recours est fait aux centrales à allumage rapide : gaz et charbon, et fioul.

¹⁴ Source des données : Production réalisée par le parc de référence, Réseau de transport d'électricité http://clients.rte-france.com/lang/fr/visiteurs/vie/prod/realisation_production.jsp

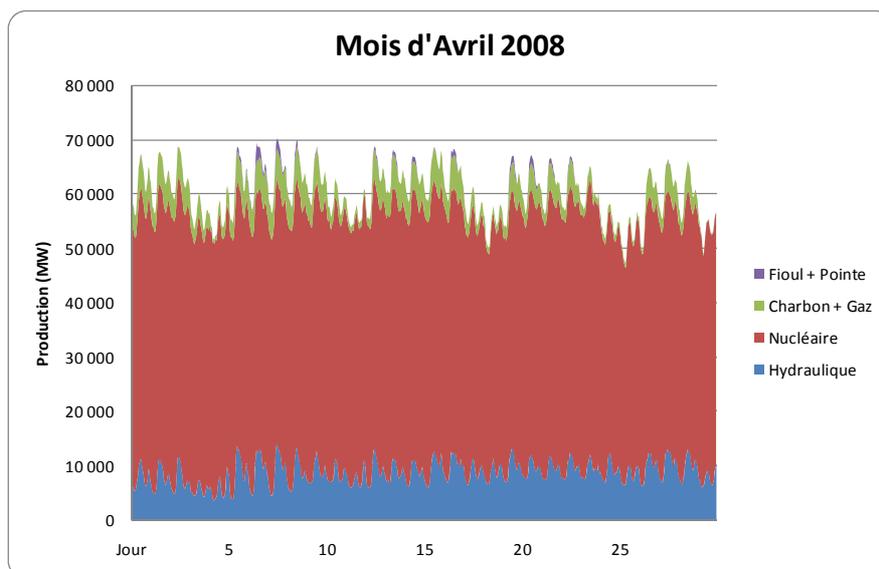


Figure I.27- Production électrique française au mois d'avril 2008, selon les sources d'énergies
Source des données : RTE.

2.9. VERS UN CONSOMMATEUR-PRODUCTEUR ACTEUR ?

Les impacts écologiques des technologies ne sont pas seulement déterminés par leurs performances techniques, mais également par les modifications de comportement et d'habitudes qu'elles génèrent chez les utilisateurs, qui peuvent contrecarrer ou augmenter leurs effets environnementaux (Pehnt & Fischer, 2006). L'étude des impacts sociétaux des technologies de micro-cogénération se situe hors du cadre de cette thèse ; néanmoins, nous considérons qu'ils devraient faire l'objet d'analyses approfondies, en particulier par rapport aux comportements des utilisateurs, et nous proposons ci-après quelques pistes de réflexion.

Le développement technologique d'un produit est lié aux actions et interactions de divers acteurs dans la société. Avec un produit émergent comme la micro-cogénération, l'influence des utilisateurs se traduit par *l'acceptation technologique*, qui détermine les chances d'introduction et de pérennisation sur le marché, et notamment dans le cas d'une vente directe aux particuliers. La *participation* des premiers acheteurs au développement par l'échange et le feed-back sur leurs installations, ainsi que la *diffusion* de la technologie par la communication de ses avantages/inconvénients sont également essentielles (Fischer, 2006).

Les technologies de micro-cogénération estompent les limites entre consommateurs et producteurs d'énergies. Par conséquent, le spectre d'utilisateurs potentiels est motivé par des mélanges divers de logiques de consommateurs ou de producteurs. Du côté producteur, des fournisseurs d'énergies peuvent y voir une diversification de leur portefeuille. A l'inverse, l'utilisation en maison individuelle comme source d'énergie thermique avec l'électricité comme coproduit est une approche consommateur pur. Entre ces deux extrêmes, de nombreuses logiques d'interaction production-consommation peuvent exister pour des particuliers, des petites entreprises, des hôpitaux, qui peuvent rechercher des bénéfices économiques, des opportunités commerciales, des positionnements médiatiques (Fischer, 2006).

Un effet connu des technologies d'efficacité énergétique est l'*effet rebond*, selon lequel les économies d'énergies obtenues par des technologies énergétiquement sobres sont au moins en partie compensées par une augmentation de la demande en énergie. Cet effet rebond peut avoir différentes causes :

- Les nouvelles technologies peuvent stimuler la demande énergétique en offrant de nouvelles possibilités liées au confort, comme la mise en place d'un système de chauffage central ou la disponibilité immédiate de l'eau chaude sanitaire.
- Les technologies énergétiquement efficaces réduisent la facture énergétique de l'utilisateur, ce qui libère des ressources et peut entraîner des dépenses énergétiques supplémentaires (effet rebond *direct*) ou des achats de biens qui nécessitent de l'énergie pour leur production (effet rebond *indirect*).
- Des recherches sur la conscience environnementale ont montré le caractère sélectif du comportement environnemental des usagers : un comportement écologique particulier peut ainsi constituer une excuse pour l'utilisation accrue d'énergie dans d'autres domaines (Pehnt & Fischer, 2006).

Un autre effet des technologies d'efficacité énergétique est de stimuler la conscience environnementale, en obligeant l'acheteur potentiel à questionner son comportement environnemental et sa consommation énergétique. Il est ainsi probable que des informations sur la production d'énergie, combinées à des informations horaires et détaillées sur la consommation d'électricité et de chaleur aient un effet important de réductions de ces consommations. Il a été montré que les utilisateurs de panneaux photovoltaïques aimeraient faire correspondre leurs consommations avec la production de leurs panneaux, pour maximiser l'autonomie énergétique (Pehnt & Fischer, 2006).

Ainsi, le comportement induit par les utilisateurs de technologies de micro-cogénération influence substantiellement les possibles économies générées par la technologie.

2.10. TYPOLOGIE DES INSTALLATIONS DE MICRO-COGENERATION

Une installation de micro-cogénération est constituée d'une production thermique assurée par un micro-cogénérateur, secondé par une chaudière d'appoint, associée ou non à un stockage thermique. L'énergie thermique est ensuite distribuée d'une part vers le bâtiment pour assurer le chauffage des surfaces par des émetteurs, comme des radiateurs, des planchers chauffants ou des dispositifs de préparation de l'air, et d'autre part vers la production d'ECS, qui peut être réalisée en instantané ou accumulée. Les schémas classiques d'installations sont ceux présentés Figure I.28 à Figure I.30.

L'énergie thermique produite sous forme d'eau chaude peut être totalement dirigée vers le ballon tampon, comme le montre la Figure I.28. Le chauffage des surfaces est assuré à partir de ce volume de stockage, et la production d'ECS s'effectue grâce à un échangeur avec l'eau du ballon.

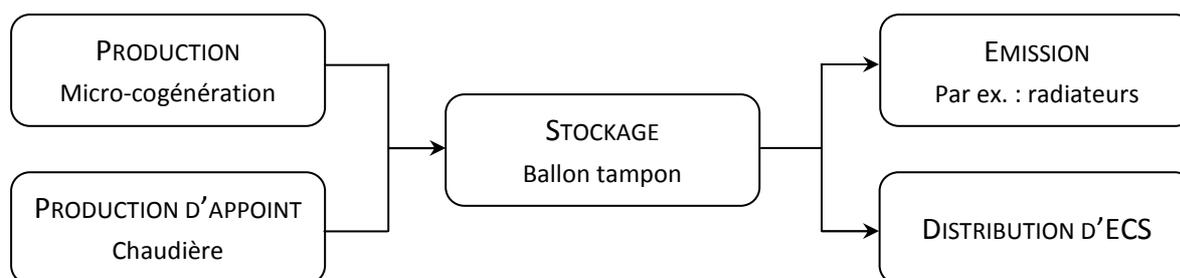


Figure I.28 – Schéma d'une installation de micro-cogénération avec accumulation totale

Il est également envisageable de satisfaire les besoins en chauffage directement depuis la production, et de n'accumuler que l'ECS, comme présenté sur la Figure I.29. Dans ce cas, c'est directement l'ECS qui est stockée dans un préparateur, prête à l'utilisation.

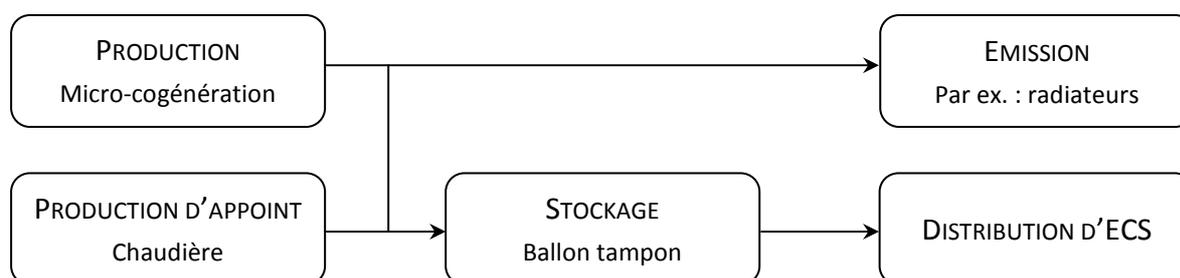


Figure I.29 – Schéma d'une installation de micro-cogénération avec ECS accumulée

Enfin, une configuration « tout instantané » est possible, dans laquelle à la fois le chauffage des surfaces et l'ECS sont assurés en instantané, avec une priorité à l'ECS. Le confort s'en trouve réduit, puisque l'ECS n'est disponible instantanément qu'en débit limité, mais les coûts d'installations sont plus faibles que dans les autres configurations, du fait de l'économie du volume de stockage et des branchements associés.



Figure I.30 – Schéma d'une installation de micro-cogénération en production instantanée

3. PROBLEMATIQUE DE LA THESE

La problématique de ce travail de thèse réside dans l'optimisation du dimensionnement et de la gestion des systèmes de micro-cogénération. Cette optimisation tient compte des contextes techniques, économiques et environnementaux.

Les verrous identifiés dans le paragraphe 2.7 mettent en particulier en évidence le manque d'outils de dimensionnement spécifiquement dédiés aux systèmes de production multi-

énergies, et en particulier aux systèmes de micro-cogénération. Pour pouvoir être préconisées aux maîtres d'ouvrage, les micro-cogénérations doivent bénéficier de guides de dimensionnement, spécifiant en particulier les typologies de bâtiments où elles constituent une réponse adéquate aux problématiques de réduction de l'impact énergétique et environnemental, ceux où elles sont une réponse possible et les cas où leur mise en place ne répond pas à ces impératifs. La technologie doit par ailleurs bénéficier d'outils de dimensionnement précis permettant de prévoir leurs performances et, enfin, d'outils d'optimisation pour affiner leurs paramètres de dimensionnement et de conduite.

Le développement d'un outil de simulation et d'optimisation de systèmes de micro-cogénération permettrait de contribuer à lever ce verrou à l'introduction et à la pérennisation des systèmes de micro-cogénération sur le marché français, et plus largement contribuerait à l'information de la filière de l'équipement des bâtiments à propos de la technologie. Ailleurs en Europe, y compris dans les pays où la micro-cogénération constitue déjà aujourd'hui une solution reconnue et encouragée à la réduction des impacts énergétiques et environnementaux des bâtiments, un tel outil de simulation et d'optimisation ne peut qu'être une réponse à la problématique de prédiction des performances et de dimensionnement optimal de tels systèmes. Enfin, un tel outil permettrait de simuler sans passer par l'expérience le comportement de systèmes modifiés, que ce soit concernant les performances de la technologie de micro-cogénération ou de la régulation du système.

Ainsi, l'objectif de ce travail réside dans le développement d'une plate-forme numérique permettant de simuler et d'optimiser le fonctionnement d'un système de micro-cogénération couplé à un bâtiment dans un contexte donné.

Cette plate-forme se veut un outil de pré-dimensionnement et d'évaluation adapté aux micro-cogénérations à destination de la communauté de recherche, des bureaux d'études, des concepteurs industriels, des distributeurs d'énergies, ainsi qu'un outil de conseil pour la maîtrise d'ouvrage et les décideurs politiques.

Pour répondre aux objectifs de prédiction des performances, cette plate-forme doit être implémentée dans un environnement de simulation dynamique du bâtiment et des systèmes.

Elle doit être évolutive et modulable pour permettre la simulation de systèmes de production multi-énergies variés, et notamment des variantes de systèmes de micro-cogénération telles que celles présentées en 2.10. La modularité doit aussi s'exercer en termes de technologie de production : d'autres technologies de micro-cogénérateur que celles prévues dans cette thèse ou plus généralement d'autres systèmes multi-énergies doivent pouvoir être évalués. La modularité doit permettre de modifier l'agencement des composants du système de micro-cogénération : micro-cogénérateur, chaudière auxiliaire, ballon de stockage.

Pour remplir les objectifs d'adaptabilité à différents contextes, en particulier énergétiques et environnementaux locaux, les usages des énergies produites, thermique et électrique, doivent être définissables : en particulier, l'électricité peut être autoconsommée ou réinjectée vers le réseau, et la dissipation d'énergie thermique peut être ou non autorisée. De même, les « conditions aux limites » constituées par les contextes tarifaires, énergétiques et techniques peuvent être modifiées par l'utilisateur. L'outil permet ainsi d'évaluer les potentialités des systèmes dans différents contextes donnés, existants ou prospectifs, ce qui

rend possible de déterminer entre autres les aides nécessaires, comme le montant de l'aide à l'investissement ou le tarif de rachat minimal pour rendre ces technologies attractives.

Un autre objectif de la thèse réside dans l'optimisation des systèmes de micro-cogénération couplés aux bâtiments, et en particulier dans la détermination de l'optimum de dimensionnement et de l'optimum des paramètres de conduite de ces installations. Pour cela, une fonction objectif multicritères sera définie, prenant en compte les aspects techniques, énergétiques, économiques et environnementaux des systèmes de micro-cogénération. Cette fonction doit être paramétrable par l'utilisateur afin de pondérer les critères entre eux. La simulation doit pouvoir être lancée de façon itérative en suivant un algorithme d'optimisation, qui modifie les paramètres d'entrée jusqu'à la minimisation de la fonction objectifs.

Le point clé de la plate-forme de simulation et d'optimisation réside dans le modèle retenu pour caractériser le micro-cogénérateur. Ce modèle doit permettre de prédire le comportement du micro-cogénérateur en regard de ses interactions avec le système et le bâtiment dans lequel il est installé ; les grandeurs principales sont donc la consommation de combustible (ou, plus largement, d'énergie) et les puissances thermique et électrique fournies.

Pour répondre à la problématique de cette thèse, ce modèle doit être simple de paramétrage : les paramètres doivent être peu nombreux et/ou facilement accessibles par l'expérience. Le modèle doit également être modulable, pour représenter d'autres moteurs de micro-cogénération, ou d'autres technologies utilisant d'autres cycles thermodynamiques, et également permettre d'évaluer numériquement l'effet de modifications des performances du micro-cogénérateur ou de sa régulation, sans passer par de coûteuses phases de prototypage et d'expérimentations.

Dans cette problématique, recourir à un modèle de comportement pur « boîte noire », basé uniquement sur des relations empiriques, s'avère une approche non satisfaisante dans la mesure où elle est limitée à un seul micro-cogénérateur : aucune modification du moteur n'est modélisable, et seule la forme des équations proposées est éventuellement conservable pour la modélisation d'autres micro-cogénérateurs ou technologies.

Les principaux mécanismes physiques en jeu dans un micro-cogénérateur sont connus, et représentés sur la Figure I. 31 pour un micro-cogénérateur à combustion, ce qui permet d'envisager de recourir à un modèle physique traduisant les phénomènes intervenant dans le micro-cogénérateur en équations.

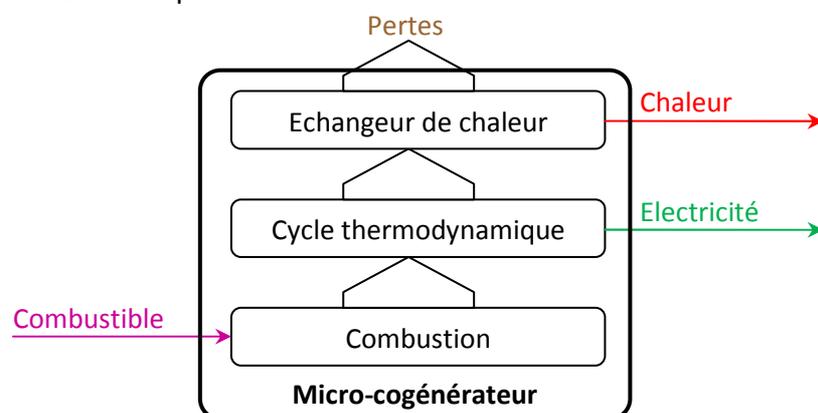


Figure I. 31- Schéma des principes physiques en jeu dans un micro-cogénérateur

L'énergie est apportée au micro-cogénérateur sous forme d'énergie thermique, classiquement par un combustible. Une réaction de combustion transforme son énergie chimique en énergie thermique. Cette énergie est utilisée pour alimenter un cycle thermodynamique qui, entre deux sources chaude et froide, produit de l'énergie mécanique. Cette énergie mécanique est convertie en électricité par un générateur électrique. L'énergie thermique dissipée à la source froide du cycle thermodynamique, ainsi que le reste éventuel de l'énergie thermique de la combustion, est transmise à un fluide caloporteur. Le reste de l'énergie est dissipée sous forme de pertes de multiples natures (pertes à la génération d'électricité, énergie thermique non transmise, rendement de l'échangeur de chaleur, etc.).

Les trois phénomènes décrits ci-dessus, combustion, cycle thermodynamique et échangeur de chaleur ont été mis en équation et sont parfaitement connus théoriquement, ainsi un modèle physique pur ou modèle de connaissance peut décrire un micro-cogénérateur. Néanmoins, la description physique complète des phénomènes en jeu passe par la connaissance de tous les paramètres constructifs du micro-cogénérateur, par exemple les surfaces d'échange et le coefficient surfacique d'échange de l'échangeur de chaleur, ou les pressions de travail et les températures du cycle thermodynamique. De plus, les phénomènes physiques ne sont pas parfaits, mais soumis à des pertes de différentes natures qui ne peuvent toutes être explicitées dans le modèle, sauf à multiplier le nombre de paramètres. Ainsi, un modèle physique pur nécessite la connaissance d'un grand nombre de paramètres qui ne sont pas tous forcément accessibles à l'expérience, en particulier sur un micro-cogénérateur du commerce, cible de cette thèse. En outre, un modèle de connaissance pur dont on modifie les paramètres pour étudier l'impact de modifications du moteur peut s'éloigner de configurations réalistes, et aboutir à des résultats et des conclusions erronées en pratique.

Par conséquent, un modèle de micro-cogénérateur devra être sélectionné qui réponde aux impératifs de simplicité et de facilité de paramétrage, ainsi que de modularité. Pour cela, le modèle pourra efficacement être basé sur un modèle de connaissance, c'est-à-dire sur l'écriture des équations sous-tendant les phénomènes physiques en jeu dans le micro-cogénérateur, mais faire intervenir des corrélations empiriques basées sur l'expérience dès que celles-ci permettent de réduire le nombre de paramètres ou de faciliter leur accès par l'expérience, sans dégrader immodérément la modularité du modèle.

Pour caractériser le modèle et permettre son utilisation avec d'autres technologies, une méthode d'identification des paramètres du modèle à partir de l'expérience devra être définie. Les éléments hydrauliques, métrologiques et de régulation du banc d'essais permettant la caractérisation des paramètres du modèle doivent être précisés, de même qu'un protocole expérimental détaillé ayant pour objectif l'identification des paramètres.

Pour valider le modèle par rapport à une technologie existante, au moins un micro-cogénérateur disponible sur le marché devra être testé selon le protocole défini, incluant au minimum la caractérisation des performances réelles du micro-cogénérateur sous différents régimes de fonctionnement, ainsi que l'évaluation des performances lors des phases de démarrage et d'arrêt, et la logique de régulation du moteur et de la production thermique.

Grâce à ces essais expérimentaux, la procédure d'identification des paramètres devra être appliquée. Le modèle paramétré devra être validé, par comparaison avec d'autres essais expérimentaux, et par comparaison avec les modèles existants identifiés dans la littérature.

4. PLAN DU MEMOIRE

Le chapitre II propose un état de l'art des modèles nécessaires à la simulation numérique de systèmes de micro-cogénération : modèles de micro-cogénérateurs et de ballon tampon. Un modèle original de micro-cogénérateur est ensuite développé dans l'objectif de faciliter l'obtention des paramètres, en en diminuant le nombre dans la mesure du possible et en facilitant leur obtention par l'expérience.

Le chapitre III présente la campagne expérimentale réalisée sur un micro-cogénérateur disponible commercialement. Après la description du banc d'essais, de ses moyens hydrauliques, de régulation, les moyens métrologiques mis en œuvre sont présentés, et une discussion est conduite sur les incertitudes de mesure obtenues. Un protocole de mesure, ainsi qu'une procédure d'identification des paramètres, visant à caractériser le modèle développé au chapitre II sont précisément définis, puis appliqués aux expérimentations conduites. Les connaissances acquises lors de la campagne expérimentale sur le micro-cogénérateur et lors du développement du modèle sont utilisées pour définir une procédure simplifiée d'identification des paramètres, permettant, à partir d'un nombre plus limité de paramètres facilement accessibles par l'expérience, de caractériser le modèle de façon réduite.

Le modèle paramétré est alors validé par comparaison avec les modèles existants identifiés au chapitre II, par comparaison entre logiciels et par validation expérimentale sur des essais non utilisés dans la phase de paramétrage. La validité de la méthode réduite d'identification des paramètres est également discutée.

Le développement et l'architecture de la plate-forme de simulation et d'optimisation sont discutés dans le chapitre IV. Les différents modèles de consommations des bâtiments adoptés dans la plate-forme y sont détaillés.

Quelques résultats de simulations et d'optimisations obtenus avec la plate-forme sont présentés et discutés, sous la forme de deux problématiques : les micro-cogénérateurs sont-ils adaptés aux bâtiments basse énergie et à quoi conduit l'optimisation du dimensionnement et de la conduite d'installations de micro-cogénération.

5. BIBLIOGRAPHIE

Ademe. 2005. *Note de cadrage sur le contenu CO₂ du kWh par usage en France*. Téléchargé le 11 mars 2009 depuis :

<http://www2.ademe.fr/servlet/getBin?name=2F43E80DCE0CD543BDA32CC6BB8652A11150121494382.pdf>

AIE. 2010a. *Key world energy statistics*. Paris : International Energy Agency.

AIE.2010b. *CO₂ emissions from fuel combustion.2010 edition*. Paris : International Energy Agency.

ASHRAE. 2008. Handbook HVAC systems and equipment. USA: ASHRAE Inc.

ASUE. 2010. *Geräteübersicht der Strom erzeugenden Heizungen*. Frankfurt am Main: Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V. Disponible en ligne. URL: www.stromerzeugende-heizung.de

Beausoleil-Morrison, I., ed. 2008. *An experimental and simulation-based investigation of the performance of small-scale fuel cell and combustion-based cogeneration devices serving residential buildings*. Final Report of IEA/ECBCS Annex 42. Ottawa: Natural Resources Canada.

Bonnet, S. 2005. Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : Etude d'un moteur Stirling et d'un moteur Ericsson. *Thèse de Doctorat*. Pau : Université de Pau et des Pays de l'Adour.

Borel, L., & Favrat, D. 2005. *Thermodynamique et énergétique : De l'énergie à l'exergie*. Lausanne : Presses polytechniques et universitaires romandes.

Canal, P. 2011. *Micro-cogénération. Contexte tarifaire actuel et conditions de raccordement des installations, Freins au développement en France, Préconisations du Club Cogénération pour le développement de la micro-cogénération en France*. Communication présentée aux Journées micro-cogénération, Paris.

Chevalier, J.M. 2003. La difficile question du financement du nucléaire. *Mines – Revue des Ingénieurs*.

de Jong, A. 2011. *Development of micro-CHP in the Netherlands*. Communication présentée aux Journées micro-cogénération, Paris.

Fischer, C. 2006. From consumers to operators: the role of micro-cogeneration users. In M. Pehnt *et al.* (éds), *Micro Cogeneration: Towards Decentralized Energy Systems* (pp. 117-144). Berlin: Springer Verlag.

IEA. 2008. *Combined Heat and Power: Evaluating the benefits of greater global investment*. Paris: International Energy Agency.

Journal Officiel. 2009. *Arrêté du 11 mars 2009 relatif à l'agrément de la demande de titre V relative à la prise en compte des chaudières à micro-cogénération à combustible liquide ou gazeux dans le cadre de la réglementation thermique 2005*. Paris : Journal Officiel de la République Française.

Journal Officiel. 2010. *Arrêté du 26 octobre 2010 relatif aux caractéristiques thermiques et aux exigences de performance énergétique des bâtiments nouveaux et des parties nouvelles de bâtiments*. Paris : Journal Officiel de la République Française.

Knight, I., & Ugursal, I. 2005. *Residential Cogeneration Systems: A Review of Current Technologies*. A Report of Annex 42 of the International Energy Agency, Energy Conservation in Buildings and Community Systems Programme.

Ministère de l'Écologie, du Développement et de l'Aménagement Durables, Ministère de l'Économie, des Finances et de l'Emploi. 2007. *Présentation générale de la biomasse en France* [en ligne]. Consulté le 10 octobre 2008. URL : http://www.industrie.gouv.fr/energie/renou/biomasse/se_biom.htm

Oehler, H. 2009. Liberalisierung der Energiemärkte. In R. A. Zahoranski. *Energietechnik: Systeme zur Energieumwandlung*. 4. Auflage. Wiesbaden, Allemagne: Vieweg + Teubner.

Official Journal of the European Union. 2007. *Commission decision of 21 December 2006 establishing harmonised efficiency reference values for separate production of electricity and heat in application of Directive 2004/8/EC of the European Parliament and of the Council*.

Official Journal of the European Union. 2004. *Directive 2004/8/EC of the European Parliament and of the Council of 11 February 2004 on the promotion of cogeneration based on a useful heat demand in the internal energy market and amending Directive 92/42/EEC*.

Pehnt, M., Cames, M., Fischer, C., Praetorius, B., Schneider, L., Schumacher, K. et al. 2006. *Micro Cogeneration : Towards Decentralized Energy Systems*. Berlin: Springer Verlag.

Pehnt, M. & Fischer, C. 2006. Environmental impacts of micro-cogeneration. In M. Pehnt et al. (éds), *Micro Cogeneration : Towards Decentralized Energy Systems* (pp. 87-116). Berlin: Springer Verlag.

RETSscreen. 2008. *Cours de formation : Figures et Modèles* [Page web]. Consultée le 15 octobre 2008. URL : http://www.retscreen.net/fr/d_t_info.php

Rogaume, Y. 2005. Production de chaleur à partir du bois - Installations industrielles, *Techniques de l'Ingénieur*, BE8748.

RTE. 2007. *Le contenu en CO2 du kWh électrique : Avantages comparés du contenu marginal et du contenu par usages sur la base de l'historique. Note détaillée*. Téléchargé le 9 mars 2009 depuis <http://www.agirpourenvironnement.org/pdf/contenuCO2longue.pdf>

Simader, G.R., Krawinkler, R., & Trnka, G. 2006. *Micro CHP systems: state of the art*. Final report of Green Lodges Project. Vienne : Australian energy agency.

SOeS. 2010a. *Électricité nucléaire et consommation d'énergie primaire et finale*. Paris : Ministère de l'écologie, de l'énergie, du développement durable et de la mer, service de l'observation et des statistiques. Consulté le 20 décembre 2010. URL : http://www.statistiques.equipement.gouv.fr/IMG/pdf/methodo_electricite_prim_fin_20081909_cle28513f.pdf

SOeS. 2010b. *Chiffres clés de l'énergie*. Paris : Ministère de l'écologie, de l'énergie, du développement durable et de la mer, service de l'observation et des statistiques.

SOeS. 2009. *Chiffres et statistiques : l'électricité en France en 2008*. Paris : Commissariat général au développement durable, service de l'observation et des statistiques. Consulté le 17 août 2011 depuis

http://www.developpement-durable.gouv.fr/IMG/spipwwwmedad/pdf/40_cle76846b.pdf

Thiers, S., Aoun, B., & Peuportier, B. 2008. *Système de micro-cogénération et de ventilation adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques « Micro 15 kWh »*. Paris: Ecoles des Mines de Paris, Centre Energétique et Procédés.

Voß, J.-P. & Fischer, C. 2006. Dynamics of socio-technical change. In M. Pehnt, M. Cames, C. Fischer, B. Praetorius, L. Schneider, K. Schumacher, et al., *Micro Cogeneration : Towards Decentralized Energy Systems* (19-47). Berlin: Springer Verlag.

Wall, G. 1977. *Exergy: a useful concept within resource accounting*. Report no. 77-42. Göteborg, Sweden: Institute of Theoretical Physics, Chalmers University of Technology and University of Göteborg. Consulté le 15 novembre 2010. URL: <http://exergy.se/>

Zahoransky, R. A. 2009. *Energietechnik: Systeme zur Energieumwandlung*. 4. Auflage. Wiesbaden, Allemagne: Vieweg + Teubner.

Chapitre II

Modélisation de systèmes de micro-cogénération

Introduction.....	47
1. Elaboration et classifications des modèles	47
1.1. Approches de modélisation.....	47
1.2. Dépendance au temps des modèles	49
1.3. Classification des modèles.....	49
1.4. Caractéristiques attendues du modèle de micro-cogénération	49
2. Etat de l'art des modèles de micro-cogénérateurs.....	50
2.1. Annexe 42 de l'AIE	51
2.1.1. Hypothèses et équations du modèle	51
2.1.2. Modélisation du fonctionnement à puissance réduite.....	52
2.1.3. Prise en compte des différentes phases de fonctionnement.....	53
2.1.4. Emissions de polluants	54
2.1.5. Validation du modèle	54
2.2. Thiers, Aoun, & Peuportier (2008)	58
2.2.1. Hypothèses et équations du modèle	59
2.3. Modèle « Règlementation thermique ».....	60
2.4. Nécessité de création d'un nouveau modèle.....	61
2.5. Adaptabilité à d'autres combustibles.....	62
3. Etat de l'art des modèles de ballon de stockage thermique	63
3.1. Modèle à volumes variables « Plug Flow »	63
3.2. Modèle multicouches	64
3.3. Modèle de stockage brassé	67
3.4. Modèle zonal	67
3.5. Bilan synthétique des modèles de ballon de stockage thermique	67
3.6. Choix d'un modèle multicouches	68
4. Modèle de micro-cogénérateur développé	68
4.1. Cahier des charges et objectifs attendus	69
4.2. Démarche et hypothèses retenues pour la modélisation.....	69
4.2.1. Démarche de modélisation	69
4.3. Développement du modèle.....	70
4.3.1. Bilan énergétique du micro-cogénérateur.....	71
4.3.2. Fonctionnement normal	73
4.3.3. Préchauffage	77
4.3.4. Refroidissement	80
4.3.5. Arrêt	81
4.4. Organigramme de résolution du modèle	82
4.4.1. Succession des modes de fonctionnement.....	82
4.4.2. Résolution des équations	83
4.5. Conclusions.....	88
4.5.1. Synthèse des paramètres, entrées et sorties du modèle	88
4.5.2. Conclusions.....	90
5. Bibliographie	91

INTRODUCTION

Le champ d'application de notre travail englobe les technologies de micro-cogénération actuellement disponibles ou en passe d'être introduites sur le marché, avec une attention particulière portée aux moteurs Stirling. Au vu des coûts d'installation de ces technologies et de l'impératif de retour sur investissement, les puissances mises en œuvre sont souvent inférieures aux besoins du bâtiment. Pour couvrir la totalité des besoins thermiques et garantir le confort des occupants, deux solutions sont envisageables : le recours à une chaudière d'appoint apportant le complément de puissance et/ou le recours à un ballon de stockage. Comme le présente le paragraphe 2.10 du chapitre I, de nombreuses combinaisons sont possibles : micro-cogénération + chaudière sans stockage, stockage partiel avec bipasse, stockage total pour eau chaude sanitaire et chauffage ou stockage de l'eau chaude sanitaire uniquement.

Par conséquent, pour pouvoir analyser des systèmes de micro-cogénération couplés aux bâtiments, il est nécessaire de disposer d'un moyen de simulation du système complet, dont les deux éléments clés sont une micro-cogénération, et, en fonction de sa typologie, un ballon de stockage thermique. Ce chapitre détaille les modèles afférents. Un premier paragraphe s'intéresse à l'élaboration des modèles et à leurs classifications. Les paragraphes suivants présentent une revue bibliographique et une analyse des modèles de micro-cogénérateurs et de ballon de stockage thermique existants. Si un modèle de ballon existant peut satisfaire nos besoins de simulation, il s'avère que les modèles disponibles de micro-cogénérateurs ne répondent pas à nos objectifs. Le paragraphe 4 présente le développement et les équations d'un modèle original de micro-cogénérateur adapté à notre problématique.

1. ELABORATION ET CLASSIFICATIONS DES MODELES

Le modèle est une représentation de la réalité, qui traduit de manière partielle une situation réelle complexe. Il est utilisé pour *prédire* ou *comprendre* un phénomène.

1.1. APPROCHES DE MODELISATION

Gicquel (1992)¹ propose une représentation schématique (Figure II. 1) des approches de modélisation, dont l'objectif est de répondre aux problèmes posés en appliquant le modèle pour déterminer la valeur des états du système à un instant t .

¹ Cité dans Husaunndee (1999).

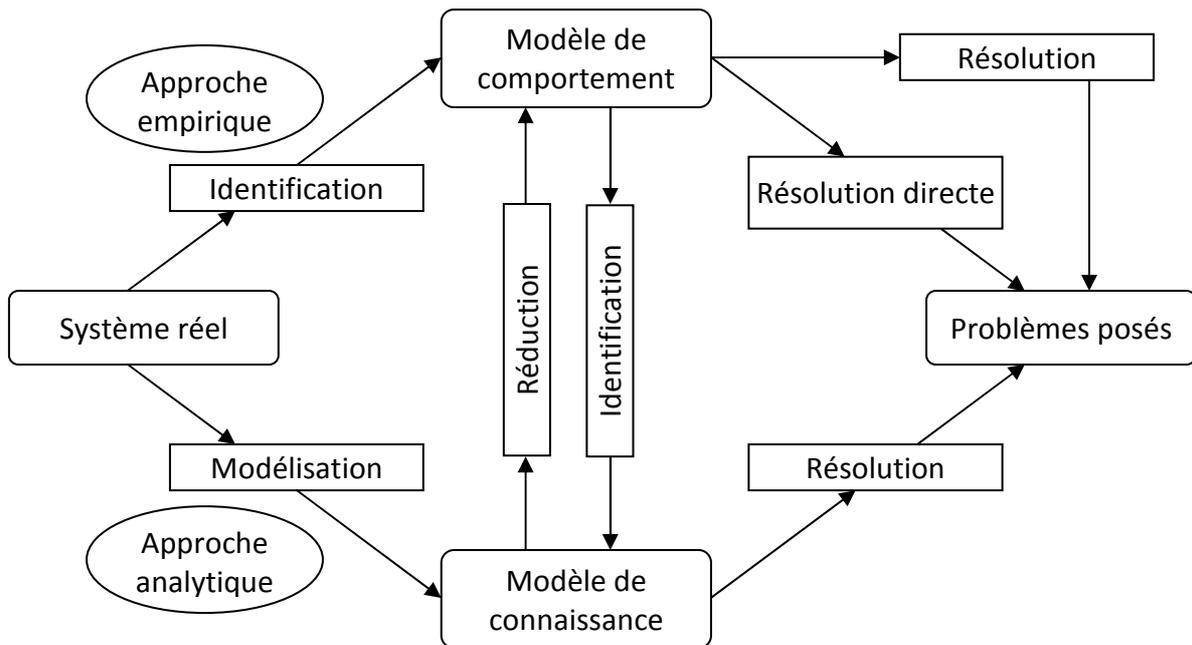


Figure II. 1 - Les techniques de modélisation

(d'après Gicquel)

L'auteur distingue deux approches de modélisation :

La première, *approche empirique*, consiste à partir de résultats de mesures à décrire le fonctionnement du système par des fonctions mathématiques lissées. On obtient alors idéalement une carte des points de fonctionnement du système en fonction des différents paramètres d'entrée. L'application de ces *modèles de comportement* permet de retrouver l'état de fonctionnement du système, soit directement, soit après interpolation. Dans ces modèles, le système est perçu comme une boîte noire. Ils sont peu génériques et demandent de mesurer le comportement de chaque système étudié.

La seconde, *approche analytique*, consiste à analyser les phénomènes physiques se produisant dans le système et à en dégager un formalisme. A l'aide des équations écrites, on peut déterminer pour chaque configuration des paramètres d'entrée la valeur des paramètres de sortie. Ces *modèles de connaissances* sont plus génériques, donc souvent employés en conception et en optimisation. Ils nécessitent la connaissance de toutes les caractéristiques physiques du système (matériaux et propriétés, dimensions géométriques, etc.).

Le choix entre les deux approches de modélisation se fera donc en fonction des objectifs. Les modèles de comportement pur, basés sur l'observation, sont privilégiés pour la prédiction des états d'un système unique. Les modèles de connaissance pure sont par nature généralisables et donc utilisés pour l'étude de modifications physiques du système ou du comportement de systèmes voisins.

Les deux types de modèles ne sont pas étanches et toute forme de combinaisons est envisageable, permettant de tirer parti des avantages et de limiter les inconvénients des deux approches. La réduction consiste par exemple à diminuer le nombre de paramètres du modèle de connaissance à l'aide de résultats empiriques et de bon sens en établissant des lois de comportement du dispositif réel (Husaunndee, 1999).

1.2. DEPENDANCE AU TEMPS DES MODELES

Dans une simulation, le comportement du système est étudié en fonction du temps sur une période donnée. Les modèles peuvent donc être classés selon leur dépendance au temps, ce qui permet de distinguer :

- Les *modèles statiques* : les calculs ne dépendent pas du temps.
- Les *modèles quasi statiques* : la valeur du pas de temps précédent est utilisée pour le calcul
- Les *modèles dynamiques* : la dépendance au temps du phénomène modélisé est décrite dans le modèle. Les calculs au temps t dépendent des résultats des pas de temps précédents (Husaunndee, 1999).

1.3. CLASSIFICATION DES MODELES

La classification des modèles de moteurs proposée par Beausoleil-Morrison et Kelly (2007), à partir de celle d'Urieli et Berchowitz (1984, cité par Beausoleil-Morrison et Kelly, 2007), comporte quatre ordres. Nous proposons une généralisation de cette classification à tous les modèles.

Les modèles *d'ordre « zéro »* correspondent aux modèles de comportement ; ils s'appuient uniquement sur des données expérimentales et ne caractérisent pas les phénomènes physiques qui interviennent dans le système.

En revanche, les modèles de connaissance sont hiérarchisés en trois catégories, en fonction de leur degré de complexité :

- Modèles du *premier ordre*, caractérisant le fonctionnement en régime permanent du système, par exemple à partir des principes thermodynamiques.
- Modèles du *second ordre*, qui caractérisent le fonctionnement du système de manière dynamique, avec des pas de temps inférieurs aux durées caractéristiques des phénomènes.
- Modèles du *troisième ordre*, qui introduisent des domaines de contrôle plus fins, avec classiquement une modélisation aux éléments finis.

Les modèles du troisième ordre demandent des temps de calcul importants mais présentent un niveau de détail élevé. Ils sont utilisés pour la conception et l'optimisation du système considéré.

1.4. CARACTERISTIQUES ATTENDUES DU MODELE DE MICRO-COGENERATION

L'objectif du modèle attendu dans notre travail est de prévoir par simulation numérique le comportement d'un système de micro-cogénération couplé à un bâtiment.

Le modèle de micro-cogénérateur retenu devra donc présenter un certain nombre de qualités :

- Il doit être idéalement capable de prédire le comportement de tout type de micro-cogénérateur. En tout état de cause, il doit être facilement adaptable aux principales technologies de micro-cogénérateurs. Cela implique :
 - Qu'il soit facilement paramétrable pour des systèmes proches de celui modélisé (moteurs Stirling), c'est-à-dire que le nombre de paramètres nécessaires soit faible et que ceux-ci soient facilement accessibles, voire communiqués par le constructeur ;
 - Qu'il reflète suffisamment la compréhension des mécanismes internes pour être adapté à toute technologie de micro-cogénération, à un changement de combustible ou de réglage.
- Modélisation du comportement dynamique : les caractéristiques principales doivent être prédites, et ce, pour tous les pas de temps habituels en simulation dynamique du bâtiment (de 5 minutes à une heure). Cela concerne en particulier pour un micro-cogénérateur : puissances électrique et thermique délivrées, débit de combustible consommé, émissions de polluants.
- Le nombre de paramètres nécessaires au modèle doit être restreint. En tout état de cause, ils doivent être facilement accessibles par l'expérience, voire être issus des documentations constructeur des micro-cogénérateurs.
- Le temps de calcul doit être rapide pour être compatible avec une simulation dynamique annuelle du bâtiment et des systèmes, et pour permettre un couplage avec un processus itératif d'optimisation.

Le paragraphe 2 examine les modèles existants de micro-cogénérateurs, identifiés dans la littérature et pouvant répondre à nos objectifs.

2. ETAT DE L'ART DES MODELES DE MICRO-COGENERATEURS

Beausoleil-Morrison et Kelly (2007) présentent une revue de la littérature concernant les modèles de mini- et micro-cogénérations destinés à des outils de simulation dynamique des bâtiments.

De nombreux modèles de moteurs Stirling et de moteurs à combustion interne ont été développés pour la description de phénomènes internes au moteur, et non pour des applications de cogénération couplée au bâtiment. Les pas de temps à considérer sont en effet très différents, de l'ordre de 10^{-3} à 10^{-6} secondes pour des phénomènes internes au moteur, et de l'ordre de 10 à 10^3 secondes pour les constantes de temps des bâtiments. Ces modèles correspondent aux modèles du troisième ordre de la classification précédente. Ils ne répondent pas à la problématique de couplage avec le bâtiment et n'ont pas été examinés dans cette étude.

Parmi les modèles identifiés dans la littérature, Beausoleil-Morrison et Kelly (2007) citent notamment McRorie *et al.* (1996), dont le modèle est trop partiel pour pouvoir être intégré à des codes de simulation du bâtiment sans un effort considérable, Kelly (1998), trop atypique car concernant un moteur diesel deux cylindres, et Pearce *et al.* (1996, 2001), dont le modèle ne prend pas en compte les variations saisonnières de l'efficacité. Les auteurs

concluent qu'aucune de ces approches n'est adaptée à une modélisation couplée au bâtiment, puisque les stratégies de régulation et de stockage thermique, par exemple, jouent un rôle important dans l'intégration de la technologie dans les bâtiments.

Les paragraphes suivants présentent les modélisations retenues en regard de nos objectifs. D'une part, les résultats de l'Annexe 42 de l'Agence Internationale de l'Energie (Beausoleil-Morrison, 2008) concernent l'implémentation dans des logiciels de simulation dynamique du bâtiment de modèles de systèmes de micro-cogénération à combustion : moteur à combustion interne et moteur Stirling. D'autre part, Thiers, Aoun et Peuportier (2008) ont ajusté un modèle de système de micro-cogénération bois à partir d'une campagne de mesures menée sur la « Sunmachine Pellet ». Enfin, nous décrivons le modèle de la Règlementation thermique retenu pour la prise en compte des chaudières à micro-cogénération dans le calcul réglementaire français. Les modèles « Règlementation thermique » et Thiers et al. (2008) sont des modèles d'ordre zéro dans la classification précédente. Le modèle de l'Annexe 42 est le seul modèle du second ordre identifié dans la littérature.

2.1. ANNEXE 42 DE L'AIE

2.1.1. Hypothèses et équations du modèle

Dans la stratégie de modélisation de l'Annexe 42 de l'AIE, Kelly et Fergusson ont développé séparément les modèles correspondant respectivement au *moteur à combustion interne* et au *moteur Stirling*². La confrontation des deux modèles a mis en évidence leurs nombreuses similarités, ce qui a conduit à les *fusionner en un seul* : c'est donc un modèle de micro-cogénérateur à combustion.

Ce modèle est de type boîte grise, c'est à dire que la structure reflète une connaissance partielle du système technologique, mais la forme et les paramètres des équations décrivant les phénomènes physiques associés peuvent être déduits des données expérimentales simples ou extraites de modèles plus détaillés.

Le modèle utilise les données expérimentales d'une « carte de performances » propre au moteur, couplées à des capacités thermiques pour représenter le fonctionnement dynamique.

D'après les auteurs, cette approche présente de nombreux avantages : la simplicité du modèle et sa généralité. Ils identifient en revanche deux inconvénients majeurs. Premièrement, le modèle s'appuie sur de nombreuses données expérimentales, bien que sa structure reflète les phénomènes physiques. Deuxièmement, le modèle, une fois calibré, n'est plus utilisable que pour le moteur identifié. Tout changement nécessite alors une nouvelle caractérisation expérimentale avant de pouvoir utiliser la simulation.

Le modèle développé par l'Annexe 42 utilise trois volumes de contrôle (voir Figure II. 2). Seuls les échanges intervenant entre les différents domaines de contrôle sont étudiés.

² Kelly (2005) et Fergusson (2005), cités dans Beausoleil-Morrison & Kelly(2007, pp. III-2).

Le modèle comprend 5 entrées, 26 sorties et 106 paramètres qui sont détaillés en Annexe 1. Les 26 sorties sont, pour 7 d'entre elles, dédoublées en une valeur à la fin du pas de temps et une valeur moyenne sur le pas de temps. Les 106 paramètres comprennent entre autres 13 paramètres de composition du gaz naturel et 66 paramètres de « carte de performance ».

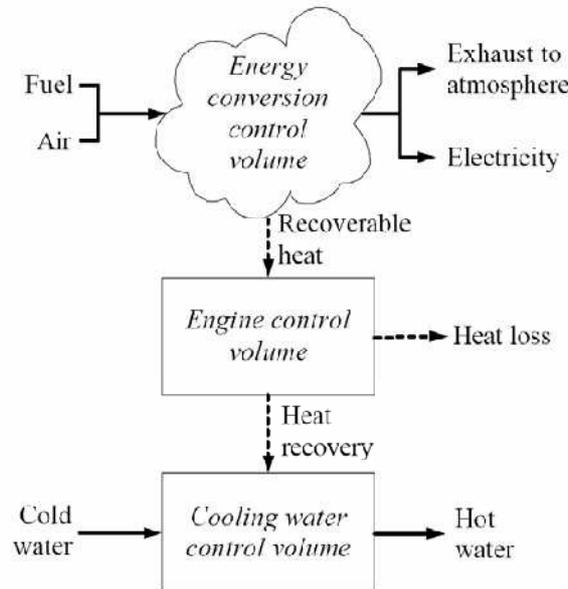


Figure II. 2- Volumes de contrôle utilisés pour le modèle de moteur à combustion de l'Annexe 42 de l'AIE

Dans le modèle de l'Annexe 42, le fonctionnement du moteur est décrit par des corrélations fonction de l'énergie consommée par le système :

$$P_{net,rp} = \eta_{él} \cdot q_{brut} \quad (II. 1)$$

$$q_{gen,rp} = \eta_{th} \cdot q_{brut} \quad (II. 2)$$

$$q_{brut} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb} \quad (II. 3)$$

où : q_{brut} est l'énergie thermique brute entrant dans le système [W],

\dot{m}_{comb} est le débit de combustible [$kg \cdot s^{-1}$],

PCI_{comb} est le pouvoir calorifique inférieur du combustible utilisé par le système [$J \cdot kg^{-1}$], déterminé par la somme des enthalpies de formation des produits diminuée de celle des réactifs, et en considérant que toute l'eau dans les produits de combustion est à l'état vapeur.

Un bilan thermique est ensuite réalisé sur les volumes de contrôle du moteur et de l'eau de refroidissement en considérant que ces deux blocs peuvent chacun être approximés par une seule capacité thermique, dont la valeur est déterminée expérimentalement.

2.1.2. Modélisation du fonctionnement à puissance réduite

Les performances ($\eta_{él}, \eta_{th}$) à puissance réduite sont déterminées par des corrélations empiriques, fonctions des trois paramètres $\dot{m}_{cw}, P_{net,rp} \cdot \dot{m}_{cw}$ et T_{cw} , lesquelles sont des variables de contrôle du moteur.

$$\eta_{él} = f(\dot{m}_{cw}, T_{cw}, P_{net,rp}) \quad (II. 4)$$

$$\eta_{th} = f(\dot{m}_{cw}, T_{cw}, P_{net,rp}) \quad (II. 5)$$

Le modèle propose d'utiliser des corrélations de forme polynomiale tri-variantes, tronquées au 2nd ordre. Les valeurs des coefficients de ces corrélations sont déterminées expérimentalement, et forment la « carte de performance » du moteur.

2.1.3. Prise en compte des différentes phases de fonctionnement

Le modèle est complété par une prise en compte du changement de régime lors du fonctionnement, ainsi que par trois modèles décrivant les trois autres états possibles du moteur : en stand-by, en chauffe ou en refroidissement.

L'ordre chronologique dans lequel les modes de fonctionnement se succèdent est fixé :

Stand-by Préchauffage Fonctionnement normal Refroidissement.

Les modes de stand-by et de fonctionnement normal durent jusqu'à l'activation ou la désactivation du système. Le mode de préchauffage se poursuit jusqu'à ce que la température du moteur dépasse la température nominale. La phase de refroidissement peut être *obligatoire*, auquel cas elle se termine complètement avant que le moteur ne soit autorisé à passer en phase préchauffage, ou bien *optionnelle* : le moteur peut alors redémarrer à tout moment.

2.1.3.1. Stand-by

Durant ce mode, le système ne consomme pas de combustible, et ne produit ni chaleur ni électricité. Cependant les auxiliaires présentent une consommation électrique en mode de veille.

2.1.3.2. Préchauffage

Une fois en marche, un *moteur Stirling* présente une phase de préchauffage, durant laquelle les consommations et productions d'énergie diffèrent du régime permanent. Tant que le transfert de chaleur (chambre de combustion – chambre chaude du moteur) n'est pas suffisant, la puissance nominale ne peut pas être délivrée. Certains régulateurs augmentent le débit de combustible pour permettre une montée en température plus rapide, et diminuer la phase de préchauffage. La modélisation proposée par l'Annexe 42 pour cette phase de préchauffage permet de déterminer l'évolution du débit de combustible ainsi que celle de la puissance nette.

La phase de démarrage des *moteurs à combustion interne* n'est pas dépendante de la température du moteur. Cependant, ces systèmes présentent un retard entre l'activation du module et le début de la production électrique. Ainsi, la puissance générée par le moteur est donnée par :

$$P_{net,préch} = \begin{cases} 0 & \text{si } (t - t_0) < t_{préch} \\ P_{demand} & \text{si } (t - t_0) \geq t_{préch} \end{cases} \quad (II. 6)$$

où t est le temps et t_0 l'instant de démarrage du moteur. $t_{préch}$ désigne la durée de la phase de préchauffage, entre l'activation et le début de la production d'électricité. Enfin, P_{demand}

correspond à la puissance électrique demandée par le contrôleur : on aura alors, une fois le régime permanent établi, $P_{net,RP} = P_{demand}$.

2.1.3.3. Refroidissement

Durant la phase de refroidissement, le moteur ne consomme pas de combustible et ne produit pas d'électricité, ni de chaleur : les productions cessent dès le passage en refroidissement. Durant la phase de refroidissement, la puissance électrique soutirée tient compte de la consommation des auxiliaires, puis en stand-by seule la consommation de veille subsiste.

2.1.4. Emissions de polluants

Les émissions de CO₂ ont été modélisées en supposant une combustion complète. Les autres émissions considérées dans le modèle de l'Annexe 42 concernent le monoxyde de carbone CO, les oxydes d'azote NO_x, les oxydes de soufre SO_x et les particules. Les émissions en polluant n sont déterminées par le produit du débit de combustible et d'un coefficient d'émission e_n [kg n /kg comb] :

$$\dot{m}_n = \dot{m}_{comb} \cdot e_n \quad (\text{II. 7})$$

Beausoleil-Morrison et Kelly (2007) notent que cette approche simplifiée ne tient pas compte de la phase de démarrage, durant laquelle le moteur est froid et la consommation de combustible plus élevée. Ils proposent donc l'introduction d'une fonction du temps modifiant les émissions de polluants durant cette phase de démarrage.

2.1.5. Validation du modèle

Les deux modèles de l'Annexe 42 pour le moteur Stirling et le moteur à combustion interne ont été validés empiriquement et par comparaison entre logiciels (Beausoleil-Morrison, 2008). Ils ont été implémentés dans des environnements de simulation dynamique du bâtiment, et en particulier TRNSYS : deux types correspondant respectivement au *moteur à combustion interne (type 154)* et au *moteur Stirling (type 156)*.

Nous avons eu accès aux fichiers source correspondant aux deux modèles, et au fichier récapitulatif des entrées/paramètres/sorties du modèle. Enfin, un fichier donne les valeurs des paramètres identifiés à partir des essais expérimentaux.

L'étude de ces paramètres fait apparaître que les rendements électriques et thermiques pris en compte sont constants. Ainsi, la « carte des performances » se réduit à une unique valeur de rendements thermique et électrique. La raison tient aux difficultés de mesure, qui n'ont pas permis de calibrer le modèle de façon plus détaillée.

De même, un certain nombre de paramètres du modèle proposé ne peuvent être mesurés directement, comme $[MC]_{moteur}$, UA_{HX} , $T_{mot,nom}$, ou UA_{pertes} . Ces paramètres ont été calculés à partir des mesures expérimentales grâce à l'utilisation d'un algorithme d'optimisation pour minimiser les écarts entre modèle et expérience (Beausoleil-Morrison, 2007).

Afin de comprendre le fonctionnement des deux modèles, nous avons représenté, pour chacun des deux types de moteur, l'évolution des puissances thermiques et électriques en sortie de module, de la puissance de combustible consommée (sur PCI), ainsi que de la

température moyenne interne du bloc moteur à chaque pas de temps. Pour pouvoir identifier les phénomènes, les pas de temps retenus sont de l'ordre de 18 à 36 secondes (0,005 h à 0,01 h).

2.1.5.1. Moteur Stirling

Le moteur Stirling qui a fait l'objet de la campagne de mesures expérimentales dans l'Annexe 42 et dont le comportement est décrit par le modèle est de marque Whispergen. Ses données techniques sont rappelées ci-dessous :

- Puissance électrique maximale : 699 W (selon le constructeur, jusqu'à 1000 W)
- Puissance thermique maximale (en régime établi) : 7298 W (jusqu'à 12 kW)
- Puissance combustible : 7524 W PCI
- Rendement électrique : 0,09 sur PCI
- Rendement thermique : 0,97 sur PCI
- Ratio thermique/électrique : 10,4
- Température du moteur en régime nominal : 281°C

Les entrées nécessaires au fonctionnement qui ont été retenues pour l'ensemble des simulations concernant le moteur Stirling sont les suivantes :

- Température du local où se trouve le moteur : 22°C ;
- Température d'entrée de l'eau de refroidissement : 60°C ;
- Débit masse de l'eau de refroidissement : 0,05 kg/s.

La Figure II. 3 présente un cycle démarrage/arrêt complet. Elle met en évidence la phase de démarrage du moteur, au cours de laquelle apparaît une surconsommation non négligeable de combustible, convertie quasi intégralement en énergie thermique et transmise à l'eau de refroidissement. La puissance électrique n'augmente que progressivement, pour atteindre sa valeur maximale (699 W) au bout de 18,5 minutes. C'est à ce moment là que le moteur passe du préchauffage au fonctionnement normal. Ce passage se traduit, d'une part par la puissance électrique stabilisée, mais aussi par la baisse brutale de puissance thermique et combustible. Ces deux baisses traduisent la prise en compte de la surconsommation de combustible durant la phase de préchauffage.

Pour faciliter la lecture du graphique, les quatre phases de fonctionnement ont été repérées.

Il est à noter que la fin de la période de démarrage est atteinte alors que la température du moteur n'est pas encore stabilisée.

Après l'arrêt du moteur, durant la phase de refroidissement (4), les auxiliaires entraînent une consommation électrique de 58 W pendant 25 minutes. Le moteur passe ensuite en mode « stand by » et les auxiliaires de veille ont alors une consommation de 13 W. La production thermique et la consommation de combustible sont toutes deux nulles dès l'arrêt de fonctionnement du moteur.

D'après le modèle, la phase de refroidissement du moteur Stirling a une durée imposée : elle est de 25 minutes (1500 s) après l'arrêt du moteur, quelles que soient les dernières conditions de fonctionnement. Avec nos paramètres, la température du moteur à la fin de la phase de refroidissement est ainsi égale à 72°C dans le cas où le régime nominal maximal est atteint (température du bloc moteur de 279°C lors de son arrêt) et à 57°C dans le cas où le

moteur n'avait fonctionné que quelques minutes (température du moteur lors de l'arrêt de 83°C).

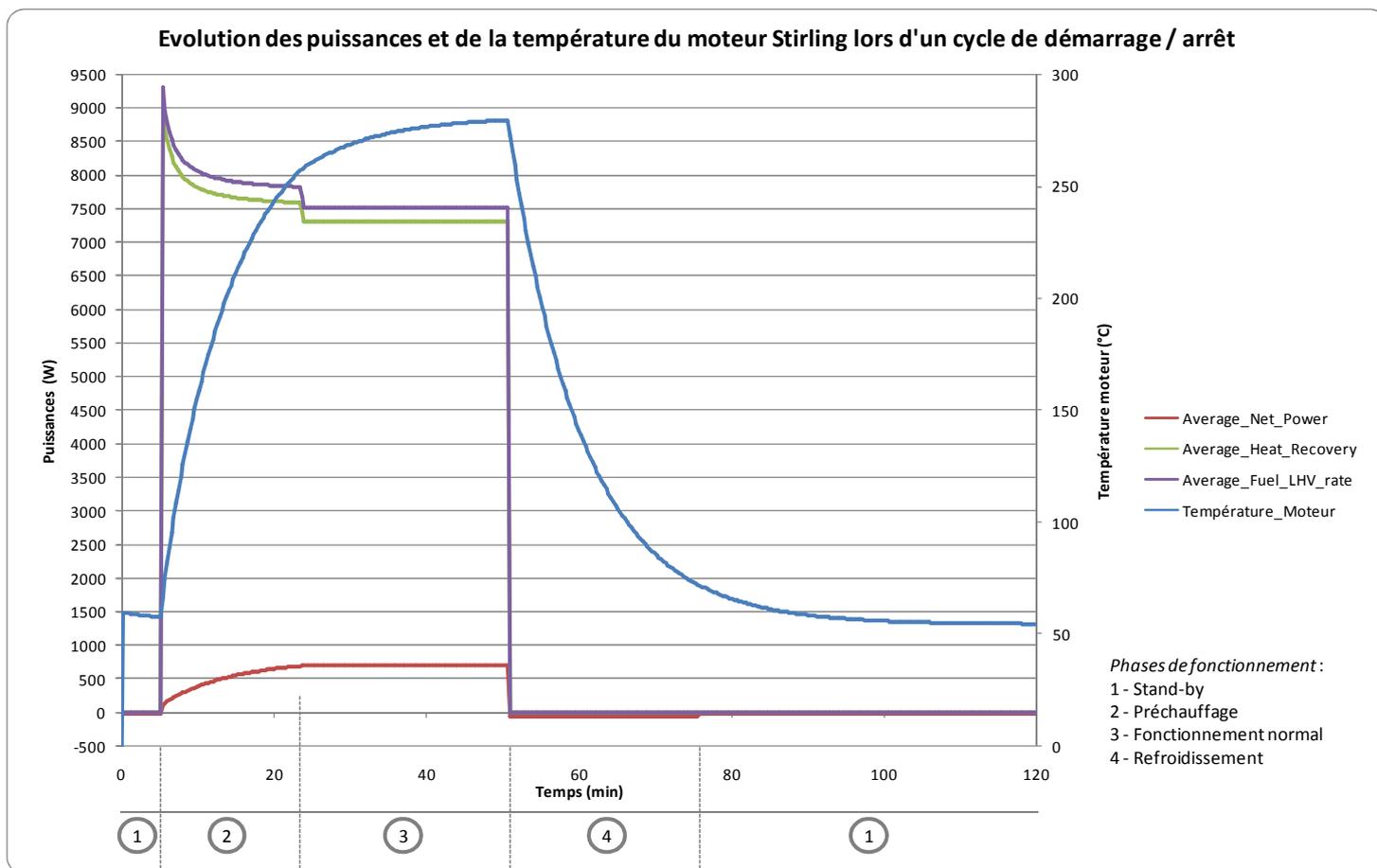


Figure II. 3 - Simulation d'un cycle de démarrage/arrêt du moteur Stirling avec le modèle de l'Annexe 42

2.1.5.2. Moteur à combustion interne

Le moteur à combustion interne qui a fait l'objet de la campagne de mesures expérimentales dans l'Annexe 42 et dont le comportement est décrit par le modèle est le Senertec de Dachs (groupe Baxi). Ses données techniques sont rappelées dans le tableau ci-dessous, avec les données constructeur.

	Paramètre du modèle	Données constructeur
Puissance électrique maximale	5,5 kW	5,5 kW
Puissance thermique maximale (en régime établi)	13,44 kW	12,5 kW
Puissance combustible sur PCI	20,37 kW	20,5 kW
Rendement électrique sur PCI	0,27	0,27
Rendement thermique sur PCI	0,66	0,61
Ratio thermique/électrique	2,44	2,27
Température du moteur en régime nominal	90°C	-

Les paramètres de fonctionnement qui ont été retenus pour l'ensemble des simulations concernant le moteur à combustion interne sont les suivants :

- Température de la pièce où se trouve le moteur : 22°C ;
- Température d'entrée de l'eau de refroidissement : 70°C ;
- Débit masse de l'eau de refroidissement : 0,5 kg/s.

De la même manière que pour le moteur Stirling, nous avons tracé un cycle complet de démarrage/arrêt du moteur à combustion interne (voir Figure II. 4).

Les différences principales concernent les modes de démarrage et d'arrêt. L'évolution des puissances (combustible, thermique et électrique) est quasi-instantanée, à l'échelle des pas de temps considérés. Elle peut donc être considérée comme instantanée pour les simulations dynamiques couplées au bâtiment, où l'échelle de modélisation est de l'ordre de l'heure.

Il n'y a pas de phase de surconsommation de combustible ou de puissance thermique majorée en début de cycle, la puissance combustible consommée servant apparemment uniquement à chauffer le bloc moteur. La production électrique démarre elle aussi en une seule fois, mais après la phase de préchauffage du moteur. Nous pensons que ce retard est la conséquence de la mise en rotation de l'arbre du générateur et de sa synchronisation avec le réseau. Dès la synchronisation effectuée, le moteur délivre sa puissance nominale au réseau. La phase de préchauffage est beaucoup plus courte pour le moteur à combustion interne (1,5 minute) que pour le moteur à cycle de Stirling (18 minutes).

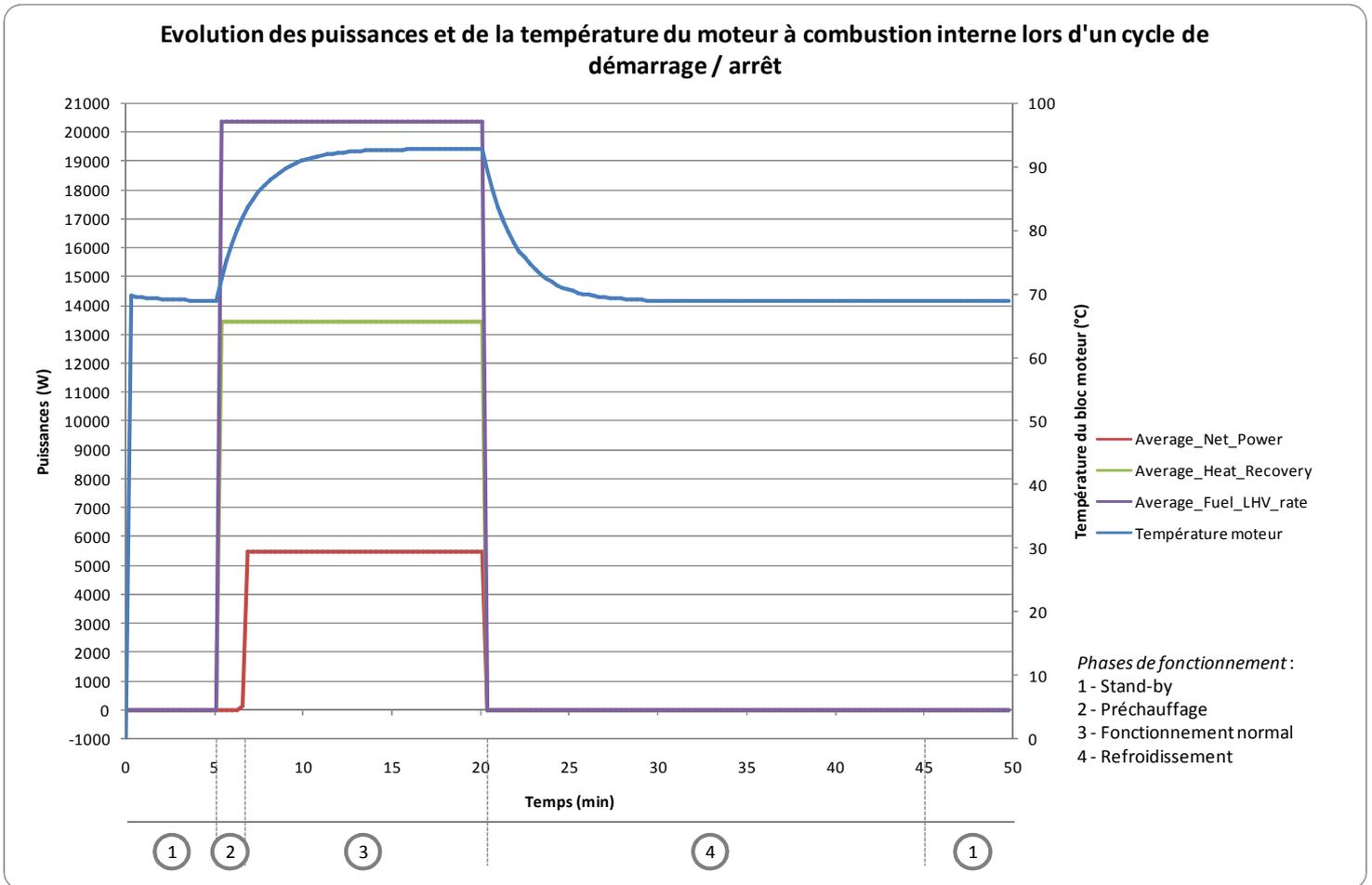


Figure II. 4- Simulation d'un cycle de démarrage/arrêt du moteur à combustion interne avec le modèle de l'Annexe 42

La température moyenne du bloc moteur reste très inférieure dans le cas du moteur à combustion interne que dans le cas du moteur Stirling. Ceci trouve sans doute sa source dans les éléments constitutifs du moteur pris en compte pour le calcul de cette température. La température du bloc moteur se stabilise après la phase de refroidissement consécutive à un arrêt à une température légèrement inférieure à 70°C, du fait de la température de retour d'eau.

A noter également qu'il n'y a pas de phase de refroidissement du moteur distincte de celle de non fonctionnement. Elle existe dans le modèle, car le moteur est considéré en refroidissement pendant 25 minutes après le dernier fonctionnement, mais elle ne se traduit pas par une surconsommation des auxiliaires. Ceux-ci consomment 17 W indifféremment en période de refroidissement ou de non utilisation. En mode de préchauffage cependant, la consommation électrique devient nulle, ce qui semble non représentatif de la réalité. Cette erreur supposée est néanmoins très limitée dans le temps.

2.2. THIERS, AOUN, & PEUPOURTIER (2008)

2.2.1. Hypothèses et équations du modèle

Dans le modèle proposé par les auteurs, la machine se trouve à tout instant dans l'un des sept états identifiés : Arrêt 1, 2, 3 et 4 ; Démarrage 1 et 2 et Fonctionnement.

Le processus d'arrêt du moteur a fait l'objet de relevés expérimentaux de puissances thermique et électrique et de températures (voir Figure II. 5).

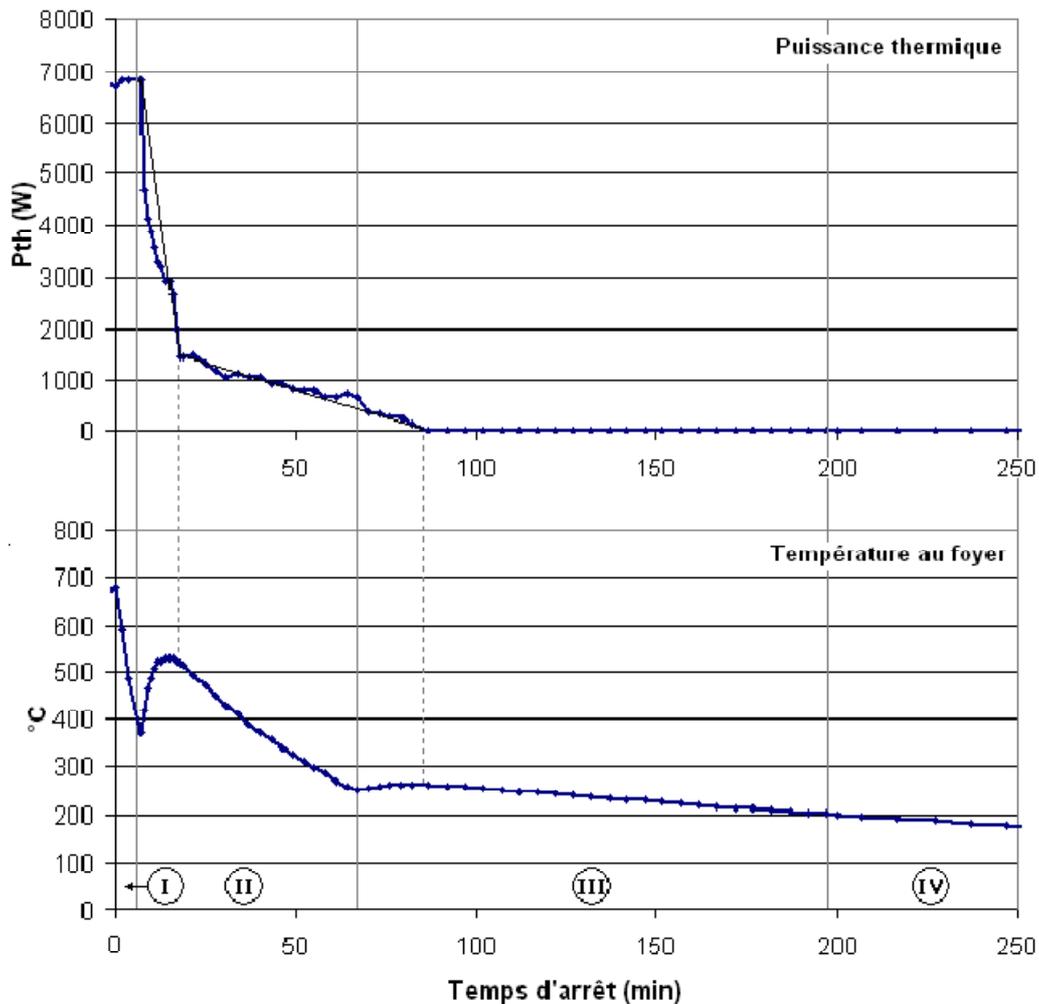


Figure II. 5- Puissance thermique et température du foyer en fonction du temps lors d'un processus d'arrêt (Thiers, Aoun, & Peuportier, 2008, p. 15)

D'après les relevés, quatre phases ont été identifiées au cours du processus d'arrêt :

- I. Une phase très courte de production électrique sans injection de bois dans la chambre de combustion.
- II. 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 devient inférieure à 250 °C, l'évacuation des fumées est arrêtée.

- III. 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.

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

Le même raisonnement a été appliqué au processus de démarrage.

Le modèle est décrit par un ensemble de propositions. En dehors des phases Arrêt1 et Fonctionnement, le moteur est à l'arrêt et sa production électrique est nulle. La production thermique se prolonge durant les premières phases de l'arrêt. Le modèle permet aussi de déterminer aussi l'énergie électrique consommée, et la température du foyer.

Par exemple, l'évolution de la consommation électrique est affine par morceaux :

$$E_{elec_conso_i} = P_i \cdot \Delta t_i + E_{0_i} \quad (II. 8)$$

Avec : $E_{elec_conso_i}$ l'électricité consommée pendant la phase i sur toute sa durée [J]

P_i la puissance consommée par la phase i [W]

Δt_i la durée de la phase i [s]

E_{0_i} l'électricité consommée ponctuellement [J].

Le modèle proposé par les auteurs est constitué par des lois mathématiques simples, permettant de retrouver des lois d'évolution semblables à celles de l'expérience. Par exemple, le calcul de température du foyer dépend de la phase considérée : la loi est constante, linéaire, exponentielle ou hyperbolique selon les cas.

2.3. MODELE « REGLEMENTATION THERMIQUE »

L'Arrêté du 11 mars 2009 relatif à l'agrément de la demande de titre V relative à la prise en compte des chaudières à micro-cogénération à combustible liquide ou gazeux dans le cadre de la réglementation thermique 2005 (JO, 2009) prévoit les modalités de prise en compte des micro-cogénérateurs dans le cadre de la réglementation thermique française. A cette fin, l'annexe de cet arrêté propose un modèle de détermination des productions thermiques et électriques.

Pour la production de chaleur, les caractéristiques des chaudières à micro-cogénération sont mesurées dans les mêmes conditions que les normes en vigueur pour les chaudières à condensation. Elles concernent le rendement thermique à charge nominale (température moyenne d'eau de 70 °C), le rendement thermique à 30 % de charge nominale (température moyenne d'eau de 33 °C), et les pertes à l'arrêt. Dans ce modèle, les chaudières à micro-cogénération ont une puissance d'auxiliaires nulle. En effet, le rendement de production d'électricité mesuré est le rendement net : l'énergie électrique consommée par les auxiliaires de génération y est intégrée.

La production d'électricité étant totalement asservie aux besoins de chauffage et d'eau chaude sanitaire, elle dépend directement de la consommation de chauffage et d'eau chaude sanitaire. Elle est calculée en appliquant à cette consommation un rendement moyen annuel de production d'électricité, selon la formule suivante :

$$E_{che} = R_{e30} \cdot (C_{ch} + C_{mode_ecs} \cdot C_{ecs}) [kWh \cdot m^{-2} SHON \cdot an^{-1}] \quad (II. 9)$$

où : E_{che} est la production d'électricité

R_{e30} est le rendement mesuré sur un cycle de fonctionnement de 30 min, départ arrêté, et pour une température moyenne d'eau de 40 °C, incluant la consommation électrique de la chaudière (hors pompe) [%].

C_{ch} est la consommation conventionnelle d'énergie du bâtiment correspondant au chauffage hors auxiliaires et ventilateurs [kWh.m⁻²SHON].

C_{ecs} est la consommation conventionnelle d'énergie du bâtiment correspondant à l'eau chaude sanitaire hors auxiliaires [kWh.m⁻²SHON].

C_{mode_ecs} est égal à 1 dans les cas où la production d'électricité est calculée en prenant en compte le fonctionnement en production d'eau chaude sanitaire de la chaudière (si la production d'eau chaude sanitaire est accumulée avec un ballon intégré à la chaudière, ou bien si la production d'eau chaude sanitaire est accumulée avec un ballon séparé de la chaudière, de volume supérieur ou égal à 100 litres pour un moteur de puissance thermique supérieure ou égale à 4 kW et inférieure ou égale à 6 kW, et à 150 litres pour une puissance thermique supérieure à 6 kW et inférieure ou égale à 8 kW). C_{mode_ecs} est égal à 0 sinon.

Enfin, la consommation d'énergie primaire du bâtiment, notée C_{ep} , se déduit de E_{che} par l'équation (II. 10).

$$C_{ep} = E_{che} \cdot C_{ep-che} [kWh_{EP}.m^{-2}SHON.an^{-1}] \quad (II. 10)$$

où : C_{ep-che} est le coefficient de transformation en énergie primaire de la production d'électricité de la chaudière à micro-cogénération. Ce coefficient est égal à 2,58.

2.4. NECESSITE DE CREATION D'UN NOUVEAU MODELE

Le Tableau II. 1 synthétise les caractéristiques des trois modèles de micro-cogénérateurs identifiés dans la littérature en regard des critères définis dans le paragraphe 1.

Modèle	Annexe 42	Thiers et al.	Règlementation thermique
Approche de modélisation	Mixte, à dominante physique	Empirique	Empirique
Ordre du modèle	2 : dynamique	0 : comportemental	0 : comportemental
Dépendance au temps	Dynamique	Quasi statique	Statique
Domaine de validité	Moteurs à combustion interne et moteurs Stirling : a priori tous	Stirling bois « Sunmachine Pellet » uniquement	Moteurs Stirling avec : $0,5 < P_{net} < 1,5 \text{ kW}_{el}$ et $4 < Q_{HX} < 8 \text{ kW}_{th}$
Adaptabilité	91 paramètres, dont la carte de performance à identifier	Méthode reproductible à tout micro-cogénérateur	?
Précision	+	+	-
Temps de calcul	-	+	+
Facilité de paramétrage ³	--	-	-

³ Pour chacun des modèles identifiés, le recours à une caractérisation expérimentale du micro-cogénérateur est nécessaire, avec de plus une procédure de minimisation dans le cas du modèle de l'Annexe 42.

Généricité	+	-	+
------------	---	---	---

Tableau II. 1 – Bilan synthétique des modèles de micro-cogénérateurs identifiés

Le modèle de la réglementation thermique ne répond pas à notre exigence de précision, puisqu'il ne prend pas en compte les dynamiques de fonctionnement du moteur. Il est susceptible en revanche de fournir une bonne approximation des performances annuelles d'un micro-cogénérateur.

Un de nos objectifs pour la plate-forme de modélisation est d'être adaptable à tout type de micro-cogénérateur. Il est donc essentiel que le modèle retenu soit généralisable au plus grand nombre de micro-cogénérateurs, et dans la mesure du possible de technologies de micro-cogénération.

Son paramétrage doit rester aisé, à partir de données expérimentales *facilement accessibles*, voire de données constructeurs si possible, de telle manière à pouvoir simuler des micro-cogénérateurs même sans test supplémentaire.

Cette double exigence nous amène à écarter un modèle purement comportemental comme celui proposé par Thiers *et al.* qui nécessite de réaliser une campagne expérimentale complète pour chaque moteur à paramétrer.

Le modèle de l'Annexe 42 est celui qui s'approche le plus de nos objectifs, mais il présente l'inconvénient majeur de nécessiter une campagne de caractérisation intensive pour déterminer un grand nombre de paramètres, dont certains sont globalisants et ne peuvent pas être intrinsèquement mesurés, comme $[MC]_{moteur}$, UA_{HX} , $T_{mot,nom}$, ou UA_{pertes} . En fonction des moyens expérimentaux à disposition pour la réalisation des essais, l'identification des paramètres peut nécessiter le recours à des algorithmes de minimisation.

Ainsi, pour répondre aux objectifs définis en 1.4, il devient nécessaire de proposer un nouveau modèle de micro-cogénérateur. L'approche de modélisation retenue devra être suffisamment analytique pour permettre la généralisation du modèle obtenu à tout micro-cogénérateur et à toute technologie, mais également réduire au maximum le nombre des paramètres nécessaires et la difficulté de leur obtention. Les paramètres doivent pouvoir être dérivés directement d'essais faciles à mener sur le moteur, voire communiqués directement par le constructeur.

2.5. ADAPTABILITE A D'AUTRES COMBUSTIBLES

Les modèles adaptés pour de la cogénération gaz peuvent se révéler insuffisants pour la cogénération bois. Les relevés expérimentaux effectués au Centre Energétique et Procédés de Mines ParisTech par Thiers, Aoun et Peuportier (2008) confirment que, durant la phase de refroidissement du moteur, la production thermique continue et la production électrique existe, bien que limitée. Ces productions ne sont pas prises en compte dans le modèle de l'Annexe 42 par exemple.

Pour la technologie bois, la phase de préchauffage est cruciale dans l'analyse du fonctionnement global du moteur. En effet, le démarrage à froid se caractérise par une première phase de préchauffage électrique jusqu'à une température comprise entre 250 et 350°C. Après le préchauffage électrique, c'est une combustion de bois qui permet d'atteindre la température de 650°C nécessaire au démarrage du moteur Stirling (Thiers, Aoun, & Peuportier, 2008).

Pour compenser l'énergie électrique consommée durant cette phase, il faut prévoir un temps de fonctionnement, donc de production, suffisamment long. On risque sinon d'obtenir un bilan global du fonctionnement du moteur négatif en termes de production électrique. La régulation du moteur et en particulier d'une durée minimale de fonctionnement doit donc être intégrée dans le développement d'un modèle propre au combustible bois.

Des adaptations, qui peuvent être effectuées sur la base du modèle développé dans cette thèse sur le combustible gaz, sont nécessaires à la prise en compte des problématiques propres à l'utilisation d'autres sources de chaleur comme la combustion du bois. Elles ne sont pas réalisées dans le cadre de cette thèse.

3. ETAT DE L'ART DES MODELES DE BALLON DE STOCKAGE THERMIQUE

Dans une revue des modèles de ballons de stockage thermique, Johannes (2005) distingue cinq types de modèles :

- Modèle à volumes variables « Plug Flow »
- Modèle multicouches
- Modèle à stockage brassé
- Modèle zonal
- Modèle de type CFD

Les quatre premiers types de modèles simplifiés ; la modélisation de la convection naturelle et forcée au sein du fluide est seulement approchée. Nous limiterons notre étude à ces modèles, qui sont adaptés à l'intégration dans une simulation d'un système complet. Les sorties attendues dans notre problématique sont principalement les pertes thermiques au niveau du stockage, ainsi que les températures de sortie (vers la source et vers le puisage). Les quatre types de modèle simplifiés sont décrits dans les paragraphes suivants ; le choix du modèle retenu est discuté au paragraphe 3.5.

3.1. MODELE A VOLUMES VARIABLES « PLUG FLOW »

Ce type de modèle, dont fait partie le « Type 38 » de TRNSYS (TRNSYS, 2005), comporte un nombre de couches considérées chacune à une température homogène, ainsi que deux doubles ports. Un double port correspond à une entrée couplée à une sortie, car reliée au même circuit externe.

Dans ce type de modèle, à chaque pas de temps, les volumes de fluide en provenance de la source et du réseau sont dans un premier temps virtuellement ajoutés aux volumes des couches déjà présentes dans le ballon, comme présenté sur la Figure II. 6. Leur répartition s'effectue en fonction de leur température.

A l'issue de cette première étape, le volume total du ballon est donc supérieur au volume réel. Les volumes correspondant aux soutirages sont ensuite retirés du total.

La phase d'injection est donc dissociée de la phase de puisage, ce qui permet de réaliser l'éventuelle homogénéisation avant de déterminer les températures d'eau de puisage. A la fin de chaque pas de temps, le volume est finalement bien égal au volume réel.

Dans l'exemple présenté sur la Figure II. 6, le volume de stockage est initialement divisé en 4 couches de températures homogènes T_1 à T_4 et de volumes V_1 à V_4 .

Au cours d'un pas de temps, les volumes correspondant aux injections sont ajoutés au volume initial du ballon, provoquant un décalage des strates initialement présentes. Le volume V_C provenant de la source chaude à la température T_C est ajouté en partie haute, car T_C est supérieure à T_1 . Ceci provoque un décalage des volumes présents dans le ballon. De façon analogue, le volume puisé V_F est remplacé dans le ballon par un volume égal ajouté au bas du ballon, car à température T_F , plus froide que T_4 .

Après ces deux injections, les volumes qui sortent des limites du ballon sont ceux correspondant aux deux puisages vers la source chaude et vers l'utilisation. Leurs températures respectives sont déterminées par la moyenne des températures pondérée par les volumes puisés.

L'exemple proposé ne présente pas de cas d'inversion de température nécessitant un éventuel mélange de couches pour la résolution.

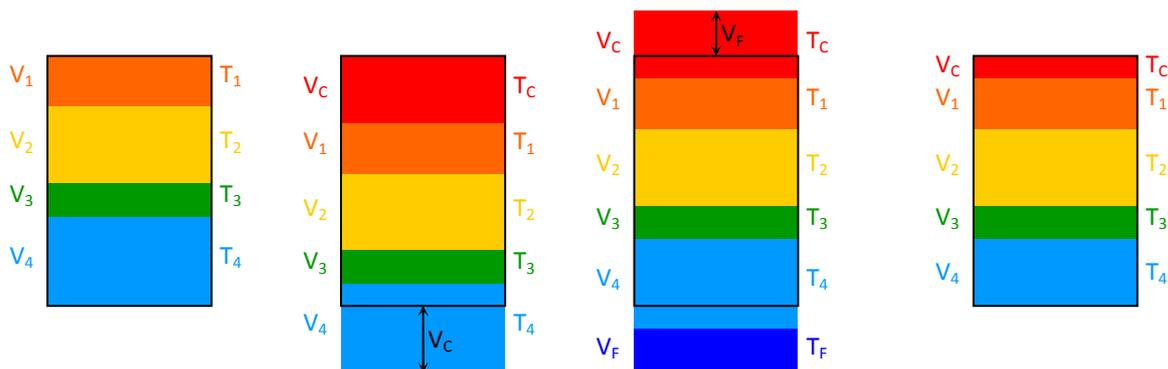


Figure II. 6 - Décomposition d'un pas de temps de calcul pour un modèle à volume variable

Dans ce modèle, l'épaisseur de chaque couche dépend du volume puisé et du volume de fluide chaud injecté. Il est bien indiqué pour les problèmes de stratification car les couches à fort gradient thermique peuvent être modélisées correctement sans avoir besoin d'un pas de temps faible. Cependant, seulement 2 doubles ports sont disponibles et un seul ballon peut être modélisé dans la simulation étant donné la programmation du modèle (Johannes, 2005). En outre, ce type ne permet pas la modélisation d'un échangeur interne.

3.2. MODELE MULTICOUCHES

L'hypothèse retenue pour ce modèle est la division du volume de fluide contenu dans le ballon en N noeuds de volume égal et de température différente mais homogène. Les types 4, 60, 74, 140/340 et 534 font appel à ce modèle. Les différences principales sont les équipements pris en compte par le modèle (présence ou non d'un ou plusieurs échangeurs internes, résistance électrique...). Le « Type 140 » permet aussi de simuler un ballon à échangeur manteau (Johannes, 2005).

ElMtiri (2007) décrit plusieurs modèles de stockage thermique disponibles dans TRNSYS. Le type 4, ballon de stockage à stratification simple, prend en compte la stratification en température à l'intérieur du ballon mais ne comporte pas d'échangeur interne, à l'exception d'éventuelles résistances chauffantes, au maximum deux.

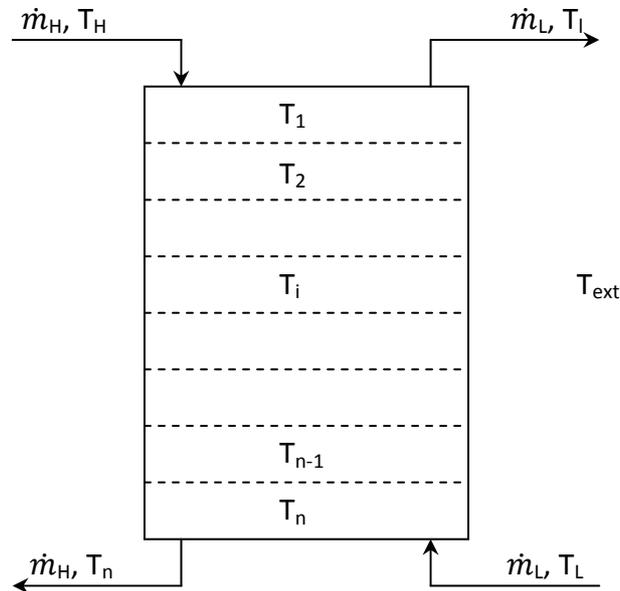


Figure II. 7 - Représentation schématique du ballon de stockage selon le modèle de stratification
Adapté d'ElMtiri (2007)

Le type 340 est un développement des types 74 et 140, basés sur le modèle *Multiport store*. D'après Drück (2006), ce modèle est presque universel et doit permettre de simuler presque tous les types de stockage utilisés dans des systèmes solaires. Il peut en particulier simuler un volume de stockage allant de 100 litres à plusieurs mètres cubes, avec jusqu'à 4 échangeurs internes, un appoint électrique et un maximum de 10 double ports.

Le type 534 (Thornton et al., 2004), également multicouches, permet de modéliser un nombre plus limité de configurations, et limite par conséquent les risques de non-convergence.

Le modèle multicouches assimile le ballon à un volume cylindrique placé verticalement, rempli d'eau, et divisé en N_{str} strates horizontales de hauteur identique H_{str} considérées à température homogène T_i .

Une représentation d'un tel ballon de stockage est présentée sur la Figure II. 7, en utilisant la nomenclature suivante :

\dot{m}_H	débit masse de l'eau échangée avec la source	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$
\dot{m}_L	débit masse de l'eau échangée avec le réseau	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$
T_i	température supposée uniforme de la couche i	$[\text{°C}]$
T_H	température de l'eau provenant de la source	$[\text{°C}]$
T_L	température de l'eau provenant du réseau	$[\text{°C}]$
T_{ext}	température de l'environnement du ballon	$[\text{°C}]$

Le Type 4 admet uniquement deux entrées et deux sorties. Les deux sorties sont fixes dans tous les cas : le puisage est situé à l'extrémité haute du ballon (couche 1) et la sortie vers la

source thermique est située dans la couche la plus basse (couche n). En revanche, les positions des entrées dans le ballon dépendent du choix de l'utilisateur.

Dans le mode « entrées fixes », l'eau provenant du réseau entre dans la couche du bas (couche n) et celle provenant de la source entre juste en-dessous du nœud où est situé l'élément chauffant s'il existe, et sinon en haut du réservoir (couche 1). Cette configuration correspond exactement à celle de la Figure II. 7.

Dans le mode « entrées variables », la position des entrées n'est pas fixée par l'utilisateur, et elle sera variable au cours de la simulation. L'entrée provenant du réseau reste fixée à la couche basse (n), mais l'entrée d'eau chauffée par la source est variable en fonction de sa température, pour reproduire l'effet d'une canne de stratification. L'eau est alors injectée à chaque pas de temps dans la couche d'eau dont la température est la plus proche de la sienne.

La stratification thermique au sein du ballon est prise en compte en faisant l'hypothèse que l'eau n'est pas brassée et avec présence d'une canne de stratification. Par conséquent, dans le mode « entrées variables », les températures d'eau des strates du ballon sont toujours réparties de façon croissante du bas vers le haut, ce qui limite les cas de non convergence à la fin d'un pas de temps.

L'hypothèse réalisée est que le débit entrant ou sortant de chaque strate est complètement mélangé avant de quitter la strate, c'est-à-dire qu'il est à la température uniforme de la strate.

A chaque pas de temps, un bilan de puissance instantanée est réalisé pour chaque strate, prenant en compte sa variation d'énergie interne, les échanges par injection et soutirage direct, les échanges par convection forcée, les échanges par conduction entre strates, et les échanges par conduction à travers les parois du ballon (Thiers, 2008).

Les hypothèses de modélisation concernant le remplissage permanent du ballon (ballon en charge) et le coefficient de dilatation de l'eau nul permettent d'établir l'égalité des débits d'eau entrant et sortant de chaque strate i à tout instant.

ElMtiri (2007) affirme que des résultats expérimentaux ont montré que la stratification réelle s'affaiblit plus rapidement que ce que prévoit la théorie basée sur la seule conductivité de l'eau. La cause pourrait en être la conductivité élevée des parois, classiquement en métal, par rapport à celle du liquide. L'auteur propose une conductivité thermique « efficace ».

La résolution du système de N_{str} équations est réalisée par itérations. Chaque itération n permet de calculer les températures $T_i|_{t+\Delta t}^n$ à partir des températures $T_i|_{t+\Delta t}^{n-1}$ calculées à l'itération précédente et des températures $T_i|_t$ obtenues par calcul au pas de temps précédent. La convergence est déclarée lorsque l'écart des valeurs de température à deux itérations successives pour chaque strate est inférieur à une valeur ε fixée, correspondant à la précision souhaitée, ce qui se traduit par la condition de convergence suivante :

$$\max_{i \in \{1; N_{str}\}} (T_i|_{t+\Delta t}^n - T_i|_{t+\Delta t}^{n-1}) < \varepsilon \quad (II. 11)$$

Cette modélisation admet toutefois une *limitation* forte. Elle suppose en effet que les échanges par injection ou soutirage n'interviennent que dans la strate concernée, et que les échanges par convection interne ne font intervenir que deux strates adjacentes. Ceci suppose donc que les volumes d'eau déplacés au cours d'un pas de temps soient inférieurs au volume de la strate pour assurer la cohérence du modèle. La condition s'écrit :

$$\dot{m} \cdot \Delta t < A_{str} \cdot H_{str} \quad (\text{II. 12})$$

Les débits variant dans le temps, la condition de validité du modèle ne peut être respectée que si le pas de temps de calcul est court, ou si le volume de chaque strate est suffisamment important (Thiers, 2008).

Johannes (2005) présente plusieurs résultats de comparaison entre les résultats des simulations avec des modèles multicouches et des expérimentations. D'après l'auteur, ces comparaisons ont été réalisées exclusivement en régime permanent. Newton (1995, cité par Johannes, 2005) a étudié la charge et le refroidissement d'un ballon durant 93 heures à l'aide du Type 60. La conclusion de son travail est qu'il faut un grand nombre de nœuds pour modéliser correctement le comportement du ballon. Cependant, plus le nombre de nœuds est important, plus les durées de simulation augmentent. Dayan (1997, cité par Johannes, 2005) a également travaillé avec le Type 60 afin d'optimiser les installations solaires domestiques. Son étude montre l'influence du nombre de nœuds utilisé pour la simulation du ballon sur la couverture solaire. Il y a très peu de différences au-delà de 20 nœuds. C'est pourquoi Dayan a mené l'étude en modélisant le ballon avec 20 nœuds.

3.3. MODELE DE STOCKAGE BRASSE

Ce modèle suppose que le ballon de stockage est à une température uniforme. Il est en fait un cas particulier du modèle multicouches où l'on considère la division du ballon en une seule couche (Johannes, 2005). Dans la mesure où la prise en compte de la stratification au sein du ballon est un point important de notre étude, ce type de modèle ne peut pas être retenu.

3.4. MODELE ZONAL

Johannes (2005) présente un certain nombre de considérations à propos de ce modèle qui nous conduit à l'écarter de notre étude. En effet, l'auteur précise que, bien qu'il reproduise assez fidèlement le champ des températures dans le ballon, ce modèle ne pourra être utilisé que dans des simulations d'installations collectives décentralisées car il a été exclusivement développé pour simuler les ballons à échangeur manteau. De plus, les temps de simulation sont importants – 48h pour simuler 24h – alors qu'il ne faut que quelques minutes avec un modèle multicouches.

3.5. BILAN SYNTHETIQUE DES MODELES DE BALLON DE STOCKAGE THERMIQUE

Le Tableau II. 2 présente un bilan synthétique des modèles de ballon de stockage thermique, en regard des critères définis au paragraphe 1. Le modèle à stockage brassé, en tant que cas particulier du modèle multicouches et déjà écarté de notre étude, n'est pas repris dans ce tableau.

Modèle	Volumes variables	Multicouches	Zonal
Approche de modélisation	Analytique	Analytique	Analytique
Ordre du modèle	2 : dynamique	2 : dynamique	3 : champ de températures
Dépendance au temps	Quasi-statique	Quasi-statique	Quasi-statique
Domaine de validité	Maxi 2 double ports pas d'échangeur interne	A priori tous les ballons sauf échangeur manteau	Echangeur manteau
Adaptabilité	-	+	--
Précision	+	+	+
Temps de calcul	+	Dépendant du nombre de strates modélisées	--
Facilité de paramétrage	+	-	?
Généricité	-	++	--

Tableau II. 2 – Bilan synthétique des modèles de ballon de stockage identifiés

3.6. CHOIX D'UN MODELE MULTICOUCHES

L'analyse réalisée ci-dessus nous a conduit à retenir le modèle multicouches pour notre application. Pour tester les modèles recensés nous avons testé un des types disponibles dans le logiciel TRNSYS.

Nous avons commencé par appliquer des débits constants pour la source et la charge. Le premier principe n'est pas vérifié pour les résultats obtenus : l'égalité entre l'énergie entrante et sortante du ballon n'est pas vérifiée à chaque pas de temps, et ce à quelques pourcents près.

Le type 534 de TRNSYS fait également appel à un modèle de ballon multicouches. Il est inclus dans le package TESS (Bradley *et al.*, 2004), et est de ce fait disponible. Il permet de simuler le comportement d'un volume de stockage constant comportant des doubles entrées et des échangeurs de chaleur internes. Ceux-ci peuvent être de quatre types différents : rangée de tubes horizontaux, rangée de tubes verticaux, serpentins bobinés ou serpentins déroulés. De ce fait, la variété des ballons de stockage pouvant être modélisée est très grande et le modèle a une portée plus générale.

Le modèle proposé donne de très bons résultats ; en particulier, la vérification du premier principe de la thermodynamique, après réalisation des itérations, donne de meilleurs résultats qu'avec le type 60.

C'est ce type que nous retenons pour notre étude.

4. MODELE DE MICRO-COGENERATEUR DEVELOPPE

4.1. CAHIER DES CHARGES ET OBJECTIFS ATTENDUS

L'état de l'art présenté en 2 a identifié trois modèles de micro-cogénérateurs, ainsi que leurs domaines d'application et leurs limites. Le paragraphe 2.4 a montré qu'il était nécessaire de développer un nouveau modèle de micro-cogénérateur afin de répondre au mieux aux objectifs du modèle à utiliser pour la plate forme de simulation et d'optimisation de systèmes de micro-cogénération couplés aux bâtiments, précisés en 1.4.

Le modèle doit prendre en compte les différentes phases de fonctionnement du micro-cogénérateur, et la logique de régulation doit également être modélisée.

En vue de son intégration dans une simulation dynamique annuelle de bâtiments et de systèmes, les entrées et sorties essentielles attendues du modèle de micro-cogénérateur sont celles du bilan énergétique présenté sur la Figure II. 9, page 71.

4.2. DEMARCHE ET HYPOTHESES RETENUES POUR LA MODELISATION

4.2.1. Démarche de modélisation

Dans le cadre des techniques de modélisation proposé par Gicquel (voir Figure II. 1), l'approche analytique permet une adaptabilité maximale, mais au détriment du nombre de paramètres et surtout de leur disponibilité. Par exemple, modéliser un échangeur nécessite de connaître les masses et matériaux mis en jeu, les coefficients d'échange de part et d'autre, etc. A l'opposé, l'approche empirique se contente de paramètres comportementaux mesurables sur le système réel, mais interdit toute adaptation à un autre micro-cogénérateur, a fortiori d'une technologie différente.

La modélisation que nous avons adoptée dans ce travail est au confluent de ces deux approches, comme présenté sur la Figure II. 8. D'une part, elle reflète une compréhension globale des phénomènes physiques intervenant dans le micro-cogénérateur, ce qui permet de conserver une adaptabilité du modèle à d'autres micro-cogénérateurs à combustion externe, voire à d'autres technologies de micro-cogénération. D'autre part, elle fait intervenir des performances empiriques, et nécessite par conséquent pour son paramétrage certaines caractéristiques de fonctionnement comme les constantes de temps de préchauffage et de refroidissement. Ces paramètres sont différents sur chaque moteur, mais restent facilement accessibles par l'expérience. Ils pourraient éventuellement faire l'objet d'une communication par les constructeurs dans le cadre d'un outil d'aide à la prescription.

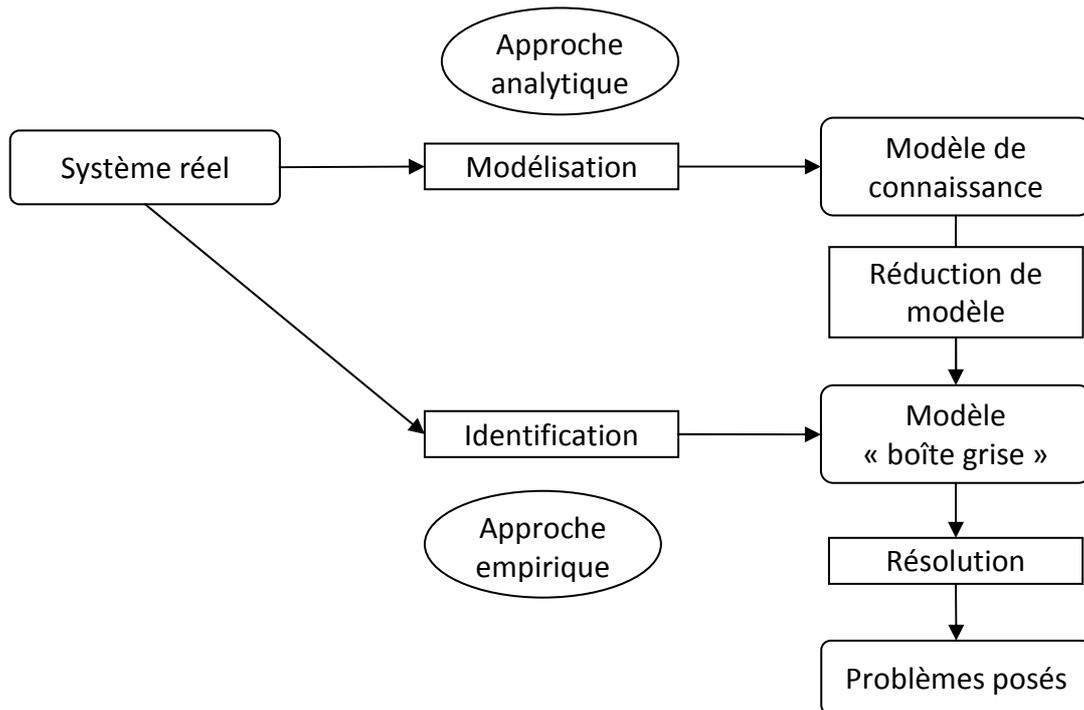


Figure II. 8 - Démarche de modélisation adoptée pour le modèle de micro-cogénérateur, adaptée de la classification de modélisation proposée par Gicquel (voir Figure II. 1)

La démarche de modélisation dans le cas de l'approche analytique, pour créer un modèle de connaissance ou pour réaliser une identification d'un modèle de comportement, passe par des niveaux d'abstraction successifs. En adaptant la proposition de Husaunndee (1999), qui définit six niveaux d'abstraction lors de l'élaboration, nous en présentons ici cinq :

- Le *niveau technique* qui vise à déterminer les frontières du modèle.
- Le *niveau physique*, où l'on étudie les relations physiques fondamentales des phénomènes intervenant dans le système (bilan thermiques, etc.). Les variables sont ainsi déterminées.
- Le *niveau mathématique* qui vise à transposer l'analyse physique en équations, à l'aide des lois de la physique connue ou de corrélations.
- Le *niveau algorithmique* traduit les expressions mathématiques en algorithmes.
- Le *niveau numérique* vise au choix des outils de résolution, par exemple du solveur, adapté à l'algorithme obtenu.

4.3. DEVELOPPEMENT DU MODELE

Le modèle de micro-cogénération développé doit permettre de restituer par simulation numérique le comportement réel du micro-cogénérateur face à une sollicitation pour les phases de fonctionnement normal, de refroidissement, de préchauffage et d'arrêt. Schématiquement, les entrées et sorties principales du modèle, permettant de réaliser le bilan d'exploitation, sont représentées sur la Figure II. 9. A partir de la demande thermique, le modèle doit en particulier fournir la puissance thermique, la puissance électrique et la consommation de combustible délivrée.

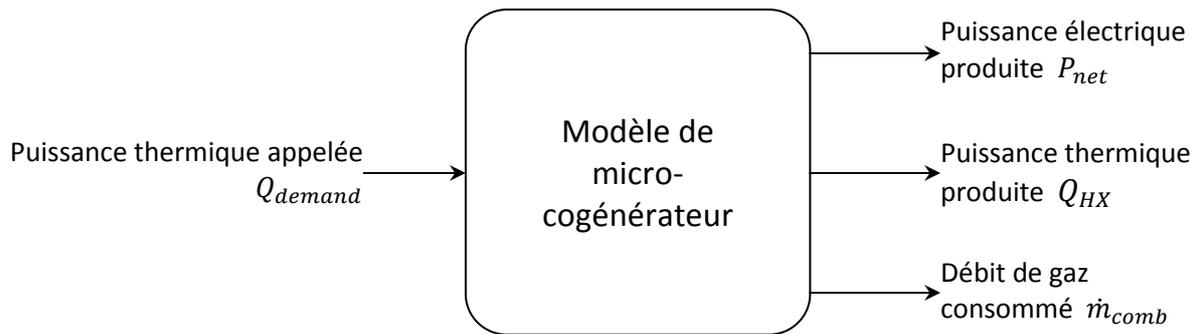


Figure II. 9 - Bilan énergétique du modèle de micro-cogénérateur

Le modèle utilise donc la puissance thermique demandée comme entrée. Celle-ci doit être déterminée ailleurs dans la simulation, tout comme les autres paramètres d'interaction avec la simulation dynamique du bâtiment : température d'entrée de l'eau de refroidissement $T_{cw,i}$ et débit d'eau de refroidissement \dot{m}_{cw} .

La Figure II. 10 représente le système modélisé de micro-cogénération couplé à un bâtiment. Dans le cas de cette installation, la température d'entrée d'eau $T_{cw,i}$ est liée au ballon de stockage, et la demande d'énergie thermique par exemple reliée au niveau de température dans le ballon.

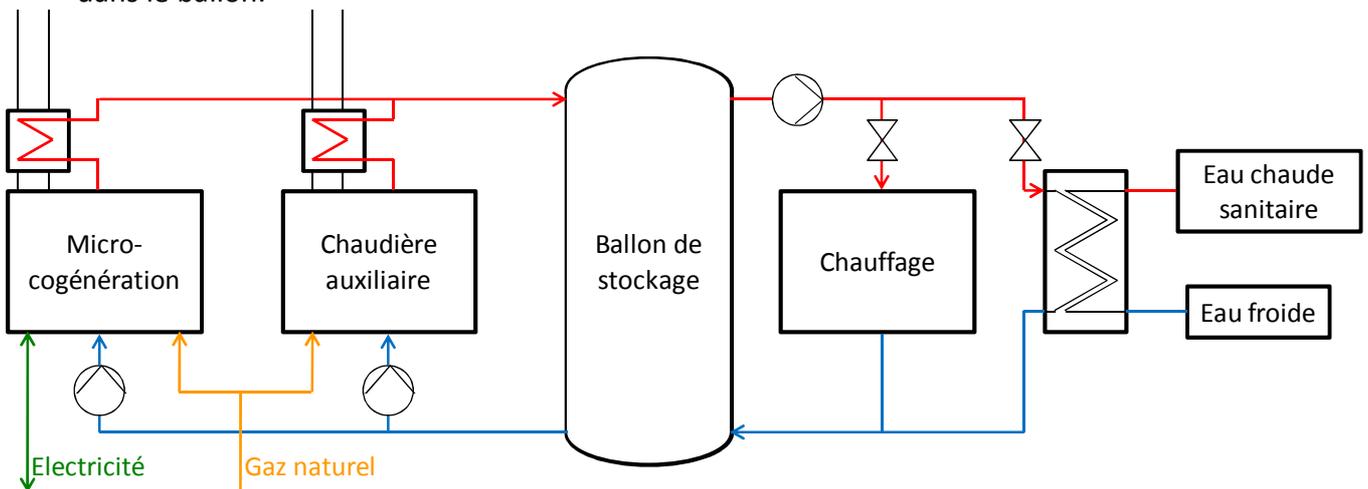


Figure II. 10 - Représentation schématique du système de micro-cogénération modélisé

Le modèle repose sur un bilan énergétique de la micro-cogénération. Ce bilan énergétique est présenté au paragraphe 4.3.1. Il est complété par la prise en compte des performances du micro-cogénérateur en fonction des paramètres d'entrée et du mode de fonctionnement du moteur de micro-cogénération, décrite dans les paragraphes suivants, de 4.3.2 à 4.3.5.

4.3.1. Bilan énergétique du micro-cogénérateur

Le modèle assimile le micro-cogénérateur à une unique capacité thermique. Physiquement, il convient évidemment de dissocier différentes capacités thermiques internes au micro-cogénérateur, mais l'hypothèse réalisée ici considère que le comportement thermique de l'ensemble du micro-cogénérateur peut être modélisé par une seule constante de temps. Le micro-cogénérateur est donc supposé être à une température uniforme T_{int} à chaque pas de temps. Cette température est fictive, puisque les différentes parties du micro-cogénérateur ont une température différente. Cette température fictive T_{int} gouverne les pertes

thermiques du micro-cogénérateur avec l'ambiance par un coefficient $[UA]_{pertes}$, voir (II. 14).

Le bilan énergétique, schématisé à la Figure II. 11, s'écrit alors classiquement (II. 13).

$$[MC]_{int} \cdot \frac{dT_{int}}{dt} = \dot{H}_{comb} + \dot{H}_{air} + P_{comb} - P_{brut} - Q_{HX} - Q_{pertes} - \dot{H}_{exh}^{sens} - \dot{H}_{exh}^{latent} \quad (II. 13)$$

Dans lequel on peut distinguer les termes d'accumulation, d'apports et de puissances délivrées :

$$\underbrace{[MC]_{int} \cdot \frac{dT_{int}}{dt}}_{\text{Terme d'accumulation}} = \underbrace{\dot{H}_{comb} + \dot{H}_{air} + P_{comb}}_{\text{Flux entrants}} - \underbrace{(P_{brut} + Q_{HX} + Q_{pertes} + \dot{H}_{exh}^{sens} + \dot{H}_{exh}^{latent})}_{\text{Flux sortants}}$$

- où :
- $[MC]_{int}$ est la capacité thermique du micro-cogénérateur $[J.K^{-1}]$,
 - T_{int} est la température fictive supposée uniforme du micro-cogénérateur $[^{\circ}C]$,
 - t est le temps,
 - \dot{H}_{comb} est le flux d'enthalpie du combustible $[W]$,
 - \dot{H}_{air} est le flux d'enthalpie de l'air comburant $[W]$,
 - P_{comb} est la puissance combustible $[W]$.
 - P_{brut} est la puissance électrique brute $[W]$,
 - Q_{HX} est la puissance thermique transmise à l'eau de refroidissement $[W]$,
 - Q_{pertes} est la puissance dissipée par pertes $[W]$,
 - \dot{H}_{exh}^{sens} est le flux enthalpique sensible des gaz d'échappement $[W]$, et
 - \dot{H}_{exh}^{latent} est le flux enthalpique latent des gaz d'échappement $[W]$.

L'analyse de ce bilan montre que Q_{pertes} est un terme résiduel incluant à la fois les pertes convectives et radiatives du micro-cogénérateur, ainsi que les autres termes de pertes, comme la puissance emportée par les condensats. Une analyse de ces termes est proposée au Chapitre IV.

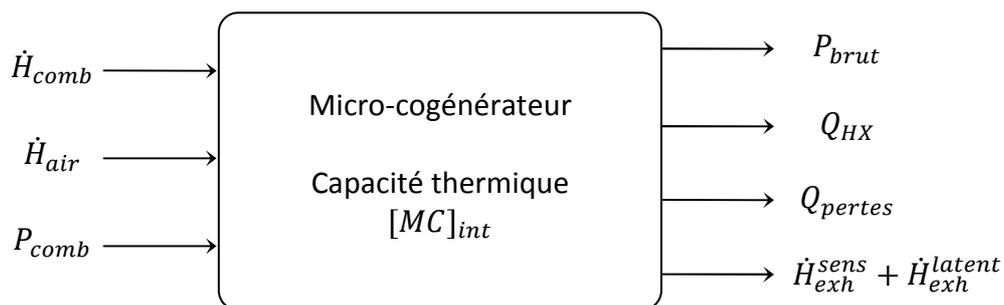


Figure II. 11 - Bilan énergétique sur le volume de conversion énergétique du micro-cogénérateur

Les pertes thermiques du micro-cogénérateur supposé à température uniforme s'écrivent :

$$Q_{pertes} = [UA]_{pertes} \cdot (T_{int} - T_{amb}) \quad (II. 14)$$

où T_{amb} est la température de l'ambiance où se trouve le micro-cogénérateur $[^{\circ}C]$.

L'équation différentielle du premier ordre (II. 13) est résolue à chaque pas de temps, sous sa forme discrétisée (II. 15), et en remplaçant Q_{pertes} par sa valeur. La valeur de T_{int}^t permet ensuite de déterminer Q_{pertes} par (II. 14).

$$T_{int}^t = \frac{\{MC_{int} \cdot T_{int}^{t-\Delta t} + \Delta t \cdot (\dot{H}_{comb} + \dot{H}_{air} + P_{comb} - Q_{HX} - P_{brut} - \dot{H}_{exh}^{sens} - \dot{H}_{exh}^{latent} + UA_{pertes} \cdot T_{amb})\}}{MC_{int} + UA_{pertes} \cdot \Delta t} \quad (II. 15)$$

Les termes intervenant dans cette équation sont calculés différemment en fonction de mode de fonctionnement du micro-cogénérateur. Des tests effectués préalablement à la résolution permettent de déterminer le mode de fonctionnement au pas de temps courant. Ces tests sont représentés sur l'organigramme de résolution du modèle, paragraphe 4.4 et Figure II. 13.

4.3.2. Fonctionnement normal

Les caractéristiques de fonctionnement normal sont déduites d'une caractérisation des performances du micro-cogénérateur en régime permanent, qui définit chacune des puissances thermique, électrique nette et combustible comme une fonction polynomiale de la température de retour d'eau, du débit d'eau et de la charge, à partir d'une situation de référence dite « nominale » et pour laquelle les paramètres d'entrée (débit et température d'eau de refroidissement, charge) et les puissances (électrique, thermique et combustible) sont connues ou mesurées.

4.3.2.1. Caractéristiques thermiques

a. Coefficient de charge

On suppose que le moteur s'adapte instantanément aux sollicitations (à l'échelle de temps considérée), et que par conséquent la charge du moteur est fonction de la puissance thermique demandée, bornée par les limites minimale et maximale. Cette stratégie permet en outre de s'adapter aux moteurs non modulables en puissance.

$$C_{charge} = \begin{cases} 0 & \text{si } Q_{demand} < Q_{démarrage} \\ Q_{demand}/Q_{HX}^{nom} & \text{si } Q_{démarrage} < Q_{demand} < Q_{max} \\ Q_{max}/Q_{HX}^{nom} & \text{si } Q_{max} < Q_{demand} \end{cases} \quad (II. 16)$$

où : Q_{max} est la puissance thermique maximale délivrée par le micro-cogénérateur [W],
 Q_{HX}^{nom} est la puissance thermique nominale [W].

En règle générale, $Q_{max} = Q_{HX}^{nom}$.

Le coefficient de charge est ensuite utilisé pour calculer les puissances thermique, électrique et combustible délivrées.

b. Puissance thermique délivrée

La puissance thermique délivrée par le moteur Stirling sera déduite de la caractérisation expérimentale des performances du micro-cogénérateur.

$$Q_{HX} = Q_{HX}^{nom} + c_1 \cdot (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + c_2 \cdot (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})^2 + d_1 \cdot (\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) + d_2 \cdot (\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})^2 + g \cdot C_{charge} \quad (II. 17)$$

c. Température de sortie de l'eau de refroidissement

La température de sortie de l'eau de refroidissement est déterminée à partir de l'expression classique reliant puissance, débit calorifique et différence de température.

$$T_{cw,o} = T_{cw,i} + \frac{Q_{HX}}{\dot{m}_{cw} \cdot c_{cw}} \quad (II. 18)$$

d. Puissance combustible PCS

La puissance combustible P_{comb} , exprimée sur le pouvoir calorifique supérieur PCS du combustible, est déduite de la caractérisation des performances réelles du micro-cogénérateur (II. 19).

$$P_{comb} = P_{comb}^{nom} + a_1 \cdot (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + a_2 \cdot (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})^2 + b_1 \cdot (\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) + b_2 \cdot (\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})^2 + j \cdot C_{charge} \quad (II. 19)$$

4.3.2.2. Caractéristiques électriques

a. Puissance électrique nette

La puissance électrique nette (aux bornes du micro-cogénérateur) est issue de la caractérisation expérimentale des performances du micro-cogénérateur, par l'équation (II. 20). De façon analogue à la puissance thermique, elle est exprimée comme un polynôme à l'ordre 2 de la température d'entrée d'eau de refroidissement et du débit d'eau de refroidissement, et modulé par la charge du moteur.

$$P_{net} = P_{net}^{nom} + e_1 \cdot (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + e_2 \cdot (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})^2 + f_1 \cdot (\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) + f_2 \cdot (\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})^2 + h \cdot C_{charge} \quad (II. 20)$$

b. Puissance électrique brute

La puissance électrique brute est égale à la puissance électrique nette additionnée des consommations des auxiliaires de génération, que sont le ventilateur et le circulateur (ou pompe), et de l'électronique.

$$P_{brut} = P_{net} + P_{auxiliaires} + P_{electronique} \quad (II. 21)$$

4.3.2.3. Analyse du combustible et modélisation de la combustion

a. Analyse du combustible

Les propriétés du gaz naturel sont établies à partir de sa composition volumique. Si le gaz est inconnu, plusieurs compositions volumiques par défaut sont proposées dans le Tableau II. 3.

	Gaz de Lacq	Gaz de Fos	Mer du Nord	Russie	Groningue
CH ₄	97.3%	91.2%	88.2%	96.2%	83.5%
C ₂ H ₆	2.1%	6.5%	5.4%	1.2%	3.6%
C ₃ H ₈	0.2%	1.1%	1.2%	0.3%	0.7%
C ₄ H ₁₀	0.1%	0.2%	0.4%	0.1%	0.2%
C ₅ H ₁₂	0.0%	0.0%	0.2%	0.1%	0.1%
N ₂	0.3%	1.0%	3.2%	1.8%	10.8%

	Gaz de Lacq	Gaz de Fos	Mer du Nord	Russie	Groningue
CO ₂	0.0%	0.0%	1.4%	0.3%	1.1%
CO	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
H ₂	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
O ₂	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
H ₂ O	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%

Tableau II. 3 - Composition volumique de quelques gaz naturels de référence (Gaz de France, 1993)

Plusieurs hypothèses sont réalisées pour cette analyse :

- Le volume molaire aux conditions normales de température et de pression identique pour tous les gaz en jeu est égal à 22,4 L.mol⁻¹. Par conséquent, la composition molaire d'un gaz est égale à sa composition volumique.
- Il y a combustion complète, c'est-à-dire que tous les composants oxydables du combustible se retrouvent intégralement oxydés dans les produits de combustion.
- Les produits de combustion ne sont composés que de dioxyde de carbone et de vapeur d'eau, additionnés du diazote inerte et du dioxygène en excès.
- L'azote se comporte comme un corps neutre vis-à-vis de la combustion, c'est-à-dire que l'on néglige la formation d'oxydes d'azote (ils peuvent être pris en compte pour la détermination des émissions de polluants par le micro-cogénérateur, voir paragraphe d).
- L'air comburant est constitué de 21% de dioxygène et de 79% de diazote, en volume (et donc en composition molaire).

b. Modélisation de la combustion

Pour chacun des composés i du gaz, Gaz de France (1993) propose des valeurs de pouvoir comburivore V_{a_i} , le volume de CO₂ V_{CO_2i} et d'H₂O $V_{H_2O_i}$ produit par sa combustion, ainsi que son pouvoir calorifique supérieur volumique PCS_i . Par multiplication avec la fraction volumique χ_i du composé i , on détermine les caractéristiques de la combustion du gaz naturel, ainsi que les volumes de CO₂ et d'H₂O produits lors de la combustion. Les équations détaillées sont présentées dans l'Annexe traitant de l'algorithme du modèle de micro-cogénérateur. Par exemple, en ce qui concerne la quantité de CO₂ produite par la combustion, on obtient l'équation (II. 22).

$$m_{CO_2} = \sum_i \{V_{CO_2i} \cdot \chi_i\} \cdot \frac{\mathcal{M}_{CO_2}}{\mathcal{M}_{comb}} [kg_{CO_2} \cdot kg_{comb}^{-1}] \quad (II. 22)$$

Le volume d'H₂O produit donne la quantité de vapeur d'eau contenue dans les fumées, duquel on déduit la quantité maximale d'eau condensée.

Une fois le pouvoir calorifique supérieur du combustible calculé, on obtient le débit de combustible par (II. 23).

$$\dot{m}_{comb} = \frac{P_{comb}}{PCS_{comb}} [kg \cdot s^{-1}] \quad (II. 23)$$

La combustion du gaz naturel est considérée avec un excès d'air e , ce qui permet de déduire le débit massique d'air comburant, (II. 24), ainsi que le débit massique de fumées, (II. 26). Elle est supposée complète, c'est-à-dire que les produits formés sont constitués des inertes des réactifs, de dioxyde de carbone, de vapeur d'eau, et de l'oxygène en excès.

$$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{comb} \cdot V_a \cdot \frac{\mathcal{M}_{air}}{\mathcal{M}_{comb}} \cdot (1 + e) [kg \cdot s^{-1}] \quad (II. 24)$$

c. Condensation des fumées

Le débit de vapeur d'eau condensée, ou de condensats, est modélisé par une équation affine de la température de retour d'eau (II. 25). Cette équation est valable sur le domaine de température de retour d'eau considéré. Si la température de retour d'eau est supérieure à la température de condensation, le résultat est maintenu nul. Le débit de condensats connu, on peut exprimer le débit de fumées par (II. 26).

$$\dot{m}_{condensats} = \begin{cases} 0 & \text{si } (k_{condens} \cdot T_{cw,i} + l_{condens}) \leq 0 \\ k_{condens} \cdot T_{cw,i} + l_{condens} & \text{sinon} \end{cases} \quad (II. 25)$$

$$\dot{m}_{exh} = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{air} - \dot{m}_{condensats} \quad (II. 26)$$

d. Débit de CO₂

Le débit de CO₂ produit lors du fonctionnement du micro-cogénérateur est déterminé à partir de la modélisation de la combustion réalisée en 4.3.2.3, en multipliant l'intensité d'émissions CO₂ du combustible par son débit massique (II. 27). Il est bien entendu possible de modéliser les émissions de tout autre polluant par une équation similaire.

$$\dot{m}_{CO_2} = \dot{m}_{comb} \cdot i_{CO_2,comb} \quad (II. 27)$$

4.3.2.4. Température des fumées

La température des fumées est modélisée par une fonction affine de la température de retour de l'eau de refroidissement (II. 28).

$$T_{exh} = T_{exh}^{nom} + k_{exh} \cdot (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) \quad (II. 28)$$

4.3.2.5. Calcul des flux d'enthalpie

a. Flux d'enthalpie de l'air

Le flux d'enthalpie de l'air comburant s'écrit :

$$\dot{H}_{air} = \dot{m}_{air} \cdot c_{air} \cdot (T_{air} - T_0) \quad (II. 29)$$

Pour l'air comburant, sa température étant égale à celle de l'air extérieur qui oscille autour de 0°C en saison de chauffe, la capacité thermique massique de l'air a été approximée à sa valeur à 0°C, soit $c_{air} = 1,006 J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$.

b. Flux d'enthalpie du combustible

Les enthalpies des réactifs et des produits de la réaction de combustion sont calculés à partir des tables de Janaf, donnant pour chaque composé i une expression polynomiale de la forme suivante pour le calcul de son enthalpie à la température T :

$$H_i(T) = R \cdot T \cdot \left\{ a_1 + \frac{a_2}{2} \cdot T + \frac{a_3}{3} \cdot T^2 + \frac{a_4}{4} \cdot T^3 + \frac{a_5}{5} \cdot T^4 + \frac{a_6}{T} \right\} [J \cdot mol^{-1}] \quad (II. 30)$$

Dans laquelle les coefficients a_1 à a_6 sont fournis par les tables de Janaf pour chaque composé. Il est à noter que les tables de Janaf conduisent aux enthalpies *sensibles* des

différents composés, y compris de la vapeur d'eau. Ainsi, ces différences d'enthalpies ne seront appliquées qu'à la fraction non condensée de l'eau des fumées.

De ces enthalpies sont déduites les différences d'enthalpie du combustible et des fumées entre leurs températures respectives et la température de référence, puis les flux enthalpiques du combustible \dot{H}_{comb} et des fumées \dot{H}_{exh}^{sens} .

La différence d'enthalpie du combustible entre sa température T_{comb} et la température de référence T_0 est donnée par :

$$\Delta H_{comb}^{T_{comb}-T_0} = \frac{1}{\mathcal{M}_{comb}} \sum_i \{ [H_i(T_{comb}) - H_i(T_0)] \cdot \chi_i^{comb} \} [J \cdot kg^{-1}] \quad (II. 31)$$

Le flux d'enthalpie du combustible est déduit par multiplication de la différence d'enthalpie par le débit de combustible :

$$\dot{H}_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot \Delta H_{comb}^{T_{comb}-T_0} = \frac{\dot{m}_{comb}}{\mathcal{M}_{comb}} \sum_i \{ [H_i(T_{comb}) - H_i(T_0)] \cdot \chi_i^{comb} \} [W] \quad (II. 32)$$

c. Flux d'enthalpie sensible des fumées

De façon analogue, le flux d'enthalpie sensible des fumées est obtenu par l'équation (II. 33).

$$\dot{H}_{exh}^{sens} = \frac{\dot{m}_{exh}}{\mathcal{M}_{exh}} \sum_i \{ [H_i(T_{exh}) - H_i(T_0)] \cdot \chi_i^{exh} \} [W] \quad (II. 33)$$

d. Flux d'enthalpie latente des fumées

Le flux d'enthalpie latente des fumées, c'est-à-dire celui issu de la fraction non condensée de la vapeur d'eau contenue dans les fumées, est déduit de l'analyse de combustion et du débit de condensats par (II. 34).

$$\dot{H}_{exh}^{latent} = (\dot{m}_{condensats}^{maxi\ théorique} - \dot{m}_{condensats}) \cdot L_v \quad (II. 34)$$

4.3.3. Préchauffage

La phase de préchauffage est différente d'un moteur à l'autre, ainsi que l'a montré l'état de l'art (voir 2.1.5). Nous présentons dans cette partie une modélisation spécifiquement conçue pour les moteurs Stirling. Pour modéliser d'autres technologies, il sera nécessaire de la valider ou de la modifier en conséquence.

Lors du préchauffage d'un moteur Stirling, il y a lieu de distinguer trois phases successives. Au démarrage, la tête du moteur Stirling est préchauffée pour constituer le point chaud du cycle thermodynamique. Dans un moteur à gaz naturel, ce préchauffage est réalisé par une combustion dans le brûleur. Lors de cette combustion, le débit de combustible peut être supérieur au débit nominal, de façon à atteindre plus rapidement la température cible ; c'est une suralimentation en combustible au démarrage. Lorsque la tête du brûleur atteint une température suffisante, le piston entre en mouvement et le générateur commence à produire de l'électricité. A partir de la synchronisation avec le réseau, de l'électricité est produite par le micro-cogénérateur.

Nous examinerons ici un préchauffage « à froid », c'est-à-dire à partir d'une température proche de la température ambiante. Les démarrages à chaud seront abordés ultérieurement, au Chapitre IV. La succession temporelle des phases de préchauffage jusqu'au fonctionnement normal est illustrée sur la Figure II. 12. Les évolutions sont en

pointillés sur cette figure, car elles ne représentent pas le comportement réel d'un moteur mais constituent l'allure générale attendue des évolutions de la température de tête du moteur Stirling et des puissances thermique et électrique produites.

Durant la première phase, appelée Préchauffage1, il y a combustion pour élever le niveau de température de la tête, durant laquelle la production thermique est négligeable.

Durant la seconde phase, Préchauffage2, il y a poursuite de la combustion et début de la production thermique, mais pas de production électrique.

Durant la troisième phase, Préchauffage3, il y a poursuite de la combustion et de la production thermique, et début de la production électrique.

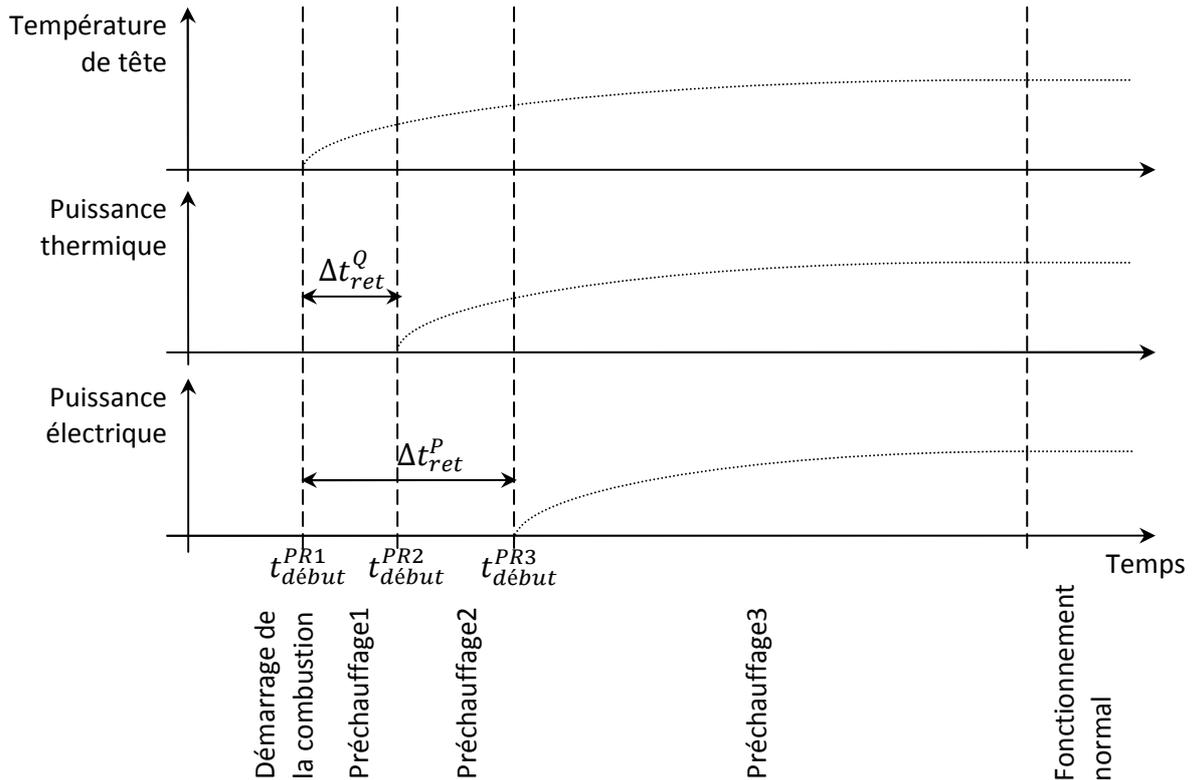


Figure II. 12 - Evolution de la température de tête du moteur Stirling et des puissances électrique et thermiques produites pendant les phases de préchauffage

L'instant de passage entre les trois phases est déterminé par un test sur le temps écoulé depuis le début du préchauffage du moteur. Les passages d'un mode à un autre sont détaillés au paragraphe 4.4.

Le modèle proposé assimile les productions thermiques et électriques à des premiers ordres parfaits, dont il faut déterminer les constantes de temps par investigation expérimentale. Nous reviendrons sur les procédures d'identification dans le Chapitre III.

Pour la résolution des équations du préchauffage, il est nécessaire de conserver les instants initiaux de chacune de ces phases de préchauffage $t_{début}^{PR1}$, $t_{début}^{PR2}$ et $t_{début}^{PR3}$.

4.3.3.1. Caractéristiques thermiques

a. Puissance thermique délivrée

La puissance thermique délivrée durant la phase de préchauffage est donnée par une fonction de transfert du premier ordre, faisant intervenir la puissance thermique nominale. La production thermique débute après un temps de retard t_{ret}^Q .

$$Q_{HX} = \begin{cases} 0 & \text{pour } t - t_{début}^{PR1} < \Delta t_{ret}^Q \\ Q_{HX}^{nom} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t - \Delta t_{ret}^Q}{\tau_{PR}^Q}} \right) & \text{pour } t - t_{début}^{PR1} \geq \Delta t_{ret}^Q \end{cases} \quad (II. 35)$$

b. Débit de combustible

Le débit de combustible en préchauffage est égal au débit de combustible nominal, c'est-à-dire que le modèle ne prend pas en compte la possibilité d'une suralimentation en combustible. La puissance combustible PCS est déduite du débit de combustible par (II. 40).

$$\dot{m}_{comb} = \dot{m}_{comb}^{nom} \quad (II. 36)$$

$$P_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot PCS_{comb} \quad (II. 37)$$

4.3.3.2. Caractéristiques électriques

a. Puissance électrique nette

La production électrique n'a lieu que pendant la phase de Préchauffage³, après le temps de retard Δt_{ret}^P , durant laquelle la puissance électrique nette est donnée par la fonction de transfert (II. 38).

$$P_{net} = \begin{cases} 0 & \text{pour } t - t_{début}^{PR1} < \Delta t_{ret}^P \\ P_{net}^{nom} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t - \Delta t_{ret}^P}{\tau_{PR}^P}} \right) & \text{pour } t - t_{début}^{PR1} \geq \Delta t_{ret}^P \end{cases} \quad (II. 38)$$

b. Puissance électrique brute

La puissance électrique brute est déduite de la puissance électrique nette par (II. 21) qui reste vraie.

$$P_{brut} = P_{net} + P_{auxiliaires} + P_{électronique} \quad (II. 21)$$

Les autres équations du fonctionnement normal restent vraies, en particulier pour le calcul de la température de sortie de l'eau de refroidissement, la modélisation de la combustion et le calcul des enthalpies, ainsi que le calcul du débit de CO₂ produit sont effectués de la même manière que pour le fonctionnement normal.

4.3.3.3. Durée de la phase de préchauffage

La phase de préchauffage se termine après une certaine durée, ou à l'atteinte d'une certaine puissance électrique de sortie du moteur. Nous avons choisi d'effectuer un test sur le pourcentage de puissance thermique par rapport à la puissance nominale, ce qui, vu la loi retenue pour la modélisation de la puissance thermique en phase de préchauffage, revient à définir une durée. La phase de préchauffage prend fin lorsque la puissance thermique délivrée remplit la condition de l'équation (II. 39).

$$Q_{HX} \geq a_Q^{in,PR} \cdot Q_{HX}^{nom} \quad (II. 39)$$

4.3.4. Refroidissement

Lors de l'arrêt de la combustion dans un moteur de micro-cogénération, la pompe et le ventilateur sont maintenus en fonctionnement pendant un laps de temps que nous appelons « Refroidissement », pour bénéficier d'une production thermique résiduelle et refroidir le moteur, puis ces auxiliaires sont arrêtés en phase d'« Arrêt ».

4.3.4.1. Caractéristiques thermiques

a. Puissance thermique délivrée

La décroissance de la puissance thermique délivrée est approximée par une fonction de transfert du premier ordre, caractérisée par une constante de temps τ_{RF} (II. 40).

$$Q_{HX} = Q_{HX}^{nom} \cdot e^{-\frac{t-t_{RF}^i}{\tau_{RF}}} \quad (II. 40)$$

Où t_{RF}^i est l'instant initial de la phase de refroidissement.

La température de sortie de l'eau de refroidissement est calculée de la même manière qu'en fonctionnement normal.

b. Débit de combustible

Le débit de combustible \dot{m}_{comb} , ainsi que la puissance combustible P_{comb} , sont égaux à 0 en refroidissement.

4.3.4.2. Caractéristiques électriques

a. Puissance électrique brute

Lors de l'arrêt de la combustion, le moteur de cogénération peut continuer à produire de l'électricité grâce à la chaleur accumulée à son point chaud. La puissance décroît alors pour atteindre 0. Au vu des puissances et des durées en jeu, le modèle agrège l'énergie électrique produite durant la phase de refroidissement E_{elec}^{RF} , convertie en puissance, sur le pas de temps initial de la phase de refroidissement, et considère la puissance nette produite nulle pendant le reste de la phase (II. 41). La puissance électrique calculée par le modèle sur le premier pas de temps du refroidissement peut donc théoriquement être supérieure à la puissance électrique nominale. Cependant, ce sera rarement le cas, au vu de l'énergie en jeu et des pas de temps classiquement utilisés en simulation dynamique du bâtiment (il est rare de descendre sous un pas de temps de 5 minutes).

$$P_{brut} = \begin{cases} E_{elec}^{RF}/\Delta t & \text{si } t = t_{RF}^i \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (II. 41)$$

b. Puissance électrique nette

L'équation (II. 21) est utilisée en refroidissement sous la forme (II. 42).

$$P_{net} = P_{brut} - P_{auxiliaires} - P_{electronique} \quad (II. 42)$$

4.3.4.3. Débit d'air et de fumées

Lors du refroidissement, il n'y a plus de combustion, mais le ventilateur continue à pulser de l'air à travers la chambre de combustion. Le débit d'air résultant est considéré égal au débit d'air nominal (Il. 43).

$$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{comb}^{nom} \cdot V_a \cdot \frac{\mathcal{M}_{air}}{\mathcal{M}_{comb}} \cdot (1 + e) \quad (Il. 43)$$

Le débit de « fumées », qui sont en fait constituées uniquement d'air, est alors égal au débit d'air puisque le débit de combustible est nul.

$$\dot{m}_{exh} = \dot{m}_{air} \quad (Il. 44)$$

4.3.4.4. Calcul des flux enthalpiques

Le flux enthalpique de l'air entrant reste exprimé par l'équation (Il. 29), mais le flux enthalpique des « fumées », c'est-à-dire de l'air réchauffé au contact du moteur à température encore élevée, s'exprime par (Il. 45), la température des fumées restant calculée par (Il. 28).

$$\dot{H}_{exh} = \dot{m}_{exh} \cdot c_{air} \cdot (T_{exh} - T_0) \quad (Il. 45)$$

4.3.4.5. Durée de la phase de refroidissement

La phase de refroidissement, pendant laquelle les auxiliaires (ventilateur et circulateur) continuent de fonctionner, dure en fonction de la régulation du moteur *soit* jusqu'à l'atteinte d'une certaine température de tête, *soit* durant un temps donné. Nous avons retenu la seconde hypothèse pour notre modèle, sachant que l'autre mode de régulation conduira à des durées sensiblement égales de phase de refroidissement si la température de tête est peu variable pendant le fonctionnement, pour assurer la production électrique. Ainsi, la phase de refroidissement prend fin lorsque le temps écoulé depuis l'arrêt de la combustion dépasse t_{RF}^{fin} .

4.3.5. Arrêt

Lors de la phase d'arrêt du moteur, à l'issue de la phase de refroidissement, la pompe et le ventilateur sont mis à l'arrêt. Ainsi, l'évolution de la température du moteur n'est plus gouvernée que par les échanges avec l'ambiance, c'est-à-dire par Q_{pertes} .

En particulier, les puissances thermique, électrique et combustible, sont égales à 0. Seule la puissance consommée par l'électronique $P_{électronique}$ reste non nulle. Les débits d'enthalpie sont également égaux à 0 (Il. 46).

$$\begin{cases} Q_{HX} = 0 \\ P_{brut} = 0 \\ P_{comb} = 0 \\ \dot{m}_{air} = 0 \end{cases} \begin{cases} \dot{H}_{comb} = 0 \\ \dot{H}_{air} = 0 \\ \dot{H}_{exh}^{sens} = 0 \\ \dot{H}_{exh}^{latent} = 0 \end{cases} \quad (Il. 46)$$

Et l'équation (Il. 42) reste vraie. En phase d'arrêt, elle se traduit par une puissance nette négative, égale à la puissance consommée par l'électronique.

4.4. ORGANIGRAMME DE RESOLUTION DU MODELE

4.4.1. Succession des modes de fonctionnement

Le modèle de micro-cogénérateur comprend ainsi six modes de fonctionnement correspondant aux états possibles de la machine. A chaque pas de temps, le modèle effectue les tests reproduits sur la Figure II. 13 pour déterminer le mode de fonctionnement du micro-cogénérateur et par conséquent le jeu d'équations à résoudre pour déterminer les sorties attendues.

L'ordre de succession temporel des modes de fonctionnement dans le cadre d'un fonctionnement habituel est repris dans le Tableau II. 4, ainsi que l'élément déclenchant qui provoque le passage d'un mode de fonctionnement et donc d'un jeu d'équations à un autre. Cet ordre de succession n'est pas *a priori* impératif : le modèle peut par exemple passer du préchauffage au refroidissement si la demande thermique redevient inférieure à $Q_{démarrage}$.

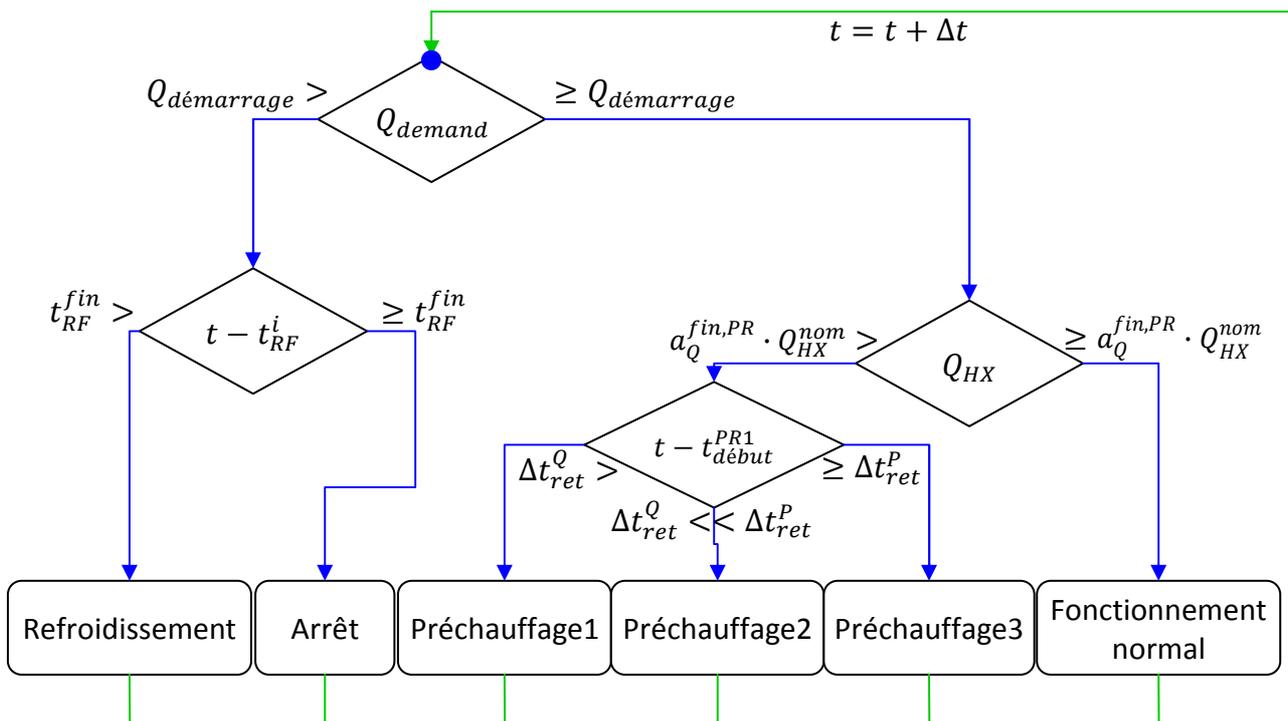


Figure II. 13- Organigramme de résolution du modèle : détermination des équations à appliquer

Mode actuel	Mode futur	Élément déclenchant
Stand-by	Préchauffage1	$Q_{demand} \geq Q_{démarrage}$
Préchauffage1	Préchauffage2	Temps de préchauffage écoulé $t - t_{débüt}^{PR1} > \Delta t_{ret}^Q$
Préchauffage2	Préchauffage3	Temps de préchauffage écoulé $t - t_{débüt}^{PR1} > \Delta t_{ret}^P$

Préchauffage3	Fonctionnement normal	$Q_{HX}(t) > a_Q^{fin,PR} \cdot Q_{HX}^{nom}$
Fonctionnement normal	Refroidissement	$Q_{demand} < Q_{démarrage}$
Refroidissement	Stand-by	Temps de refroidissement écoulé $t - t_{RF}^i > t_{RF}^{fin}$

Tableau II. 4 - Succession temporelle des modes de fonctionnement du micro-cogénérateur et élément déclenchant

4.4.2. Résolution des équations

L'ordre de résolution des équations pour chaque mode de fonctionnement du modèle est présenté dans les tableaux des pages suivantes.

Fonctionnement normal

Paramètres	Q_{min} Q_{max} Q_{HX}^{nom}	$a_1, a_2, b_1,$ $b_2, c_1, c_2,$ $d_1, d_2, e_1,$ $e_2, f_1, f_2,$ g, h, j	$T_{cw,i}^{nom}$ \dot{m}_{cw}^{nom} P_{net}^{nom} P_{comb}^{nom} P_{elec} P_{auxil}	$comb$ e	T_{exh}^{nom} k_{exh} $k_{condens}$ $l_{condens}$	$[MC]_{int}$ $[UA]_{per}$				
	Entrées	$C_{charge} = \begin{cases} 0 & \text{si } Q_{demand} < Q_{démarrage} \\ Q_{demand}/Q_{HX}^{nom} & \text{si } Q_{démarrage} < Q_{demand} < Q_{max} \\ Q_{max}/Q_{HX}^{nom} & \text{si } Q_{max} < Q_{demand} \end{cases}$								Sorties
1	Q_{demand}									C_{charge}
2	$T_{cw,i}$ \dot{m}_{cw}	$Q_{HX} = Q_{HX}^{nom} + c_1 \cdot (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + c_2 \cdot (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})^2 + d_1 \cdot (\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) + d_2 \cdot (\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})^2 + g \cdot C_{charge}$								Q_{HX}
3		$P_{net} = P_{net}^{nom} + e_1 \cdot (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + e_2 \cdot (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})^2 + f_1 \cdot (\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) + f_2 \cdot (\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})^2 + h \cdot C_{charge}$								P_{net}
4		$P_{comb} = P_{comb}^{nom} + a_1 \cdot (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + a_2 \cdot (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})^2 + b_1 \cdot (\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}) + b_2 \cdot (\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})^2 + j \cdot C_{charge}$								P_{comb}
5		$P_{brut} = P_{net} + P_{auxiliaires} + P_{electronique}$								P_{brut}
6		$T_{cw,o} = T_{cw,i} + \frac{Q_{HX}}{\dot{m}_{cw} \cdot c_{cw}}$								$T_{cw,o}$
7		$\dot{m}_{comb} = \frac{P_{comb}}{PCS_{comb}}$								\dot{m}_{comb}
8		$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{comb} \cdot V_a \cdot \frac{\mathcal{M}_{air}}{\mathcal{M}_{comb}} \cdot (1 + e)$								\dot{m}_{air}
9		$\dot{m}_{condensats} = \begin{cases} 0 & \text{si } (k_{condens} \cdot T_{cw,i} + l_{condens}) \leq 0 \\ k_{condens} \cdot T_{cw,i} + l_{condens} & \text{sinon} \end{cases}$								$\dot{m}_{condensats}$
10		$\dot{m}_{exh} = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{air} - \dot{m}_{condensats}$								\dot{m}_{exh}
11		$T_{exh} = T_{exh}^{nom} + k_{exh} \cdot (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})$								T_{exh}
12	T_{comb}	$\dot{H}_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot \Delta H_{comb}^{T_{comb} - T_0}$								\dot{H}_{comb}
13	T_{air}	$\dot{H}_{air} = \dot{m}_{air} \cdot c_{air} \cdot (T_{air} - T_0)$								\dot{H}_{air}
14		$\dot{H}_{exh}^{sens} = \dot{m}_{exh} \cdot c_{exh} \cdot (T_{exh} - T_0)$								\dot{H}_{exh}
15		$\dot{H}_{exh}^{latent} = (\dot{m}_{condensats}^{maxi\ théorique} - \dot{m}_{condensats}) \cdot L_v$								\dot{H}_{exh}^{latent}
16	T_{amb}	$[MC]_{int} \cdot \frac{dT_{int}}{dt} = \dot{H}_{comb} + \dot{H}_{air} + P_{comb} - P_{brut} - Q_{HX} - Q_{pertes} - \dot{H}_{exh}^{sens} - \dot{H}_{exh}^{latent}$								T_{int}

17										$Q_{pertes} = [UA]_{pertes} \cdot (T_{int} - T_{amb})$	Q_{pertes}
18										$\dot{m}_{CO_2} = \dot{m}_{comb} \cdot i_{CO_2,comb}$	\dot{m}_{CO_2}

Préchauffage

Paramètres	Q_{HX}^{nom} τ_{PR}^Q t_{ret}^Q	P_{net}^{nom} τ_{PR}^P t_{ret}^P	$P_{auxiliaires}$ $P_{électronique}$	\dot{m}_{comb}^{nom} e $comb$	T_{exh}^{nom} k_{exh} $k_{condens}$ $l_{condens}$	$[MC]_{int}$ $[UA]_{pertes}$					
	Entrées	$Q_{HX} = \begin{cases} 0 & \text{pour } t - t_{début}^{PR1} < \Delta t_{ret}^Q \\ Q_{HX}^{nom} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t - \Delta t_{ret}^Q}{\tau_{PR}^Q}}\right) & \text{pour } t - t_{début}^{PR1} \geq \Delta t_{ret}^Q \end{cases}$								Sorties	
1										Q_{HX}	
2		$P_{net} = \begin{cases} 0 & \text{pour } t - t_{début}^{PR1} < \Delta t_{ret}^P \\ P_{net}^{nom} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t - \Delta t_{ret}^P}{\tau_{PR}^P}}\right) & \text{pour } t - t_{début}^{PR1} \geq \Delta t_{ret}^P \end{cases}$								P_{net}	
3		$P_{brut} = P_{net} + P_{auxiliaires} + P_{électronique}$								P_{brut}	
4	$T_{cw,i}$ \dot{m}_{cw}	$T_{cw,o} = T_{cw,i} + \frac{Q_{HX}}{\dot{m}_{cw} \cdot c_{cw}}$								$T_{cw,o}$	
5		$\dot{m}_{comb} = \dot{m}_{comb}^{nom}$								\dot{m}_{comb}	
6		$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{comb} \cdot V_a \cdot \frac{\mathcal{M}_{air}}{\mathcal{M}_{comb}} \cdot (1 + e)$								\dot{m}_{air}	
9		$\dot{m}_{condensats} = \begin{cases} 0 & \text{si } (k_{condens} \cdot T_{cw,i} + l_{condens}) \leq 0 \\ k_{condens} \cdot T_{cw,i} + l_{condens} & \text{sinon} \end{cases}$								$\dot{m}_{condensats}$	
7		$\dot{m}_{exh} = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{air} - \dot{m}_{condensats}$								\dot{m}_{exh}	
8		$P_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot PCS_{comb}$								P_{comb}	
9		$T_{exh} = T_{exh}^{nom} + k_{exh} \cdot (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})$								T_{exh}	
10	T_{comb}	$\dot{H}_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot \Delta H_{comb}^{T_{comb} - T_0}$								\dot{H}_{comb}	
11	T_{air}	$\dot{H}_{air} = \dot{m}_{air} \cdot c_{air} \cdot (T_{air} - T_0)$								\dot{H}_{air}	
12		$\dot{H}_{exh}^{sens} = \dot{m}_{exh} \cdot c_{exh} \cdot (T_{exh} - T_0)$								\dot{H}_{exh}^{sens}	
13		$\dot{H}_{exh}^{latent} = (\dot{m}_{condensats}^{maxi\ théorique} - \dot{m}_{condensats}) \cdot L_v$								\dot{H}_{exh}^{latent}	

14	T_{amb}								$[MC]_{int} \cdot \frac{dT_{int}}{dt} = \dot{H}_{comb} + \dot{H}_{air} + P_{comb} - P_{brut} - Q_{HX} - Q_{pertes} - \dot{H}_{exh}^{sens} - \dot{H}_{exh}^{latent}$	T_{int}
15									$Q_{pertes} = [UA]_{pertes} \cdot (T_{int} - T_{amb})$	Q_{pertes}
16									$\dot{m}_{CO_2} = \dot{m}_{comb} \cdot i_{CO_2,comb}$	\dot{m}_{CO_2}

Refroidissement

Paramètres	Q_{HX}^{nom} τ_{RF}	E_{elec}^{RF}	$P_{auxilia}$ $P_{electron}$	\dot{m}_{comb}^{nom} e	T_{exh}^{nom} k_{exh}	$[MC]_{int}$ $[UA]_{pertes}$				
	Entrées									Sorties
1									$Q_{HX} = Q_{HX}^{nom} \cdot e^{-\frac{t-t_{RF}^i}{\tau_{RF}}}$	Q_{HX}
2									$P_{brut} = \begin{cases} E_{elec}^{RF}/\Delta t & \text{si } t = t_{RF}^i \\ 0 & \text{sinon} \end{cases}$	P_{brut}
3									$P_{net} = P_{brut} - P_{auxiliaires} - P_{electronique}$	P_{net}
4	$T_{cw,i}$ \dot{m}_{cw}								$T_{cw,o} = T_{cw,i} + \frac{Q_{HX}}{\dot{m}_{cw} \cdot c_{cw}}$	$T_{cw,o}$
5									$\dot{m}_{comb} = 0$	\dot{m}_{comb}
6									$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{comb}^{nom} \cdot V_a \cdot \frac{\mathcal{M}_{air}}{\mathcal{M}_{comb}} \cdot (1 + e)$	\dot{m}_{air}
7									$\dot{m}_{exh} = \dot{m}_{air}$	\dot{m}_{exh}
8									$P_{comb} = 0$	P_{comb}
9									$T_{exh} = T_{exh}^{nom} + k_{exh} \cdot (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})$	T_{exh}
10									$\dot{H}_{comb} = 0$	\dot{H}_{comb}
11									$\dot{H}_{air} = \dot{m}_{air} \cdot c_{air} \cdot (T_{air} - T_0)$	\dot{H}_{air}
12									$\dot{H}_{exh}^{sens} = \dot{m}_{exh} \cdot c_{air} \cdot (T_{exh} - T_0)$	\dot{H}_{exh}^{sens}
13									$\dot{H}_{exh}^{latent} = 0$	\dot{H}_{exh}^{latent}
14	T_{amb}								$[MC]_{int} \cdot \frac{dT_{int}}{dt} = \dot{H}_{comb} + \dot{H}_{air} + P_{comb} - P_{brut} - Q_{HX} - Q_{pertes} - \dot{H}_{exh}^{sens} - \dot{H}_{exh}^{latent}$	T_{int}
15									$Q_{pertes} = [UA]_{pertes} \cdot (T_{int} - T_{amb})$	Q_{pertes}
16									$\dot{m}_{CO_2} = 0$	\dot{m}_{CO_2}

Arrêt

Paramètres			$P_{auxilia}$				$[MC]_{int}$					
			$P_{électro}$				$[UA]_{pertes}$					
	Entrées	$Q_{HX} = 0$										Sorties
1												Q_{HX}
2		$P_{brut} = 0$										P_{brut}
3		$P_{net} = P_{brut} - P_{auxiliaires} - P_{électronique}$										P_{net}
4	$T_{cw,i}$	$T_{cw,o} = T_{cw,i} + \frac{Q_{HX}}{\dot{m}_{cw} \cdot c_{cw}}$										$T_{cw,o}$
5		$\dot{m}_{comb} = 0$										\dot{m}_{comb}
6		$\dot{m}_{air} = 0$										\dot{m}_{air}
7		$\dot{m}_{exh} = 0$										\dot{m}_{exh}
8		$P_{comb} = 0$										P_{comb}
9		$\dot{H}_{comb} = 0$										\dot{H}_{comb}
10		$\dot{H}_{air} = 0$										\dot{H}_{air}
11		$\dot{H}_{exh}^{sens} = 0$										\dot{H}_{exh}^{sens}
12		$\dot{H}_{exh}^{latent} = 0$										\dot{H}_{exh}^{latent}
13	T_{amb}	$[MC]_{int} \cdot \frac{dT_{int}}{dt} = \dot{H}_{comb} + \dot{H}_{air} + P_{comb} - P_{brut} - Q_{HX} - Q_{pertes} - \dot{H}_{exh}^{sens} - \dot{H}_{exh}^{latent}$										T_{int}
14		$Q_{pertes} = [UA]_{pertes} \cdot (T_{int} - T_{amb})$										Q_{pertes}
15		$\dot{m}_{CO_2} = 0$										\dot{m}_{CO_2}

4.5. CONCLUSIONS

4.5.1. Synthèse des paramètres, entrées et sorties du modèle

4.5.1.1. Paramètres

N°	Paramètre	Description	Unité
1	Q_{HX}^{nom}	Puissance thermique nominale	W _{th}
2	P_{comb}^{nom}	Puissance combustible nominale	W
3	\dot{m}_{cw}^{nom}	Débit d'eau de refroidissement nominal	kg.s ⁻¹
4	$T_{cw,i}^{nom}$	Température d'entrée de l'eau de refroidissement nominale	°C
5	P_{net}^{nom}	Puissance électrique nette nominale	W _{él}
6	$P_{electronique}$	Puissance électrique consommée par l'électronique	W _{él}
7	$P_{auxiliaires}$	Puissance électrique consommée par les auxiliaires (circulateur et ventilateur)	W _{él}
8	a_1	CP: variation de P_{comb} par rapport à $(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})$	W.K ⁻¹
9	a_2	CP: variation de P_{comb} par rapport à $(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})^2$	W.K ⁻²
10	b_1	CP: variation de P_{comb} par rapport à $(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})$	J.kg ⁻¹
11	b_2	CP: variation de P_{comb} par rapport à $(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})^2$	J.kg ⁻²
12	c_1	CP: variation de Q_{HX} par rapport à $(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})$	W.K ⁻¹
13	c_2	CP: variation de Q_{HX} par rapport à $(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})^2$	W.K ⁻²
14	d_1	CP: variation de Q_{HX} par rapport à $(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})$	J.kg ⁻¹
15	d_2	CP: variation de Q_{HX} par rapport à $(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})^2$	J.kg ⁻²
16	e_1	CP: variation de P_{net} par rapport à $(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})$	W.K ⁻¹
17	e_2	CP: variation de P_{net} par rapport à $(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})^2$	W.K ⁻²
18	f_1	CP: variation de P_{net} par rapport à $(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})$	J.kg ⁻¹
19	f_2	CP: variation de P_{net} par rapport à $(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})^2$	J.kg ⁻²
20	g	CP: variation de P_{comb} par rapport à C_{charge}	W.% ⁻¹
21	h	CP: variation de Q_{HX} par rapport à C_{charge}	W.% ⁻¹
22	j	CP: variation de P_{net} par rapport à C_{charge}	W.% ⁻¹
23	$[UA]_{pertes}$	Coefficient de déperdition thermique de la micro-cogénération	W.K ⁻¹
24	$[MC]_{int}$	Capacité thermique interne de la micro-cogénération	J.K ⁻¹
25	τ_{RF}	Constante de temps de Q_{HX} au refroidissement	s
26	τ_{PR}^Q	Constante de temps de Q_{HX} au préchauffage	s
27	τ_{PR}^P	Constante de temps de P_{net} au préchauffage	s
28	Δt_{ret}^Q	Délai avant le début de la production thermique	s
29	Δt_{ret}^P	Délai avant le début de la production électrique	s
30	E_{elec}^{RF}	Energie électrique refroidissement	Wh _{él}
31	e	Excès d'air	-
32	T_{exh}^{nom}	Température des fumées nominale	°C
33	k_{exh}	Coefficient loi température fumées	-

N°	Paramètre	Description	Unité
34	$k_{condens}$	Coefficient pertes latentes fumées	W.K ⁻¹
35	$l_{condens}$	Ordonnée origine pertes latentes fumées	W
36	$a_Q^{fin,PR}$	Fin du préchauffage : coefficient puissance thermique	s
37	$t_{fin,RF}$	Durée du refroidissement	s
38	compo_GN	Composition du gaz naturel	
Composition volumique du combustible			
39	pc_CH4	Pourcentage de CH ₄	%
40	pc_C2H6	Pourcentage de C ₂ H ₆	%
41	pc_C3H8	Pourcentage de C ₃ H ₈	%
42	pc_C4H10	Pourcentage de C ₄ H ₁₀	%
43	pc_C5H12	Pourcentage de C ₅ H ₁₂	%
44	pc_N2	Pourcentage de N ₂	%
45	pc_CO2	Pourcentage de CO ₂	%
46	pc_CO	Pourcentage de CO	%
47	pc_H2	Pourcentage de H ₂	%
48	pc_O2	Pourcentage de O ₂	%
49	pc_H2O	Pourcentage de H ₂ O	%

4.5.1.2. Entrées

N°	Notation	Entrée	Unité
1	$T_{cw,i}$	Température d'entrée de l'eau de refroidissement	°C
2	\dot{m}_{cw}	Débit d'eau de refroidissement	kg.s ⁻¹
3	T_{amb}	Température ambiante	°C
4	T_{air}	Température de l'air comburant	°C
5	Q_{demand}	Puissance thermique demandée	W _{th}

4.5.1.3. Sorties

N°	Notation	Sortie	Unité
1	Q_{HX}	Puissance thermique délivrée	W _{th}
2	$T_{cw,o}$	Température de sortie de l'eau de refroidissement	°C
3	T_{int}	Température interne	°C
4	P_{brut}	Puissance électrique brute produite	W _{él}
5	P_{comb}	Puissance combustible PCS consommée	W
6	Q_{pertes}	Puissance perdue	W
7	-	Mode de fonctionnement	-
8	\dot{m}_{air}	Débit masse d'air comburant	kg.s ⁻¹
9	\dot{m}_{exh}	Débit masse de fumées	kg.s ⁻¹
10	\dot{H}_{comb}	Flux d'enthalpie du combustible	W
11	\dot{H}_{air}	Flux d'enthalpie de l'air comburant	W
12	\dot{H}_{exh}^{sens}	Flux d'enthalpie sensible des fumées	W
13	\dot{H}_{exh}^{latent}	Flux d'enthalpie latente des fumées	W
14	\dot{m}_{CO_2}	Débit masse de CO ₂ émis	kg.s ⁻¹

N°	Notation	Sortie	Unité
15	P_{net}	Puissance électrique nette	$W_{ét}$

Le modèle développé et présenté dans ce chapitre II reprend la caractérisation du comportement thermique du moteur proposée par l'Annexe 42 comme une seule capacité thermique, ainsi que le principe de la carte de performance pour modéliser le comportement en régime permanent. Néanmoins, le nombre de paramètres du modèle est plus réduit, le modèle comportant 38 paramètres (plus éventuellement la composition du combustible), et leur obtention à partir de l'expérience est facilitée : chacun des paramètres du modèle proposé a un sens expérimental et est directement déductible de l'expérience. La procédure d'identification des paramètres est présentée au chapitre IV. Le modèle a été développé pour pouvoir être simplifié encore davantage en réduisant encore le nombre de paramètres, et c'est ce que nous proposerons dans le chapitre IV dans la procédure simplifiée d'identification des paramètres.

4.5.2. Conclusions

Ce chapitre a permis de présenter d'une part l'état de l'art des modèles intéressant la simulation de systèmes de micro-cogénération couplés aux bâtiments. En particulier, trois modèles de micro-cogénérateurs ont été identifiés. Leur analyse a mis en évidence le besoin de les améliorer, en ce qui concerne leur adaptabilité et le nombre et la facilité d'accès des paramètres utilisés. Une revue de la littérature concernant les modèles de ballon de stockage thermique a été présentée et le choix du modèle multicouches a été discuté. D'autre part, nous avons décrit le mode de résolution et les équations proposées pour un modèle de micro-cogénérateur original, réduisant le nombre et la difficulté d'obtention des paramètres. Ce modèle, rendu relativement généralisable par son approche hybride entre analytique et empirique, reflète une traduction en équation des principaux phénomènes intervenant dans le moteur, mais fait appel à des caractérisations expérimentales pour s'affranchir d'un paramétrage nécessitant des investigations lourdes sur les micro-cogénérateurs. Les procédures d'identification de ces paramètres sont décrites dans le Chapitre III. Il en résulte un modèle qui, bien qu'écrit pour un moteur Stirling, est facilement généralisable à d'autres moteurs, en particulier à combustion externe, mais par extension à tous types de solutions multi-énergies produisant à la fois de la chaleur et de l'électricité. La phase de préchauffage est sans doute la plus différente en fonction de la technologie considérée, mais sa modélisation par deux fonctions de transfert du premier ordre lui confère une grande flexibilité.

5. BIBLIOGRAPHIE

Beausoleil-Morrison, I., ed. 2008. *An experimental and simulation-based investigation of the performance of small-scale fuel cell and combustion-based cogeneration devices serving residential buildings*. Final Report of IEA/ECBCS Annex 42. Ottawa: Natural Resources Canada.

Beausoleil-Morrison, I., ed. 2007. *Experimental Investigation of Residential Cogeneration Devices and Calibration of Annex 42 Models*. IEA/ECBCS Annex 42 Subtask B Report. Ottawa: Natural Resources Canada.

Beausoleil-Morrison, I., & Kelly, N., Eds. 2007. *Specifications for modelling fuel cell and combustion-based residential cogeneration device within whole-building simulation programs*. IEA/ECBCS Annex 42 Subtask B Report. Ottawa: Natural Resources Canada.

Drück, H. 2006. *Multiport Store – Model: Stratified fluid storage tank with four internal heat exchangers, ten connections for direct charge and discharge and an internal electrical heater. Type 340*. Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Stuttgart.

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.

Gaz de France. 1993. *Combustibles gazeux et principes de la combustion*. Notice technique BT104. Paris : Gaz de France.

Husaunndee, A. 1999. *Modélisation des installations de génie climatique en environnement de simulation graphique : Méthodologie de description et réalisation d'une bibliothèque de modèles composants*. Thèse de Doctorat. Paris: Ecole Nationale des Ponts et Chaussées.

Johannes, K. 2005. *Optimisation des installations solaires collectives d'eau chaude sanitaire : application des techniques « des faibles débits » et « du stockage divisé »*. Thèse de Doctorat, Université de Savoie, Chambéry.

Journal Officiel. 2009. *Arrêté du 11 mars 2009 relatif à l'agrément de la demande de titre V relative à la prise en compte des chaudières à micro-cogénération à combustible liquide ou gazeux dans le cadre de la réglementation thermique 2005*. Paris : Journal Officiel de la République Française.

Thiers, S. 2008. *Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive*. Thèse de Doctorat. Paris : Ecole des Mines de Paris.

Thiers, S., Aoun, B., & Peuportier, B. 2008. *Système de micro-cogénération et de ventilation adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques « Micro 15 kWh »*. Paris: Ecoles des Mines de Paris, Centre Energétique et Procédés.

Thornton, J., Bradley D., and McDowell, T. 2004. *TESS Component Libraries v. 2.0 for TRNSYS 16v1.036 and the TRNSYS Simulation Studio*, Thermal Energy System Specialists, LLC, Madison, Wisconsin, USA.

TRNSYS, 2005. *TRNSYS 16.1.Transient Energy System Simulation Program*. University of Wisconsin, Solar Energy Laboratory (SEL), Madison, USA.

Chapitre III

Etude expérimentale d'un micro-cogénérateur

1.	Etude expérimentale	95
1.1.	Etat de l'art des essais de micro-cogénérateurs	95
1.1.1.	Protocole et essais de l'Annexe 42 de l'AIE	95
1.1.2.	Essai d'un moteur Stirling bois à Mines ParisTech.....	97
1.1.3.	Carbon Trust.....	99
1.1.4.	Greenhouse gas technology center	100
1.1.5.	Norme NF EN 13203.....	100
1.1.6.	Synthèse de l'état de l'art des essais	101
1.1.7.	Conception du banc d'essais	103
1.2.	Micro-cogénérateur à moteur Stirling Hybris Power	104
1.2.1.	Description et fonctionnement de l'unité de micro-cogénération.....	104
1.2.2.	Mise en œuvre du module de micro-cogénération	111
1.2.3.	Fonctionnement du moteur Stirling.....	111
1.2.4.	Régulation du micro-cogénérateur	112
2.	Mise en place d'un banc d'essais	114
2.1.	Objectifs.....	114
2.2.	Description du banc d'essai	115
2.2.1.	Montage et principe.....	115
2.2.2.	Régulation	117
2.2.3.	Moyens métrologiques	118
2.3.	Analyse des chaînes de mesure.....	119
2.3.1.	Boîtier de régulation du micro-cogénérateur	119
2.3.2.	Températures	120
2.3.3.	Débits d'eau.....	120
2.3.4.	Energie thermique.....	121
2.3.5.	Energie électrique	123
2.3.6.	Débit de gaz.....	124
2.3.7.	Synthèse	127
2.3.8.	Incertitudes composées	127
3.	Conclusions.....	128
4.	Bibliographie	129

Le modèle détaillé décrit dans le chapitre II nécessite l'introduction de paramètres. Une campagne expérimentale menée sur le moteur permet d'accéder à ces paramètres via une procédure d'identification, qui sera détaillée dans le chapitre IV.

Le premier paragraphe de ce chapitre présente un état de l'art des essais de caractérisation et d'évaluation de performances de micro-cogénérateurs identifiés dans la littérature. Les moyens métrologiques et les incertitudes associées sont en particulier relevés. Le paragraphe 1.2 présente le moteur testé dans le cadre de cette thèse, son fonctionnement et les caractéristiques annoncées par le constructeur.

Le paragraphe 2 s'intéresse à la campagne de mesure menée à l'INSA de Strasbourg sur la micro-cogénération à moteur Stirling De Dietrich Thermique / Remeha. Les objectifs du banc d'essais sont présentés, ainsi que sa mise en place avec les moyens métrologiques mis en œuvre. Les incertitudes de mesure sont discutées via l'analyse des chaînes de mesure des différentes grandeurs instrumentées.

1. ETUDE EXPERIMENTALE

L'objectif de l'étude expérimentale d'une micro-cogénération est de caractériser son comportement à la fois en régime permanent et en régime transitoire, afin de pouvoir identifier les paramètres nécessaires au modèle présenté au chapitre II.

1.1. ETAT DE L'ART DES ESSAIS DE MICRO-COGENERATEURS

Dans le cadre de cette thèse, nous avons eu l'occasion de caractériser expérimentalement une micro-cogénération à moteur Stirling fonctionnant au gaz naturel. Préalablement à la conception du banc d'essais, une revue de la littérature a permis d'identifier quatre expérimentations de micro-cogénération, en plus de la norme d'essais des appareils fonctionnant au gaz naturel. L'état de l'art présenté dans ce paragraphe vise à identifier les approches adoptées dans chacune de ces expérimentations. Dans la dernière section, nous présentons une synthèse des points de mesure à mettre en œuvre sur le banc d'essai.

Le manque de données expérimentales concernant les micro-cogénérateurs, et plus largement le faible nombre d'essais menés en laboratoire sur ces systèmes est régulièrement pointé dans la littérature concernée (voir par exemple Beausoleil-Morrison, 2007). Cependant, certains résultats d'essais commencent à apparaître dans les publications récentes. Roselli *et al.* (2011) présentent à la fois des données expérimentales obtenues eux-mêmes et des données issues des constructeurs. Néanmoins, les auteurs ne présentent pas leurs protocoles expérimentaux ni les moyens de mesure, reprenant en partie les résultats expérimentaux obtenus dans le cadre de l'Annexe 42. Les protocoles expérimentaux suivis et les moyens métrologiques prévus sont détaillés dans le paragraphe suivant.

1.1.1. Protocole et essais de l'Annexe 42 de l'AIE

Les résultats de l'Annexe 42 de l'AIE regroupent un nombre important de caractérisations expérimentales de micro-cogénération, dont trois concernent des moteurs Stirling à gaz naturel. Beausoleil-Morrison (2007) propose un protocole expérimental de caractérisation

de micro-cogénérateurs en regard des objectifs de l'Annexe, qui consiste en la calibration et la validation d'un modèle numérique. Ce protocole doit être suivi par chacun des laboratoires d'essais afin que les caractérisations soient comparables.

Ce protocole distingue des données essentielles à la calibration, dites données critiques, présentées dans le Tableau III. 1, et des données optionnelles, ou désirées, qui permettraient d'aboutir à un modèle plus détaillé mais qui ne sont pas indispensables. Quelques exemples de ces données sont reproduits dans le Tableau III. 2.

Mesures statiques
<ol style="list-style-type: none"> 1. Mass of cogeneration device, not including the balance of plant components (e.g. pumps, storage). 2. Empty and charged mass of heat exchanger (exhaust-gas-to-air or water-to-water) used for capturing thermal output. 3. Total mass of cogeneration device. 4. Composition of natural gas(molar fractions of CH₄, C₂H₆, C₃H₈, higher hydrocarbons, N₂, CO₂).
Mesures dynamiques
<ol style="list-style-type: none"> 1. Electrical demand placed upon cogeneration device (W) 2. Net AC electrical output from cogeneration device (after parasitic losses, battery losses, and losses from power conditioning unit) (W) 3. Natural gas consumption rate (m³/s at standard temperature and pressure). 4. Air supply rate to cogeneration device (kg/s). 5. Temperature of air supplied to cogeneration device (°C). 6. Humidity of air supplied to cogeneration device (RH or T_{dp}) 7. Flow rate of liquid water supplied to cogeneration device (kg/s) 8. Flow rate of exhaust gases through gas-to water heat exchanger or flow rate of water on cogeneration side of water-to-water heat exchanger (kg/s). 9. Temperature of exhaust gases as they enter gas-to-water heat exchanger or temperature of entering water on cogeneration side of water-to-water heat exchanger (°C). 10. Temperature of exhaust gases as they exit gas-to-water heat exchanger or temperature of exiting water on cogeneration side of water-to-water heat exchanger (°C). 11. Flow rate of water on plant side of gas-to water or water-to-water heat exchanger (kg/s) 12. Temperature of entering water on plant side of gas-to-water or water-to-water heat exchanger (°C). 13. Temperature of exiting water on plant side of gas-to-water or water-to-water heat exchanger (°C). 14. Exhaust gas composition (molar fractions of CO₂, N₂, Ar, O₂, H₂O, CH₄, H₂, CO, etc). 15. Ambient air temperature (°C). 16. Ambient air humidity (RH or T_{dp}).

Tableau III. 1 - Données essentielles pour la calibration, dites données critiques

Données désirées
<ol style="list-style-type: none"> 1. Gross DC electrical production from cogeneration device prior to power conditioning (W) 2. Cogeneration device parasitic electrical draws (e.g. fans, controls) (W) 3. Temperature of natural gas supplied to cogeneration device (°C) 4. Pressure of natural gas supplied to cogeneration device (kPa) 5. Pressure of air supplied to cogeneration device (kPa) 6. Parasitic thermal losses from cogeneration device, either directly measured or deduced from skin measurements, infrared camera scans, or a room energy balance (W). 7. Natural gas consumption, exhaust-gas temperature, electrical output during start-up period (relevant only for start-up test described in "Tests appropriate for parameter identification" section). Duration of start-up period also to be measured 8. Natural gas consumption (if any), exhaust-gas temperature (if any), and solid-component temperatures during shut-down period 9. Duration of period until unit can be restarted.

Tableau III. 2 – Exemples de données non essentielles pour la calibration

Le protocole définit ensuite trois types d'essais à conduire sur les micro-cogénérateurs. Chaque « essai » désigne un protocole expérimental à respecter en fonction de la finalité des

résultats de mesures. Pour l'identification de paramètres par exemple, le protocole consiste à démarrer la micro-cogénération initialement froide jusqu'à l'obtention d'un régime permanent, puis à arrêter la machine en maintenant la température de retour et le débit d'eau tout en suivant les évolutions de tous les paramètres.

Les essais visant à la calibration de modèles ont un protocole très strict de variation des paramètres d'entrée de la micro-cogénération. Par exemple, un essai consiste à maintenir la puissance électrique délivrée, tout en faisant varier la température de retour d'eau de 10 à 90°C par pas de 5°C en laissant les conditions se stabiliser entre chaque changement. Ce test est reproduit pour les débits d'eau minimum, maximum et nominal préconisés par le fabricant. Si possible, ces tests sont reproduits pour plusieurs puissances électriques.

Ces essais ne peuvent être conduits qu'en laboratoire, et peuvent être modulés en fonction des capacités de la micro-cogénération testée et du banc d'essais mis en œuvre.

Enfin, les essais de vérification du modèle complet visent à caractériser le comportement réel de la machine. Ils sont destinés à être réalisés sur des installations moins lourdement instrumentées, par exemple in situ.

Les essais réalisés dans le cadre de l'Annexe et concernant les moteurs Stirling ont été réalisés avant la rédaction du protocole. Par conséquent, les installations de laboratoire ne répondent pas nécessairement aux caractéristiques attendues.

La description des installations expérimentales ne permet pas de déterminer quels points de mesure ont effectivement été réalisés, ni les incertitudes relatives à ces mesures.

1.1.2. Essai d'un moteur Stirling bois à Mines ParisTech

Le Centre Energétique et Procédés de Mines ParisTech a menés des essais de caractérisation d'un prototype de moteur Stirling bois, type « Sunmachine Pellet » dans le but d'en proposer un modèle comportemental reproduisant les phases de fonctionnement, de préchauffage et de refroidissement du moteur. Ce modèle a été présenté dans le chapitre II. Le schéma du banc d'essai réalisé est présenté sur la Figure III. 1.

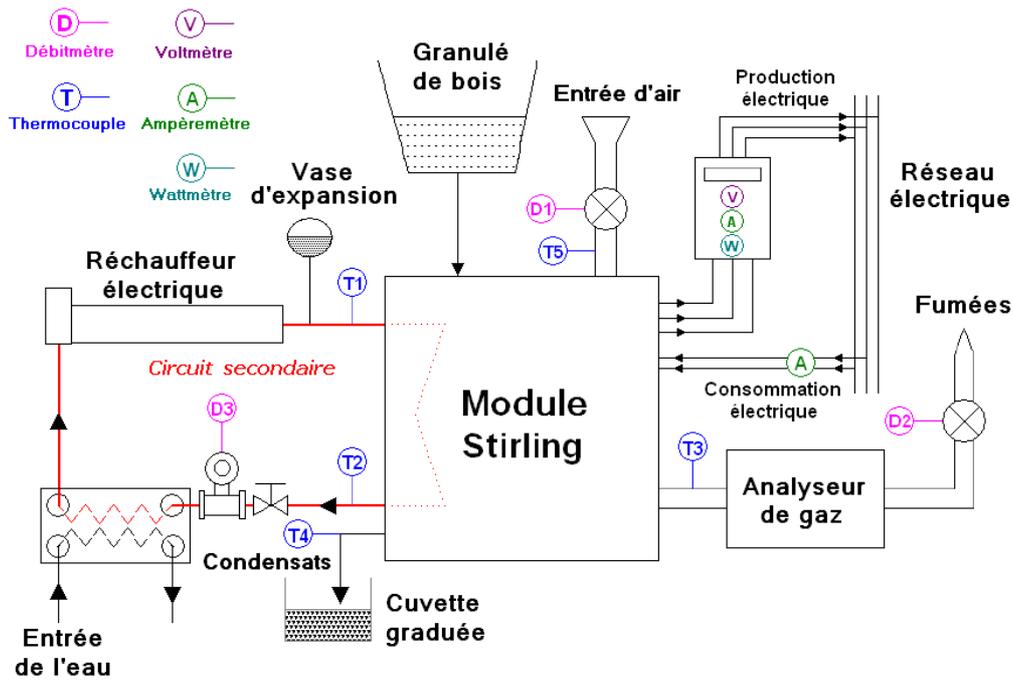


Figure III. 1 - Schéma de principe du banc d'essai du moteur Stirling bois (Thiers, 2008)

Les paramètres mesurés sont issus de deux sources différentes : d'une part, des capteurs internes au moteur de cogénération et relevés sur l'afficheur de l'unité, et, d'autre part, un certain nombre de points de mesure prévus sur le banc d'essai. Les paramètres concernés sont présentés dans les tableaux de la Figure III. 2.

Grandeur affichée	Paramètre	Méthode de mesure
Chaleur instantanée fournie par l'unité de micro-cogénération	T1 : Température de retour d'eau	Thermocouple de type K
Puissance électrique instantanée produite	T2 : Température de départ d'eau	Thermocouple de type K
Température du foyer	T3 : Température de sortie des fumées	Thermocouple de type K
Température des gaz d'échappement	T4 : Température des condensats	Thermocouple de type K
Détecteur de braise : mesure l'intensité lumineuse du lit de braises	T5 : Température d'entrée de l'air	Thermocouple de type K
Lambda : quantifie l'excédent d'oxygène dans le gaz d'échappement.	Débit de combustible	Balance électronique
Température de l'eau en sortie de l'échangeur.		Estimation de la valeur moyenne
Température de l'eau en entrée de l'échangeur	Puissance électrique	Wattmètre électronique
Débit de l'eau circulant dans le circuit primaire	D1 : Débit d'air à l'entrée du moteur	Débitmètre massique
Indicateur du niveau d'extraction des fumées	D2 : Débit des fumées	Débitmètre massique
Etat du système : état actuel du brûleur et de l'aspiration	D3 : Débit d'eau de chauffage	Débitmètre électromagnétique
Etat de sécurité : indique les dérangements de machine	Débit de cendres	Pas de possibilité de mesure
	Débit de condensats	Cuvette graduée
Paramètres lus sur l'afficheur interne du module de cogénération	Paramètres mesurés sur le banc d'essais	

Figure III. 2 – Essai Stirling bois Mines ParisTech : paramètres lus sur l'afficheur interne de la micro-cogénération et mesurés sur le banc d'essais

Les travaux consultés permettent d'identifier les dispositifs mis en œuvre pour assurer les points de mesure, mais pas le type d'appareils, et ils ne présentent pas d'étude des incertitudes de mesure.

Le protocole expérimental défini comporte plusieurs types d'essais :

- Deux séries d'essais 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 étant assurée soit par le réchauffeur installé sur le banc d'essai, soit manuellement.

- Une série visant à caractériser le processus de démarrage à froid de la machine.
- Une série visant à caractériser le redémarrage à chaud.
- Une série visant à caractériser le processus d'arrêt de la machine (Thiers, 2008).

1.1.3. Carbon Trust

Carbon Trust (2005) présente la mise en place d'une campagne d'expérimentation de micro-cogénérateurs sur sites domestiques et tertiaires, dont la majorité a été installée entre 2005 et 2006 au Royaume-Uni. Néanmoins, les points de mesure et les incertitudes nous ont semblé relever d'une mise en place de banc d'essais en laboratoire.

L'objectif des expérimentations est l'évaluation des comportements in-situ de micro-cogénérateurs et plus particulièrement des potentiels de réduction de consommations énergétiques et d'émissions de CO₂. Pour cela, le principe des mesures et les points d'essais prévus sur les sites sont présentés sur la Figure III. 3.

Le protocole de mesure consiste à acquérir et enregistrer numériquement les différents paramètres au pas de temps de 5 minutes, sur une durée idéale d'une année entière de fonctionnement.

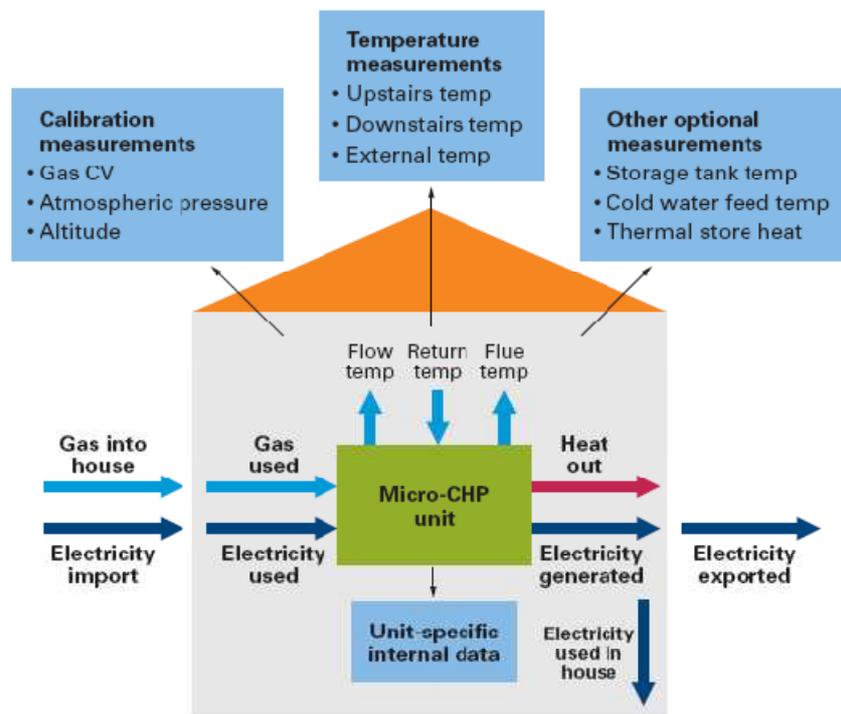


Figure III. 3 - Points de mesure de la campagne Carbon Trust

A partir de ces mesures, ainsi que pour valider les données et vérifier leur cohérence, le bilan énergétique de la micro-cogénération, tel que présenté sur la Figure III. 4, est réalisé à chaque pas de temps.

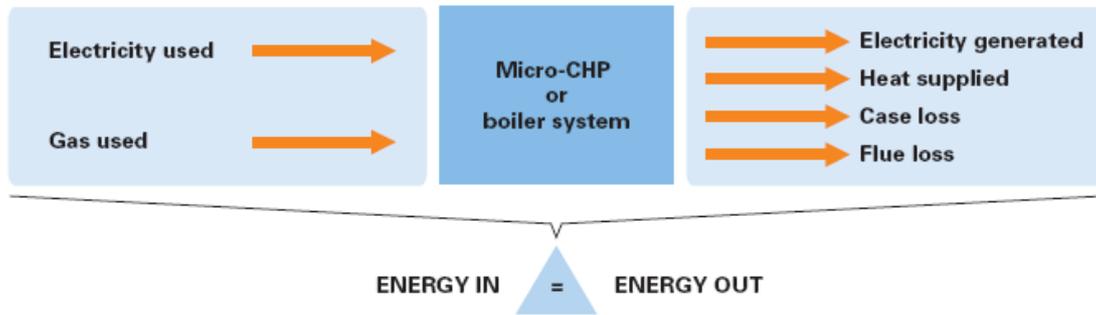


Figure III. 4 - Bilan énergétique de la micro-cogénération (Carbon Trust, 2005)

Carbon Trust présente un tableau exhaustif de tous les points de mesure à prévoir sur les sites instrumentés, ainsi que l'incertitude relative à chaque mesure. Les données de ce tableau sont reprises dans le tableau de synthèse du paragraphe 1.1.6.

1.1.4. Greenhouse gas technology center

Le GreenhouseGasTechnology Center (2005a) propose un protocole générique de test des performances électriques et thermiques de cogénérations de puissances inférieures à 2500 kW_{él}, principalement destiné à des moteurs à combustion interne ou à des microturbines. Le protocole détaille de façon précise la démarche à adopter pour mener les essais à 50, 75 et 100% de la puissance électrique nominale. Les points de mesure à prévoir, ainsi que les incertitudes tolérées pour chacun de ces points, sont présentés. Les plages de mesure envisagées ainsi que les incertitudes maximales préconisées dans ce rapport pour les points de mesure applicables au banc d'essai d'une micro-cogénération à moteur Stirling sont repris dans le tableau de synthèse au paragraphe 1.1.6.

Cette méthodologie d'essai a ensuite été appliquée à une micro-cogénération à moteur à combustion interne fonctionnant au gaz naturel. Les résultats et les points de mesure mis en œuvre font l'objet d'un second rapport (GreenhouseGasTechnology Center, 2005b).

1.1.5. Norme NF EN 13203

Aucune norme ne définit à ce jour le protocole et les moyens à mettre en œuvre pour tester des micro-cogénérateurs. Néanmoins, des normes existent pour le test d'autres appareils au gaz naturel, et en particulier concernant l'évaluation de la consommation énergétique d'appareils domestiques produisant de l'eau chaude sanitaire et utilisant les combustibles gazeux d'une puissance inférieure à 70 kW (AFNOR, 2006), ce qui est le cas de la micro-cogénération à moteur Stirling que nous souhaitons tester.

Cette norme définit les valeurs d'incertitudes pour les différents points de mesure considérés pour la détermination de la consommation énergétique. Les incertitudes préconisées sont reprises dans le tableau de synthèse, au paragraphe suivant.

1.1.6. Synthèse de l'état de l'art des essais

Le Tableau III. 3, ci-dessous, agrège les différents protocoles d'essais examinés dans les paragraphes précédents. Il reprend par conséquent tous les points de mesure préconisés et pouvant être pertinents pour une micro-cogénération à moteur Stirling, ainsi que les plages d'incertitude associées lorsqu'elles sont indiquées.

Type	Désignation	NF EN 13203-2	GreenhouseGasTechnology Center		Mines ParisTech	Carbon Trust
			Bande de mesure	Incertitude		
Energie thermique	Produite	Pas de mesure directe	-	-	Aff. interne	± 4% si < 10 l/m ± 3% au-delà
Energie électrique	Produite (puissance réelle)	± 2%	0 – 260 kW	± 1% de lecture	Aff. interne	± 2%, pulse 1 kWh
Energie électrique	Consommée	± 2%	0 – 260 kW	± 1% de lecture	-	± 2%, pulse 1 kWh
Température	Foyer	-	-	-	Aff. interne	-
Température d'eau	Entrée échangeur	± 0,5°C	-	-	Aff. interne	-
Température d'eau	Sortie échangeur	± 0,5°C	-	-	Aff. interne	-
Débit d'eau	Interne	± 1%	-	-	Aff. interne	-
Température d'eau	Retour chauffage	± 0,5°C	0 – 250°F -18 – 121°C	± 0,6°F ± 0,33°C	Thermocouple type K	± 0,5°C
Température d'eau	Départ chauffage	± 0,5°C	0 – 250°F -18 – 121°C	± 0,6°F ± 0,33°C	Thermocouple type K	± 0,5°C
Débit d'eau	Chauffage	± 1%	2.5 – 29 gpm 0,6 – 6,6 m ³ .h ⁻¹	± 1% de lecture	Débitmètre volumique électromagnétique	-
Température d'air	Fumées	± 0,5°C	-	-	Aff. interne <i>et</i> Thermocouple type K	± 0,5°C
Température d'eau	Condensats	± 0,5°C	-	-	Thermocouple type K	-
Température d'air	Air comburant (ambiante)	± 1°C	0 – 250°F -18 – 121°C	± 0,6°F ± 0,33°C	Thermocouple type K	-
Pression	Atmosphérique	-	0 – 25 psia 0 – 1.7 bar	± 0,1% de l'échelle	-	-
Débit d'air	Fumées	-	-	-	Débitmètre massique	-
Débit de gaz	Cogénération	± 1%	0 – 800 cfh	± 1% de lecture	-	± 1,5%, pulse 1 kWh

Type	Désignation	NF EN 13203-2	GreenhouseGasTechnology Center		Mines ParisTech	Carbon Trust
			Bande de mesure	Incertitude		
			$0 - 22,7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$			
Pression	Gaz	$\pm 2\%$	$0 - 30 \text{ psia}$ $0 - 2,1 \text{ bar}$	$\pm 0,25\%$ de lecture	-	-
Température	Gaz	$\pm 0,5^\circ\text{C}$	$0 - 250^\circ\text{F}$ $-18 - 121^\circ\text{C}$	$\pm 0,6^\circ\text{F}$ $\pm 0,33^\circ\text{C}$	-	-
Densité gaz		$\pm 0,5\%$	-	-	-	-
Température d'air	Extérieure	-	-	-	-	$\pm 0,5^\circ\text{C}$
Température d'eau	Ballon de stockage	-	-	-	-	$\pm 0,5^\circ\text{C}$
Energie thermique	Ballon de stockage	-	-	-	-	$\pm 4\%$ si $< 10 \text{ l/m}$ $\pm 3\%$ au-delà
	O ₂ fumées	-	$0 - 25\%$	$\pm 2\%$ de l'échelle	Aff. interne	-
	NO _x fumées	-	$0 - 400 \text{ ppmv}$	$\pm 2\%$ de l'échelle	-	-
	CO fumées	-	$0 - 1000 \text{ ppmv}$	$\pm 2\%$ de l'échelle		
	CO ₂ fumées	-	$0 - 20\%$	$\pm 2\%$ de l'échelle		
	THC fumées	-	$0 - 1000 \text{ ppmv}$	$\pm 2\%$ de l'échelle		
	CH ₄ fumées	-	$0 - 10000 \text{ ppmv}$	$\pm 2\%$ de l'échelle		

Tableau III. 3- Synthèse des points de mesure et des incertitudes associées dans les différents protocoles identifiés

1.1.7. Conception du banc d'essais

A partir de l'état de l'art précédent, nous proposons de reprendre les différents termes du bilan d'énergie de la Figure III. 4 pour la conception d'un banc d'essais de micro-cogénération. Le Tableau III. 4 précise pour chaque terme son moyen de mesure ainsi que les paramètres du calcul éventuellement nécessaire pour y accéder.

Paramètre		Détermination	Commentaire
Entrées	Electricité utilisée	Mesure directe	Mesurée en Wh
	Gaz utilisé	Calcul à partir de mesures	Mesuré en m ³ , converti en Wh avec : la pression et la température (mesurées) le pouvoir calorifique (donné par le fournisseur de gaz naturel)
Sorties	Electricité produite	Mesure directe	Mesurée en Wh
	Energie thermique produite	Mesure directe	Intégrée en Wh par un énergiemètre, à partir des mesures du débit volumique et de la différence de température aller/retour
	Pertes par les parois	Calcul à partir de mesures	Déterminées en Wh à partir de la surface du micro-cogénérateur et des températures mesurées sur les parois
	Pertes par les fumées	Calcul à partir de mesures	Déterminées en Wh à partir de mesures de CO ₂ , de la température des fumées, et de la mesure des imbrûlés

Tableau III. 4- Paramètres du bilan d'énergie du micro-cogénérateur

A partir des différents termes de ce bilan d'énergie, il est possible de déterminer les différents points de mesure à prévoir sur le banc d'essais, qui sont repris dans le Tableau III. 5.

	Type	Désignation	Notation	Moyen métrologique
Q1	Débit volumique	Gaz	\dot{V}_{comb}	Compteur à impulsions
P1	Pression	Gaz	p_{comb}	Manomètre manuel à pousoir
T1	Température	Gaz	T_{comb}	Lecture directe
	PCS	Gaz	PCS_{comb}	Donnée fournisseur de gaz nat.
T2	Température d'air	Air comburant (ambiante)	T_{amb}	Mesure dans le laboratoire
P2	Pression	Atmosphérique	p_{amb}	Mesure dans le laboratoire
T3	Température d'eau	Retour eau de chauffage	$T_{cw,i}$	Sonde de température
T3	Température d'eau	Entrée cogénérateur		Via afficheur interne
T4	Température d'eau	Départ eau de chauffage	$T_{cw,o}$	Sonde de température
T4	Température d'eau	Sortie cogénérateur		Via afficheur interne
Q2	Débit volumique	Chauffage	\dot{m}_{cw}^1	Compteur à impulsions
PE	Puissance électrique	Nette	P_{net}	Compteur électrique
PE	Puissance électrique	Brute	P_{brute}	Via afficheur interne
T8	Température	Gaz d'échappement		Analyseur de combustion

	Type	Désignation	Notation	Moyen métrologique
Q3	Débit volumique	Gaz d'échappement	\dot{m}_{exh}^1	Non mesuré
C	Analyse des fumées : O ₂ , NO _x , CO, CO ₂ , THC ou CH ₄			Analyseur de combustion

Tableau III. 5 - Points de mesure à prévoir sur le banc d'essai micro-cogénération

Les équipements de mesure suivants sont également à prévoir pour compléter les mesures précitées ; ils ne sont néanmoins pas indispensables.

- Caméra infrarouge : détection des déperditions thermiques par les parois de la micro-cogénération (qualitatif et semi-quantitatif) ;
- Analyseur de combustion. Espèces à quantifier : CO, CO₂, O₂, CH₄ (détermination du taux d'imbrûlés), NO_x (évaluation des polluants) ;
- Détermination du PCS du gaz naturel livré : Si l'on a accès aux données journalières du fournisseur de gaz naturel, une mesure des conditions de livraison (T, p) suffit. Dans le cas contraire, une analyse de la composition du gaz ou une détermination du PCS restent les plus fiables.

1.2. MICRO-COGENERATEUR A MOTEUR STIRLING HYBRIS POWER

Le micro-cogénérateur mis en œuvre sur le banc d'essai réalisé à l'INSA de Strasbourg est l'« Hybris Power », commercialisé par De Dietrich Thermique en France et conçu et produit par Remeha aux Pays-Bas. L'unité mise en œuvre est une version de pré-série faisant partie d'un ensemble de 200 tests in situ devant être réalisés sur le territoire national. Les représentants de De Dietrich Thermique nous ont assuré que la seule différence entre la version installée à l'INSA de Strasbourg et la version finale commercialisée concerne la fourniture en série de chevilles isolantes phoniquement pour la fixation du produit au mur, afin de réduire la transmission solidienne de bruits. Cette modification n'affecte en rien les performances ou le comportement de l'unité de micro-cogénération ; nous considérons ainsi que les performances et les comportements évalués au cours de l'étude expérimentale réalisée dans cette thèse sont bien représentatifs du micro-cogénérateur commercialisé.

1.2.1. Description et fonctionnement de l'unité de micro-cogénération

L'unité de micro-cogénération « Hybris Power » regroupe, à l'intérieur d'une jaquette semblable à celle d'une chaudière murale classique, un moteur Stirling associé à un générateur pour la production d'électricité et un échangeur à condensation classique. Commercialement, cette unité est disponible en deux versions, schématiquement représentées sur la Figure III. 5. La première, dite « 24/28 MI », inclut dans l'unité de micro-cogénération une vanne trois voies et un échangeur à plaques destiné à la production d'eau chaude sanitaire. Lors de la demande d'eau chaude sanitaire, la production thermique est

¹ C'est bien le débit volumique qui est mesuré, converti ensuite en débit massique pour les besoins du modèle. La notation correspond ici au débit massique utilisé dans le modèle.

entièrement dirigée vers l'échangeur à plaques : c'est la priorité eau chaude sanitaire pour garantir le confort des utilisateurs. La seconde version, dite « 24 », dispose d'un seul circuit d'eau. La production d'eau chaude sanitaire est assurée en dehors du module, généralement dans un ballon de stockage d'ECS dédié, permettant de garantir un meilleur niveau de confort et de disponibilité de l'ECS aux différents points de puisage. Une vanne trois voies externe au module est alors pilotée par la régulation de la micro-cogénération en fonction de la température de l'eau dans le ballon et des paramètres de confort souhaités.

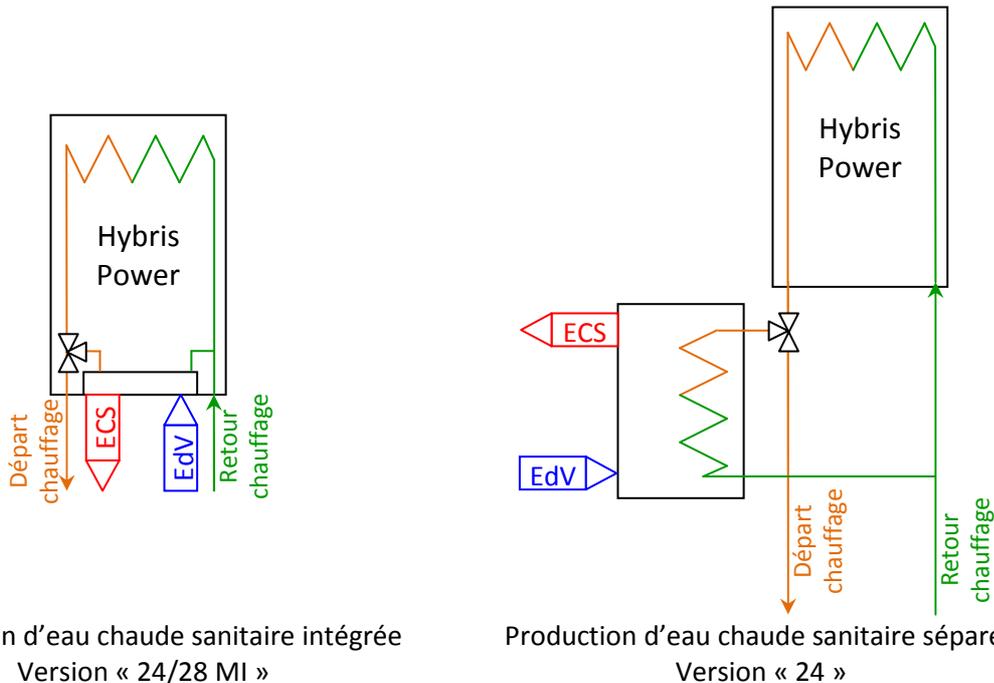


Figure III. 5 – Représentation schématique des productions de chauffage et d'eau chaude sanitaire sur les deux versions de l'Hybris power

Les principales caractéristiques techniques des deux versions du module de micro-cogénération telles qu'annoncées par De Dietrich Thermique sont indiquées sur la Figure III. 6. Les rendements indiqués sont des valeurs *sur PCI*, selon l'habitude des constructeurs de chaudières.

Modèle		24/28 MI	24
Puissance thermique utile à 80/60°C	kW	23,7	23,7
Puissance thermique utile à 50/30°C	kW	26,3	26,3
Puissance électrique nominale du moteur	kWe	1	1
Rendement global à 50/30°C	%	107	107
Rendement thermique à 100% de charge (Temp. moy. 70°C)	%	95,3	95,3
Rendement thermique à 30% de charge (Temp. moy. 33°C)	%	92,5	92,5
Rendement électrique sur un cycle de 30 min (Temp. Moy. 40°C)	%	16,4	16,4
Ratio électricité / chaleur		0,17	0,17
Hauteur mano. disponible sortie chauffage	mbar	550	489
Emissions NO _x	mg/kWh	<35	<35
Contenance en eau	l	1,7	1,7
Pression de service mini / maxi (Chauffage)	bar	0,8 - 3	0,8 - 3
Pression de service maxi (ECS)	bar	8	8
Pression disponible à la sortie chaudière (Fumées)	Pa	115	115
Niveau de pression sonore à 1m	dB(A)	47	47
Pertes à l'arrêt (Delta T = 30K)	W	93	93
Poids net	kg	120	110

Figure III. 6 - Principales caractéristiques techniques du micro-cogénérateur Hybris Power

Source : De Dietrich Thermique

Les composants du module de cogénération peuvent être dissociés en deux parties principales. Une photographie du module capot ouvert est présentée sur la Figure III. 7, et la Figure III. 8 en présente une vue schématique annotée. Le module est constitué en partie haute d'un échangeur eau/fumées à condensation (2)² en acier inoxydable intégrant un brûleur à prémélange appelé « brûleur d'appoint ». La partie inférieure est occupée par le moteur Stirling (4), monté sur ressorts pour limiter les propagations de bruits solidiens. Il est lui-même divisé en deux parties principales, sa partie supérieure étant constituée d'un échangeur sur gaz de combustion issu du brûleur Stirling et d'un échangeur sur eau de chauffage, correspondant respectivement au point chaud et au point froid du cycle thermodynamique de Stirling. La partie inférieure du moteur Stirling est constituée de la bobine encerclant le piston de travail, dont le déplacement permet la génération de courant électrique, et d'un contrepoids (cylindre gris visible sur la Figure III. 7) visant à réduire les vibrations générées.

² Les numéros entre parenthèses correspondent aux repères sur les Figure III. 7, Figure III. 8, Figure III. 9 et Figure III. 10.

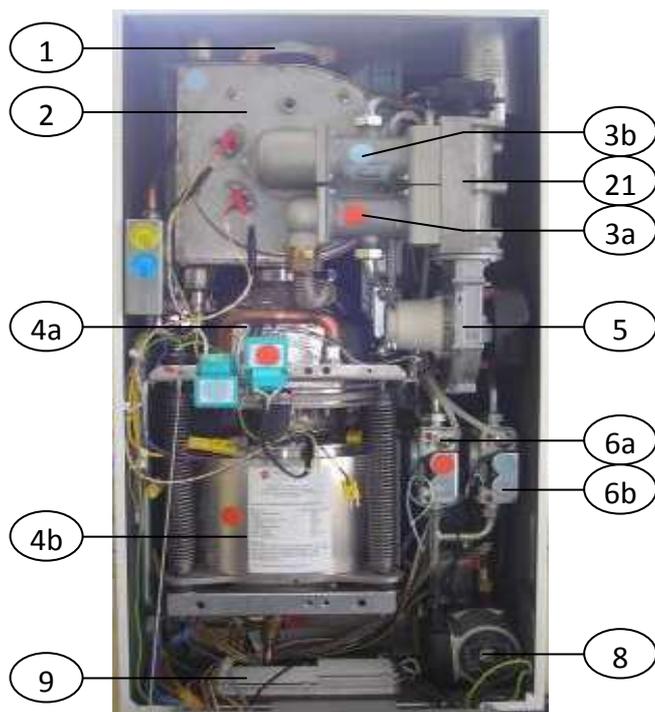


Figure III. 7 - Photographie du micro-cogénérateur "Hybris Power" ouvert

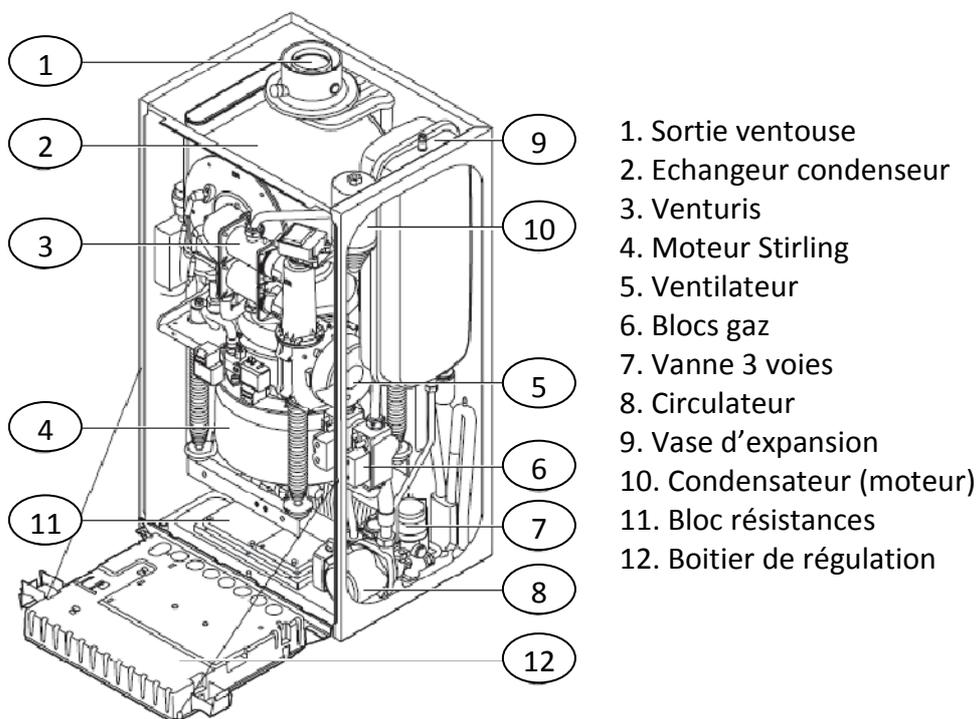


Figure III. 8 - Représentation schématique annotée du micro-cogénérateur Hybris Power

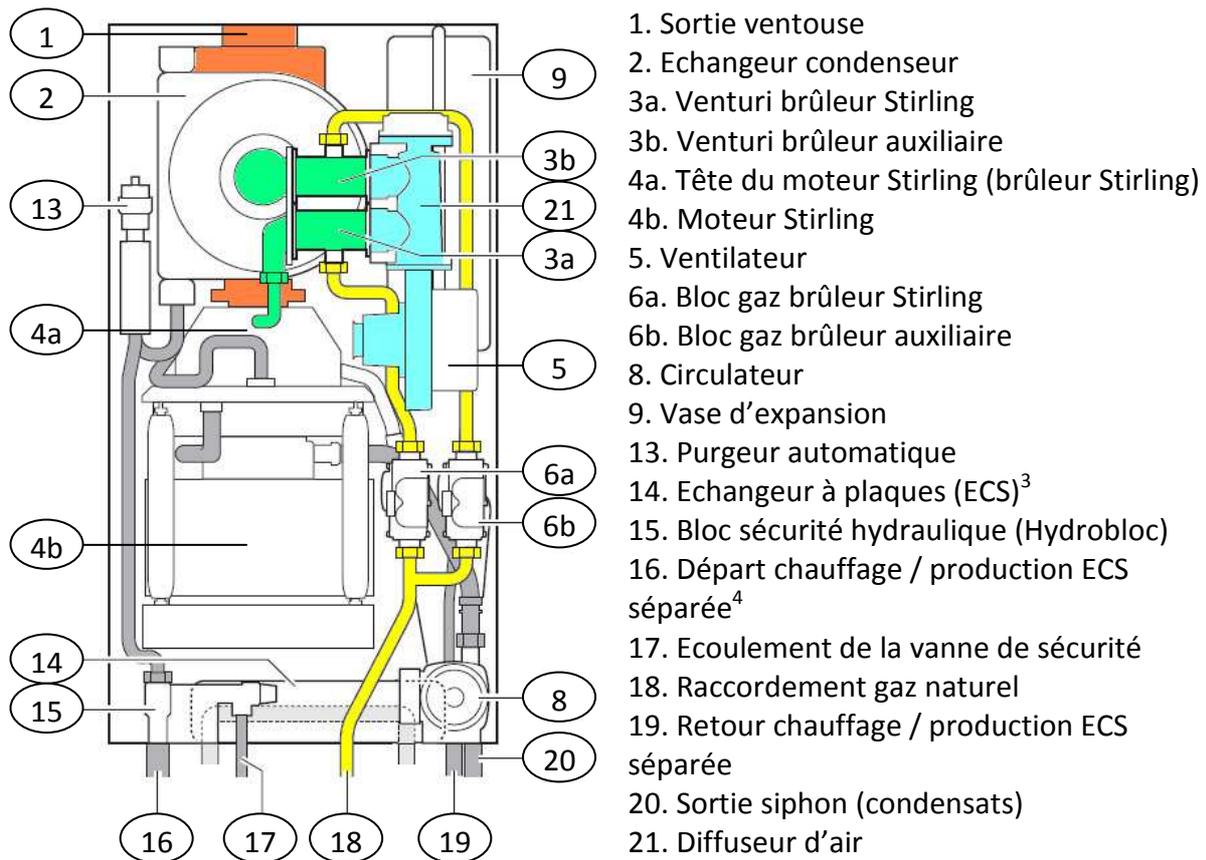
Pour aider à la compréhension du fonctionnement de l'unité de micro-cogénération, la Figure III. 9 présente les circuits du gaz naturel, de l'air et des gaz de combustion au sein du module. La Figure III. 10 montre le circuit de l'eau de chauffage.

Le gaz naturel combustible est destiné à alimenter les deux brûleurs Stirling (4a) et auxiliaire (2). Il pénètre par l'arrivée de gaz (18), et est distribué dans les deux blocs gaz (6a et 6b). Ceux-ci contiennent l'électrovanne d'alimentation en gaz de chaque brûleur respectivement, ainsi que la vis de réglage permettant de régler le rapport air/gaz lors de la mise en service et des opérations de maintenance, et un dispositif de mesure de la pression du gaz. Le gaz est alors aspiré dans les venturis des brûleurs (respectivement 3a et 3b), où il est mélangé avec l'air.

L'air, comburant nécessaire à la combustion du gaz naturel, est admis dans l'enceinte étanche de la micro-cogénération par l'espace annulaire du raccordement ventouse. Il est capté par l'aspiration du ventilateur (5), et refoulé vers le distributeur d'air qui l'injecte dans les venturis de chaque brûleur (3a et 3b).

Le gaz naturel et l'air arrivant dans ces venturis sont mélangés avant d'être introduits dans les brûleurs Stirling et auxiliaire. La combustion a lieu dans la tête du moteur Stirling (4a) et dans l'échangeur à condensation (2) pour le brûleur auxiliaire.

Dans la tête du moteur Stirling (4a), un échangeur sur gaz de combustion constitue la source chaude du cycle thermodynamique. Les gaz de combustion passent ensuite dans l'échangeur à condensation (2), où ils rejoignent les gaz de combustion issus du brûleur auxiliaire si celui-ci est en fonctionnement. Là, ils échangent leur énergie thermique sous forme sensible et latente si le niveau de température le permet avec l'eau de chauffage avant d'être dirigés vers la sortie ventouse (1) pour être évacués vers l'extérieur.



Légende :

- Gaz naturel
- Air comburant⁵
- Mélange gaz/air vers l'admission des brûleurs
- Gaz de combustion (fumées)

Figure III. 9- Circuit du gaz naturel, de l'air et des fumées dans l'unité de micro-cogénération

L'eau du circuit du chauffage pénètre dans le module par le raccordement de retour chauffage / production d'ECS séparée (19), à l'admission du circulateur (8) (voir Figure III. 10). Elle est alors refoulée vers l'échangeur à eau du moteur Stirling (entre 4a et 4b), où elle constitue le point froid du cycle thermodynamique. Elle passe ensuite par une plaque, où un écoulement circulaire assure le refroidissement du joint en silicone haute température assurant la jonction entre les deux parties du moteur Stirling (4a et 4b). Elle passe ensuite dans les tubes de l'échangeur à condensation (2) où s'effectue le transfert thermique entre gaz de combustion en provenance des deux brûleurs Stirling et auxiliaire et l'eau de chauffage. C'est donc dans cet organe qu'a lieu la majeure partie de la récupération thermique et, par conséquent, la plus sensible élévation de température de l'eau de chauffage. Enfin, l'eau de chauffage traverse un bloc sécurité, comprenant notamment un purgeur automatique (13), avant de sortir de l'unité par le raccordement départ chauffage /

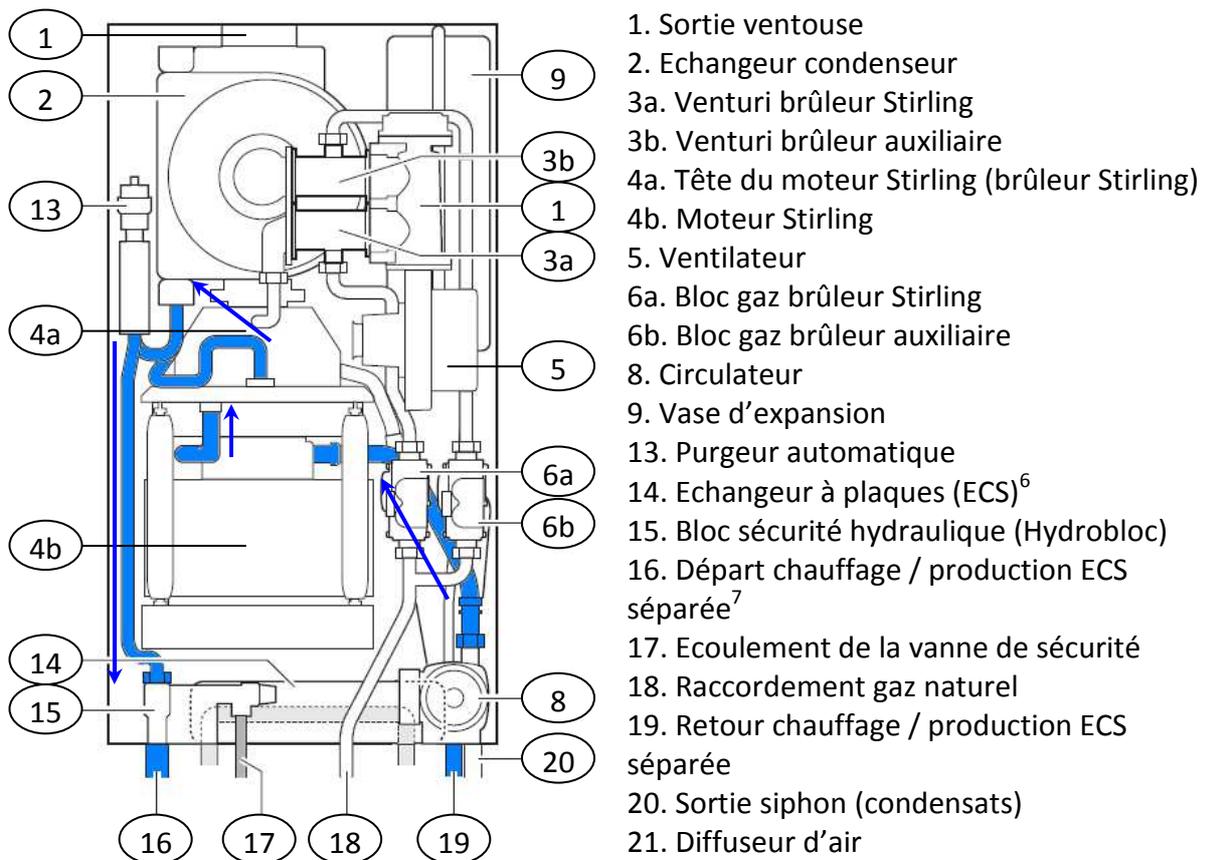
³ Uniquement sur le modèle avec production d'ECS interne.

⁴ Vers les émetteurs de chauffage et la production d'ECS si production séparée avec accumulation.

⁵ L'air admis dans le ventilateur (5) est pris dans le corps de l'unité de micro-cogénération ; il y pénètre par l'espace annulaire du conduit ventouse.

production ECS séparée (16). Signalons qu'un vase d'expansion interne à l'unité (9) est raccordé sur le circuit d'eau de chauffage.

Comme il a été mentionné précédemment, la production d'ECS peut être interne à l'unité de micro-cogénération, auquel cas elle est produite à la demande en instantané (sans stockage entre production et utilisation). Le circuit présenté ci-dessus est alors complété par une vanne trois voies (repère 7 sur la Figure III. 8, située derrière le circulateur) placée en amont du circulateur, à l'entrée du circuit d'eau de chauffage dans l'unité, et par un échangeur à plaques (14). La vanne trois voies, régulée en tout ou rien, dirige ainsi le circuit d'eau de chauffage vers l'extérieur de l'unité (départ 16 et retour 19) ou bien vers l'échangeur à plaques en cas de demande d'ECS. Le circuit de l'eau de ville chauffée pour devenir ECS est indiqué en gris clair sur la Figure III. 10.



Légende :

Circuit de l'eau de chauffage

Figure III. 10- Circuit de l'eau de chauffage dans l'unité de micro-cogénération

⁶ Uniquement sur le modèle avec production d'ECS interne.

⁷ Vers les émetteurs de chauffage et la production d'ECS si production séparée avec accumulation.

1.2.2. Mise en œuvre du module de micro-cogénération

Le module de micro-cogénération a un aspect extérieur similaire à celui d'une chaudière à condensation classique (voir Figure III. 15). De même, les branchements à réaliser pour l'installation du micro-cogénérateur sont les mêmes que dans le cas d'une chaudière : aller et retour chauffage, alimentation électrique classique et éventuellement entrée d'eau de ville et sortie eau chaude sanitaire si la production d'ECS est assurée par l'échangeur interne à l'unité. Ces similarités ont été recherchées par le constructeur pour faciliter l'adoption et la prise en main du produit par la filière de commercialisation classique, ainsi que pour permettre le remplacement de chaudières existantes par des micro-cogénérateurs.

Les dimensions extérieures sont de largeur 493 x profondeur 472 x hauteur 986, raccordement ventouse compris. L'encombrement de l'unité de micro-cogénération est très proche de celui d'une chaudière à condensation. Cependant son poids est très supérieur : 110 à 120 kg (voir Figure III. 6), nécessitant au minimum deux personnes pour sa mise en œuvre, ainsi qu'un dispositif de fixation murale adapté. Le mur de support de l'unité de micro-cogénération doit être prévu pour supporter le poids de l'appareil, ce qui exclut en pratique sa fixation sur des cloisons légères. De plus, un mur massif sera plus à même de limiter les transmissions acoustiques solidiennes de par sa masse. Rappelons que la version commerciale de la micro-cogénération est fournie avec un dispositif de fixation atténuateur de transmissions acoustiques type cylindres.

1.2.3. Fonctionnement du moteur Stirling

Le moteur Stirling mis en œuvre au sein de l'unité de micro-cogénération Hybris Power est de fabrication japonaise. Il a été développé et est commercialisé par la société Microgen, qui fournit également le même moteur pour l'unité de micro-cogénération de Baxi.

Le fluide de travail dans le moteur est de l'hélium, à une pression de travail de 36 bars dans la chambre chaude, pour une pression du gaz au repos de 23 bars.

Le moteur Stirling est de type free piston Stirling engine (moteur Stirling à piston libre), basé sur une configuration Bêta (voir Chapitre I, paragraphe 2.3.4.). Dans ce type de moteurs, il n'y a aucune liaison mécanique entre les deux pistons déplaceur et de travail ; la transmission des efforts s'effectue de manière indirecte par la compression et la détente du gaz de travail entre les deux pistons. La Figure III. 11 présente une vue en coupe d'un moteur de ce type.

La partie haute constitue la chambre de travail avec le piston déplaceur (8), qui met le fluide de travail alternativement en contact avec la chambre chaude (1) et la chambre froide (3). Le fluide traverse le régénérateur (2) à chaque passage.

Le mouvement alternatif du piston de travail (4) permet la production de courant au niveau de l'alternateur linéaire. L'aimant permanent (5) fixé sur la partie inférieure du piston passe en effet dans une bobine de fil (6). Le champ magnétique alternatif ainsi généré produit un courant électrique aux bornes de la bobine.

Le mouvement du piston de travail est dû à la compression puis à la détente du fluide de travail dans la chambre de travail. Comme l'illustre la figure, aucun lien mécanique n'existe entre les deux pistons.

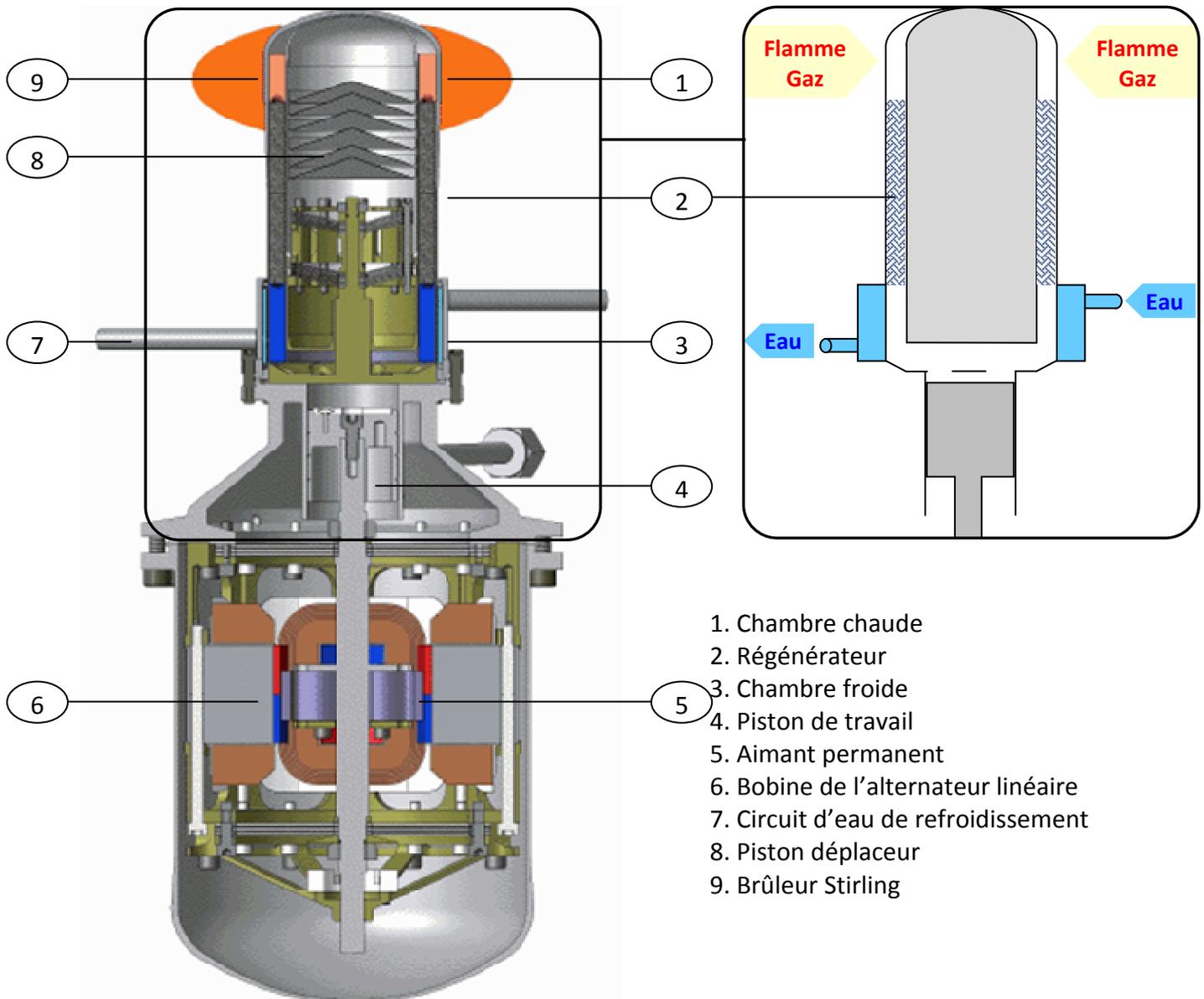


Figure III. 11 – Coupe d'un moteur Stirling à pistons libres et représentation schématique du moteur Stirling de l'Hybris power

Image : http://www.enatec.com/die_funktionsweise_des_freikolben-stirlingmotors.html, *Schéma* : auteur.

1.2.4. Régulation du micro-cogénérateur

Le micro-cogénérateur ayant été développé par Remeha aux Pays-Bas et non par De Dietrich, et le moteur Stirling étant de plus livré complet par un fournisseur extérieur, les informations sur la régulation adoptée pour le pilotage de la micro-cogénération sont laconiques. Ce paragraphe compile par conséquent des informations obtenues par échanges avec De Dietrich et des observations menées sur le micro-cogénérateur durant les essais.

La régulation principale de l'Hybris power est une régulation en température de départ, ou plutôt en écart de température retour/départ. La loi interne détermine une température de consigne en fonction de la température extérieure et de la température de retour d'eau. Cette température est corrigée en fonction de la température de consigne ambiante et de la pente de la loi d'eau. Elle augmentera avec la température de retour jusqu'à un maximum dépendant des conditions ambiante et extérieure.

Un cycle classique de fonctionnement de la micro-cogénération est présenté sur la Figure III. 12. Micro-cogénération à l'arrêt, le circulateur est mis périodiquement sous tension pour provoquer une circulation de l'eau du circuit de refroidissement, et permettre la mesure d'une température de retour ayant une validité physique. Si la température de retour mesurée est inférieure à la température de consigne, le brûleur Stirling est mis en fonctionnement. Lorsque la température de tête dépasse 200°C, le générateur est synchronisé au réseau, et l'électricité produite commence à être exportée. Après un temps calibré permettant la montée en puissance du moteur Stirling et la stabilisation, si la température de départ est toujours inférieure à la température de consigne, le brûleur de la chaudière auxiliaire est allumé, puis sa puissance est modulée pour s'adapter à la demande. Lorsque la demande diminue, la puissance de la chaudière est baissée, puis elle est éteinte pour que la température de départ reste égale à la consigne.

Après que la température de retour ait atteint la consigne, le brûleur Stirling est arrêté à l'issue d'une temporisation. Lors du refroidissement après arrêt de la combustion, la température de tête diminue, et lorsqu'elle atteint 170°C, le générateur est désynchronisé du réseau, puis lorsqu'elle passe en-dessous de 130°C, le ventilateur puis le circulateur sont mis à l'arrêt.

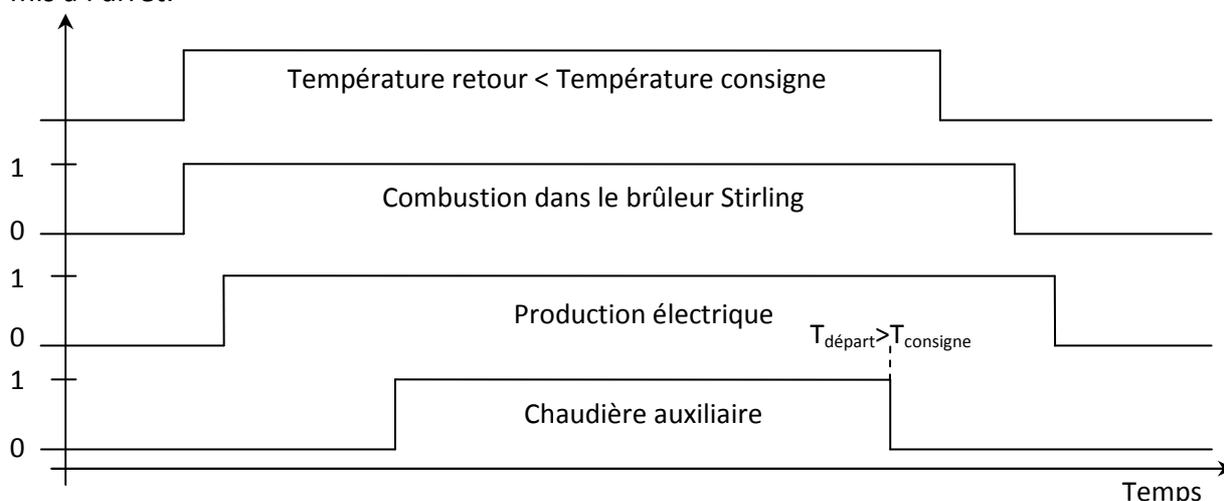


Figure III. 12-Logigramme de fonctionnement de l'Hybris power

Une seconde loi de régulation et de sécurité en débit d'eau de refroidissement s'ajoute à cette logique en température. L'Hybris power est équipé d'un circulateur trois vitesses. Il démarre avec la pompe en vitesse 1. Lorsque l'écart de température entre aller et retour devient supérieur à 10K, le circulateur passe en vitesse supérieure. De plus, si le débit mesuré est inférieur à 7 L.min⁻¹ ou le devient, la pompe passe en vitesse supérieure, et s'il devient inférieur à 3 L.min⁻¹, la micro-cogénération est mise en sécurité.

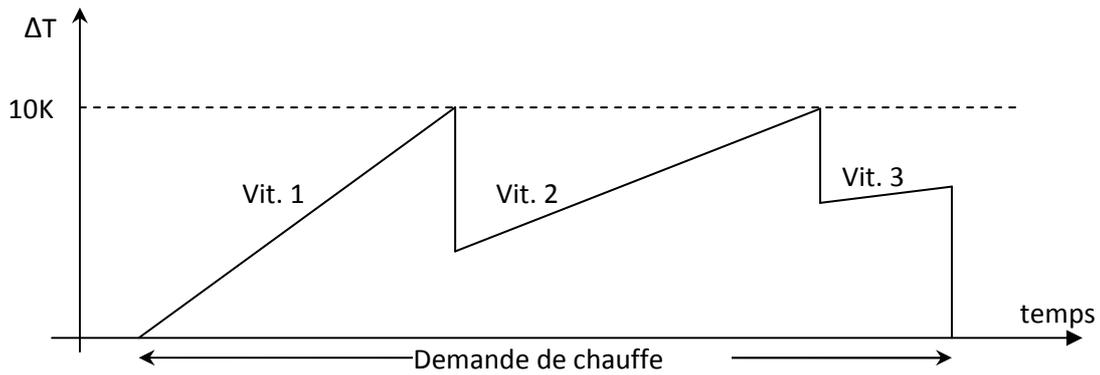


Figure III. 13- Régulation en débit d'eau de refroidissement de l'Hybris power

Enfin, une loi de régulation spécifique à la production d'électricité par moteur Stirling est ajoutée aux précédentes. La puissance apparente de sortie mesurée (produit de l'intensité fournie et de la tension du réseau) est régulée pour être égale à 1 kVA en permanence. A cette fin, la grandeur régulée est le débit d'air par actions sur la vitesse de rotation du ventilateur et la position du volet d'air entre brûleur Stirling et auxiliaire. La variation du débit d'air entraîne une variation du débit de combustible aspiré dans le venturi de prémélange, donc de la quantité de combustible brûlée, et par suite de la température de tête du brûleur. En fonctionnement, cette température est maintenue par une loi de sécurité entre deux bornes extrêmes de 400°C et 525°C.

2. MISE EN PLACE D'UN BANC D'ESSAIS

2.1. OBJECTIFS

La mise en place du banc d'essai à l'INSA de Strasbourg devait répondre à plusieurs objectifs.

- Le premier réside dans la caractérisation du fonctionnement et des performances du moteur de micro-cogénération dans l'objectif d'appliquer la méthodologie d'identification des paramètres. Le banc devait donc en particulier comporter tous les dispositifs de mesure mentionnés dans le Tableau III. 5.
- Le second objectif du banc est de permettre des suivis in-situ simulés. Le principe est de réaliser des bilans d'exploitation annuels de la micro-cogénération à partir d'un nombre d'essais limité réalisés en laboratoire : des journées types sont définies, et simulées sur le banc (températures de retour d'eau fonction des caractéristiques des locaux, puisages d'eau chaude sanitaire et température extérieure), et les consommations et productions sont mesurées pour en déduire le bilan d'exploitation et les rendements. A partir de ces relevés journaliers, un bilan annuel en est déduit par une procédure adaptée qui dépasse le cadre de cette thèse.

Le banc d'essai doit par conséquent prévoir une régulation dynamique de la température de retour d'eau. En termes de métrologie, des bilans d'énergie doivent pouvoir être faits sur chacun des circuits suivants : réseau de chauffage, production d'eau chaude sanitaire et consommation d'eau chaude sanitaire. Les consommations gaz et électricité, ainsi que la production électrique doivent être mesurées et acquises numériquement.

- Enfin, le banc d'essai étant mis en place dans un établissement de formation initiale et continue d'ingénieurs Génie Climatique et Energétique et Mécanique, la structure du banc d'essai doit permettre son réemploi pédagogique à des fins de démonstration de la technologie, de ses performances et de ses caractéristiques.

2.2. DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI

2.2.1. Montage et principe

Le principe hydraulique du banc d'essais mis en œuvre à l'INSA de Strasbourg est représenté Figure III. 14, et la Figure III. 15 montre une photographie du banc réalisé. Une attention particulière est apportée à la distinction des éléments du bilan de la micro-cogénération tel que présenté sur la Figure III. 4, dans un double objectif de lisibilité et de pédagogie.

Le circuit de refroidissement du micro-cogénérateur est connecté alternativement au réseau de chauffage ou de production d'eau chaude sanitaire au moyen d'une vanne trois voies tout ou rien motorisée et commandée par la régulation interne du micro-cogénérateur (cf. 1.2.4). Le débit dans ce réseau peut être modifié par variation de pertes de charge grâce à l'action sur une vanne d'équilibrage montée sur le réseau, ainsi que par la mise en service d'un circulateur supplémentaire, qui peut être placé en série du circulateur interne à la micro-cogénération grâce à un jeu de vannes.

Le réseau de chauffage est simulé par un échangeur à plaques ; connecté au réseau de la tour de refroidissement du laboratoire, assurant l'évacuation de l'énergie thermique. La modulation de la puissance évacuée par le réseau tour de refroidissement est assurée par variation du débit traversant l'échangeur côté tour. Ce débit est modulé par l'action d'une vanne deux voies motorisée dont l'ouverture est commandée par l'automate de régulation du banc (voir 2.2.2).

La production d'eau chaude sanitaire est assurée dans un ballon de stockage dédié fourni avec l'unité de micro-cogénération. Le circuit primaire arrivant de la micro-cogénération traverse un serpentin plongé dans le ballon rempli d'eau de ville froide. L'eau ainsi réchauffée est soutirée par la canne supérieure du ballon à destination des puisages. Ceux-ci sont simulés sur le banc par une électrovanne tout ou rien commandée par un contrôleur de dosage qui mesure précisément le volume effectivement puisé.

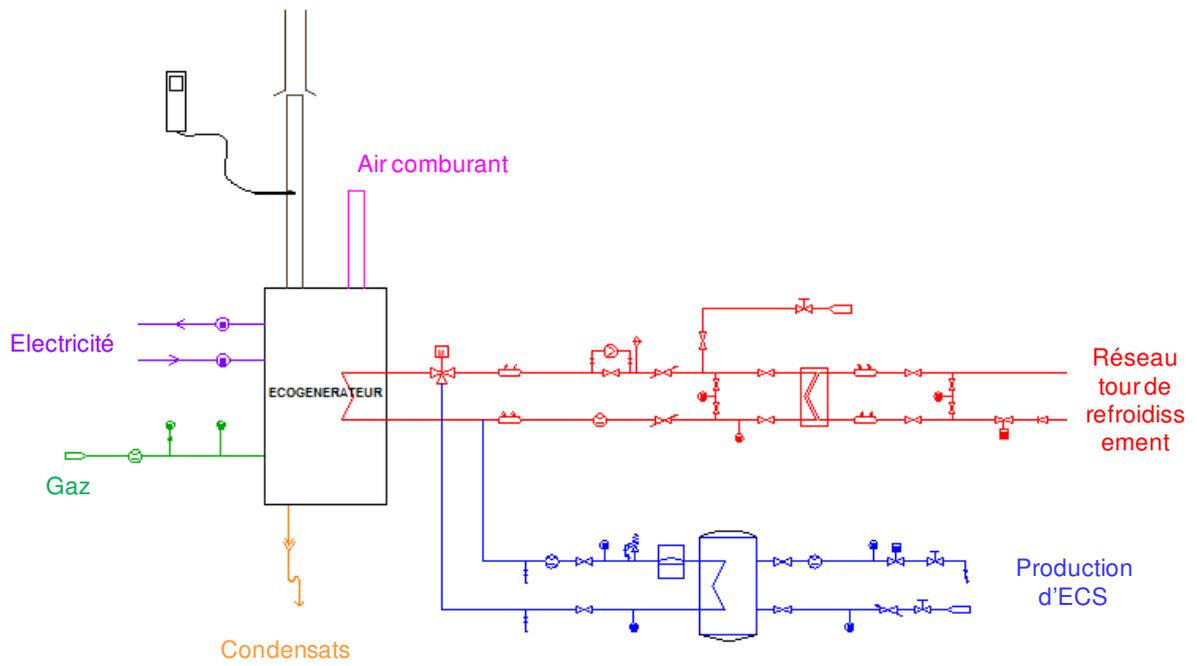


Figure III. 14 - Schéma de principe du banc d'essais réalisé à l'INSA de Strasbourg



Figure III. 15 - Photographie du banc d'essai mis en place à l'INSA de Strasbourg

2.2.2. Régulation

Le banc d'essais est équipé d'un automate programmable (Trend, 2003), dont le rôle est :

- De contrôler la température de retour du micro-cogénérateur en fonction d'une consigne fixe ou variable.
- De simuler les puisages d'eau chaude sanitaire.

La régulation n'agit pas ni n'interfère avec la régulation de la micro-cogénération : cette dernière est installée sur le banc de la même manière que sur une installation in-situ.

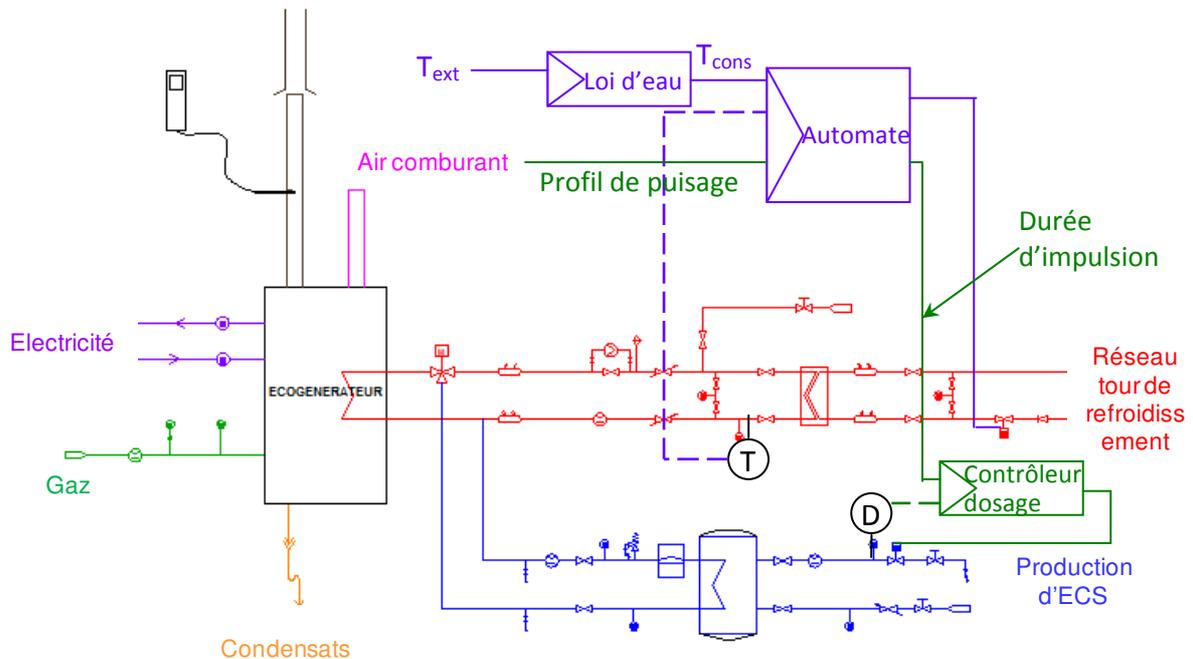


Figure III. 16 - Schéma des chaînes de régulation du banc d'essais

Les chaînes de régulation sont présentées sur le schéma de la Figure III. 16. Les puisages d'eau chaude sanitaire sont générés et calibrés au moyen d'impulsions 0-10 V envoyées par l'automate au contrôleur de dosage, ce dernier traduisant la durée de l'impulsion reçue en volume à soutirer. Il commande l'ouverture de l'électrovanne, et mesure le volume au moyen du débitmètre intégré. Lorsque le volume prévu a traversé le contrôleur, l'électrovanne est fermée.

La régulation interne de la micro-cogénération détecte la nouvelle température de l'eau du ballon grâce à la sonde de température plongeant dans le doigt de gant du ballon, et provoque ou non un fonctionnement en mode production d'eau chaude sanitaire.

Les profils de besoins de chauffage sont liés à la température extérieure et au comportement des émetteurs de chauffage (radiateurs ou plancher chauffant par exemple). Deux corrections sont nécessaires pour les essais. D'une part, la température extérieure est « simulée » en substituant un calibre (AOIP, 2004) à la sonde de température prévue. Ce calibre est capable de générer des résistances de valeurs précises (à l'ohm près). D'autre part, la température de retour est régulée au moyen d'une loi d'eau programmée dans l'automate, pour restituer le comportement des émetteurs de chauffage d'un réseau donné en fonction de la température extérieure.

Cette régulation en température de retour est également employée pour les essais de caractérisation du moteur et de la micro-cogénération. Ainsi, le montage hydraulique et la régulation du banc d'essais répondent bien aux trois objectifs fixés.

2.2.3. Moyens métrologiques

Nous détaillons ci-après les moyens métrologiques mis en œuvre pour chacun des éléments du bilan de la micro-cogénération, représentés sur la Figure III. 17.

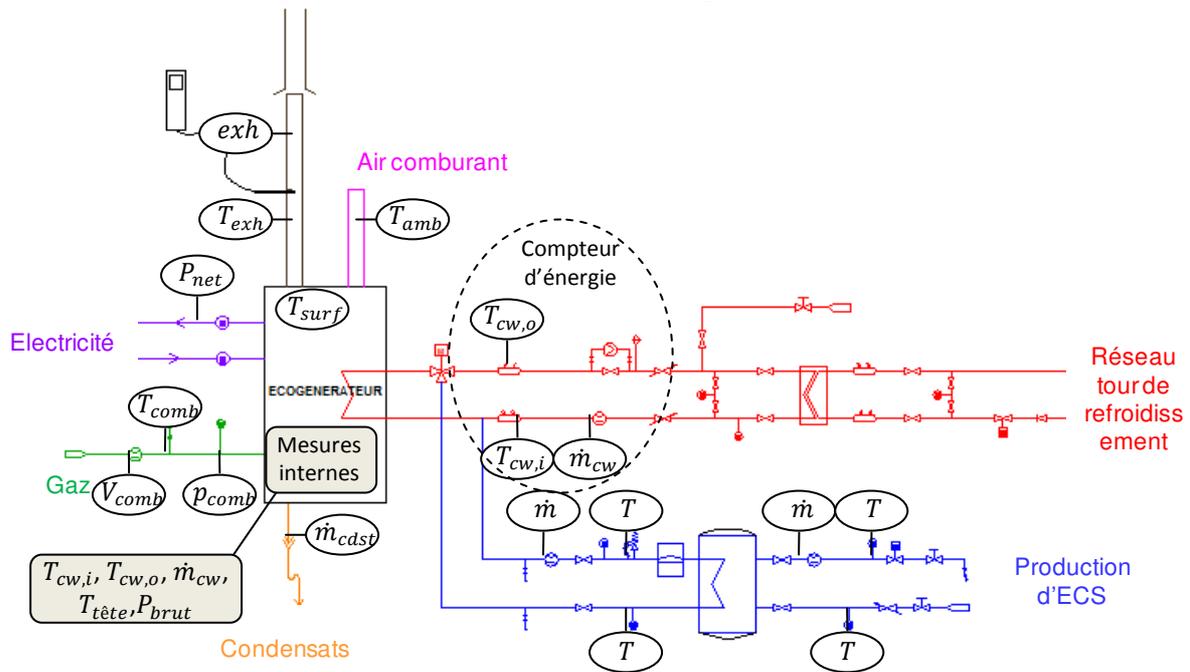


Figure III. 17 - Points de mesure du banc d'essais de micro-cogénération

- Le volume de gaz consommé est mesuré par un compteur volumétrique à soufflet (Itron, 2009), précis dès les débits faibles, et équipé d'un émetteur d'impulsions. La température et la pression du gaz délivré au laboratoire peuvent être relevées manuellement.
- Le câble électrique de l'unité de micro-cogénération est unique et sert aussi bien à son alimentation électrique qu'à l'export de l'énergie produite vers le réseau. Il est par conséquent impossible de dissocier comptage des consommations et des productions. Le comptage de l'électricité transitant sur ce câble est réalisé au moyen d'un énergie-mètre électrique (Socomec) permettant également l'analyse du signal électrique.
- Chacun des trois circuits hydrauliques présents sur le banc (chauffage, ECS et puisage ECS) est équipé d'un compteur d'énergie thermique (Sontex, 2010). Ces derniers mesurent le débit d'eau dans le circuit considéré, ainsi que les températures aller et retour grâce à des sondes Pt100 placées en doigts de gants dans le flux. A partir de ces valeurs, ils indiquent la puissance instantanée qu'ils intègrent ensuite pour donner l'énergie.

Les sondes du circuit de chauffage ne sont pas placées directement à proximité de l'entrée et de la sortie de l'unité de micro-cogénération. Aussi, pour tenir compte des

pertes thermiques dans les tuyauteries, des mesures de température supplémentaires ont été réalisées et un correctif a été mis en place, détaillé dans le paragraphe 2.3.4.2.

- Une sonde de température de surface Pt100 est placée à l'intérieur de l'unité de micro-cogénération, au point supposé le plus chaud, sur la coque entourant le brûleur du moteur Stirling. Elle a été fixée au moyen d'un ruban adhésif haute température.
- Une sonde de température Pt100 est introduite dans le tube de fumées, à la sortie immédiate de l'unité, et l'orifice utilisé pour plonger la sonde est refermé avec du ruban adhésif haute température pour limiter au maximum les courants d'air parasites.
- Le boîtier de régulation interne de la micro-cogénération dispose de ses propres points de mesure, dont certains sont inaccessibles par mesure externe. Afin d'avoir accès à ces points de mesure, une interface de communication (Siemens, 2005) est placée entre le boîtier de régulation interne de la micro-cogénération et le PC d'acquisition.

Les autres points de mesure sont tous acquis sur PC via deux canaux : les points de mesure internes à la machine via le boîtier de régulation et les dispositifs métrologiques externes via réseau Modbus (voir Tableau III. 6).

$T_{cw,i}$	Température aller	T_{exh}	Température des fumées
$T_{cw,o}$	Température retour	P_{net}	Puissance et caractéristiques électriques nettes
\dot{m}_{cw}	Débit d'eau	V_{comb}	Volume de gaz
$T_{tête}$	Température de tête	T_{surf}	Température de surface du moteur
P_{brut}	Puissance électrique brute		
Points de mesure acquis par le biais du boîtier de régulation de la micro-cogénération		Points de mesure du banc d'essais acquis par le réseau Modbus	

Tableau III. 6 – Chaînes d'acquisition des points de mesure du banc d'essais

2.3. ANALYSE DES CHAINES DE MESURE

2.3.1. Boîtier de régulation du micro-cogénérateur

Les valeurs des températures d'entrée et de sortie d'eau de refroidissement $T_{cw,i}$ et $T_{cw,o}$, de débit d'eau \dot{m}_{cw} , et de puissance électrique P_{brut} mesurées via le boîtier de régulation sont acquises au moyen d'un boîtier de communication. L'échantillonnage est effectué toutes les deux secondes.

- **Mesure de débit**

La mesure interne de débit est assurée par un débitmètre OEM commercialisé par Huba control. La précision de l'appareil pour de l'eau est donnée dans le tableau suivant :

< 50% E.M.

Erreur ≤ 1% E.M.

> 50% E.M.

Erreur ≤ 2% de la mesure

La plage de débit varie en fonction du calibre de l'appareil. Pour un diamètre nominal DN15, cette plage est de 3,5 à 50 litres par minute.

Ainsi, pour les débits mesurés (au maximum 15,5 L.min⁻¹), l'incertitude maximale est de 1% de l'échelle de mesure, soit $\Delta\dot{m}_{cw}^{mes} = \pm 0.5 \text{ L. min}^{-1}$.

- **Mesure de température**

Les mesures de température sont assurées par des thermistances CTN (à coefficient de température négatif).

L'absence de données disponibles sur les thermistances mises en œuvre dans le micro-cogénérateur nous a conduit à adopter une valeur typique de l'erreur pour des thermistances, soit $\Delta T_{cw,i} = \Delta T_{cw,o} = \pm 0.5^\circ C$.

- **Puissance électrique brute**

La puissance électrique brute est calculée à partir de la valeur de la tension et de l'intensité mesurées à la sortie du générateur, par le produit $P_{brut} = U \cdot I$.

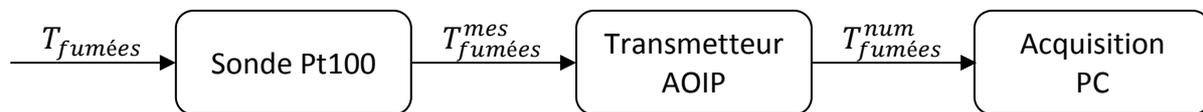
Aucune donnée n'est disponible quand aux dispositifs de mesure de la tension et de l'intensité internes. Ainsi, l'incertitude de mesure n'est pas connue.

- **Chaîne de mesure**

Les mesures sont intégrées par l'automate de régulation au format numérique, puis transmises numériquement via une interface OCI 700 (Siemens, 2005) vers l'ordinateur et le logiciel d'acquisition. Ces étapes, réalisées entièrement en codage numérique, n'introduisent pas d'erreur supplémentaire.

2.3.2. Températures

La mesure de la température des fumées est effectuée par une sonde Pt100 plongée dans le tube d'évacuation des fumées. Cette sonde est montée en 4 fils pour s'affranchir des résistances de ligne. La chaîne de mesure de température par la sonde Pt100 est présentée sur la figure ci-dessous.



La précision des mesures dans cette chaîne est donnée directement pour l'ensemble {sonde + transmetteur} par le fabricant du matériel (AOIP, 2008) : les transmetteurs ont une précision à 1 an pour la mesure de température par résistance thermostatique Pt100 en montage 4 fils (d'après l'Echelle Internationale de Température EIT90) de $0,05\% + 0,2^\circ C$, et une résolution de $0,1^\circ C$.

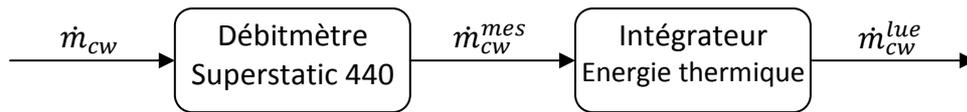
La résolution introduit une incertitude du fait de l'arrondi à la décimale la plus proche, d'une valeur maximale de $0,05^\circ C$

Ainsi, l'incertitude sur la valeur de température transmise T^{num} est déterminée par :

$$\Delta T^{num} = \pm \{ (0.2 + 0.0005 \cdot T^{mes}) + 0.05 \}$$

Pour une température maximale des fumées de $T_{fumées}^{max} = 60^\circ C$, on obtient une incertitude maximale de $\Delta T_{fumées}^{num} = \pm 0.28^\circ C$.

2.3.3. Débits d'eau



Un problème technique lié à la mise en service du banc empêche l’acquisition numérique des débits d’eau par cette méthode. Par conséquent, les débits d’eau ne sont pas acquis par cette chaîne de mesure mais via le boîtier de régulation. Néanmoins, cette chaîne a servi de vérification des débits mesurés. Son incertitude est présentée dans le paragraphe suivant.

2.3.4. Energie thermique

2.3.4.1. Intégration d’énergie thermique et incertitude

L’énergie thermique est mesurée au moyen d’un intégrateur d’énergie thermique. A partir des mesures des températures du fluide aller et retour et du débit d’eau, ainsi que de la position du débitmètre (aller ou retour), ce dispositif détermine les propriétés du fluide pour calculer la puissance thermique instantanée et l’énergie thermique produite. En fonction des propriétés en température et en pression et de la nature du fluide, la masse volumique et la capacité calorifique du fluide sont corrigés pour déterminer le débit et la puissance thermique, par (III. 2) (NF EN 1434-1).

Le compteur d’énergie thermique intègre sur le temps la variation de l’enthalpie entre l’aller et le retour (III. 1).

$$Q = \int_{t_0}^{t_1} \dot{m} \cdot \Delta h \cdot dt \tag{III. 1}$$

Où \dot{m} est le débit masse du fluide caloporteur traversant le compteur, Δh est la différence entre les enthalpies du fluide à l’aller et au retour, t est le temps et Q est la quantité de chaleur cédée ou absorbée (NF EN 1434-1).

Dans le cas où l’instrument détermine la masse par un compteur volumétrique, cette équation devient :

$$Q = \int_{v_0}^{v_1} c_p \cdot \Delta T \cdot dV \tag{III. 2}$$

Où V est le volume de liquide ayant traversé le compteur, ΔT est la différence de température du fluide entre l’aller et le retour, et c_p est la capacité calorifique volumique et exprimé en $J.m^{-3}.K^{-1}$. C’est une fonction des propriétés du liquide caloporteur aux températures et pressions considérés, dont la formule est donnée par l’annexe de la norme NF EN 1434-1.

La chaîne de mesure de l’énergie thermique est présentée sur la Figure III. 18.

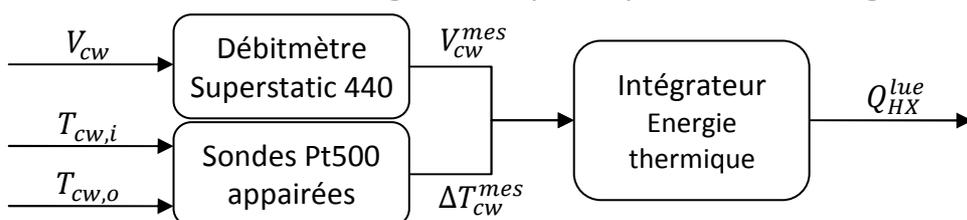


Figure III. 18 - Chaîne de mesure de l’énergie thermique

L'intégrateur d'énergie thermique est de classe 2. Pour les appareils de cette classe, les erreurs maximales tolérées pour chacune des mesures intermédiaires (mesure du débit, de l'écart de température et calcul), exprimées en pourcent, sont données par les équations du Tableau III. 7. L'erreur maximale tolérée de l'intégrateur est la somme arithmétique des erreurs sur les mesures intermédiaires (NF EN 1434-1).

Erreur maximale tolérée	Sur le débit (%)	Sur l'écart de température (%)	Sur le calcul (%)
NF EN 1434-1	$\pm \left(2 + 0,02 \cdot \frac{\dot{V}_p}{\dot{V}} \right) \leq 5\%$ où \dot{V}_p est le débit de pointe	$\pm \left(0,5 + 3 \cdot \frac{\Delta T_{min}}{\Delta T} \right)$ où ΔT_{min} est l'écart de température minimum	$\pm \left(0,5 + \frac{\Delta T_{min}}{\Delta T} \right)$

Tableau III. 7 – Erreurs définies par la norme pour le comptage de l'énergie thermique

La plaque signalétique apposée sur l'énergie-mètre indique un débit de pointe \dot{V}_p de $1,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, et un écart de température minimum ΔT_{min} de 3K. Cet écart de température minimum est celui qui correspond au certificat de conformité européen (Sontex, 2010, p. 16).

2.3.4.2. Calcul de la puissance thermique

La puissance thermique est issue du compteur d'énergie. Or, les valeurs du compteur d'énergie thermique ne sont pas acquises numériquement. Ainsi, la puissance thermique est déduite de l'énergie thermique totalisée et du temps de l'expérience.

Pendant la période de régime permanent, la valeur du totalisateur d'énergie thermique est relevée périodiquement, ainsi que le temps. La puissance thermique est déduite en divisant la différence {énergie thermique finale E_{finale} moins énergie initiale $E_{initiale}$ } par la durée de l'essai (III. 3).

$$Q_{HX} = \frac{E_{finale} - E_{initiale}}{durée} \quad (\text{III. 3})$$

La résolution de lecture de l'énergie thermique étant de 0,1 kWh, l'incertitude absolue sur la lecture d'énergie thermique est de : $\Delta E = \pm 0,1 \text{ kWh}$. En supposant l'incertitude sur le temps négligeable au vu de la durée de l'essai (supérieure à 1 heure), l'incertitude globale sur la détermination de la puissance thermique est de :

$$\frac{\Delta Q_{HX}}{Q_{HX}} = \pm \left\{ \left(2 + 0,02 \cdot \frac{1,5}{\dot{m}_{cw}} \right) + \left(1 + 4 \cdot \frac{3}{T_{cw,o} - T_{cw,i}} \right) + \frac{0,1}{E_{finale} - E_{initiale}} \right\} \quad (\text{III. 4})$$

- **Vérification de la méthode par relevés fréquents**

Sur un essai en régime permanent d'une durée d'une heure, la puissance thermique calculée par l'intégrateur est relevée manuellement toutes les deux minutes. Ces données sont ensuite moyennées pour obtenir la puissance thermique moyenne. L'écart avec la puissance calculée par (III. 3) est négligeable sur cet essai, validant ainsi le protocole de mesure.

- **Correctif en température**

Les sondes de mesure de température de l'intégrateur ne sont pas situées directement à proximité de l'entrée et de la sortie de l'unité de micro-cogénération. Le réseau de tubes

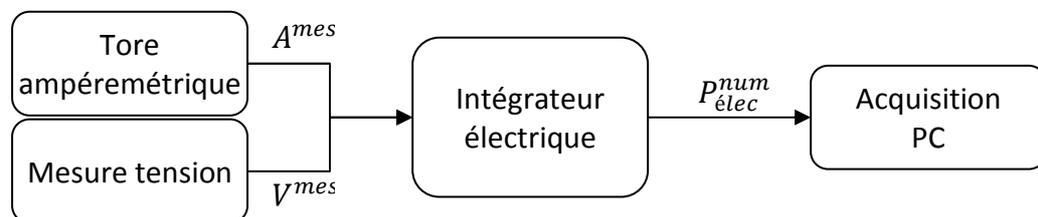
compris entre ces sorties et les sondes possède une longueur droite développée d'environ 4 mètres de tubes calorifugés par de la mousse de polyuréthane d'environ 1 cm d'épaisseur. Ce réseau présente également un certain nombre de singularités, vannes quart de tour, filtres, vanne trois voies et tés, qui ne sont pas calorifugés.

Un rapide calcul de pertes, effectué en convertissant les singularités en longueurs droites, a montré que des pertes thermiques non négligeables au regard des puissances en jeu pouvaient avoir lieu dans ce réseau.

Des mesures de températures de tubes ont donc été entreprises, à la fois au plus proche des entrées ou sorties de la micro-cogénération, et au niveau de la prise de température par doigt de gant pour le calcul de la puissance thermique. Ces mesures ont été reproduites au minimum 10 fois par essai, et pour trois essais à trois niveaux de température différents. Elles ont permis de montrer qu'une différence de température systématique existe entre les deux points de mesure, et cet écart est dépendant de la température, conformément à ce qui était attendu. Au vu des écarts de température en jeu lors du fonctionnement en Stirling seul (de l'ordre de 8 K), cette différence de température se traduit par un écart de puissance thermique. Nous avons ainsi introduit un terme correctif basé sur les mesures de température pour la détermination de la puissance, corrigeant les températures mesurées de 0,1 K par 10 K d'écart entre le tube et l'ambiance.

Ce correctif introduit en toute rigueur une incertitude supplémentaire estimée à 0,05 K par 10 K d'écart entre tube et ambiance. Au vu des incertitudes prises en compte sur la mesure de température pour la détermination de la puissance thermique, celle-ci est négligeable.

2.3.5. Energie électrique



Les puissances électriques produite et consommée par le micro-cogénérateur sont mesurées en sortie de module au moyen d'intégrateurs d'énergie électrique, de modèle Diris A20 produits par Socomec. Leur classe de mesure est 0,5S pour l'énergie active et classe 2 pour l'énergie réactive (Socomec).

La classe de ces appareils en tension et en courant, ainsi que les plages de mesure associées sont indiquées dans le Tableau III. 8(Socomec).

Paramètre	Plage de mesure	Classe de performance
Puissance $P_{él}$	-	0.5
Tension U	50 à 600 V	0.2
Intensité I	0.5 à 6 A	0.2

Tableau III. 8 - Classes de performance et plages de mesure des compteurs d'énergie électrique

La classe d'un appareil de mesure correspond au pourcentage à appliquer à la valeur maximale de l'échelle de mesure pour obtenir l'incertitude absolue à prendre en compte pour toutes les mesures. En appliquant cette définition, on obtient en incertitude absolue :

$$\Delta U = 1.2 V$$

$$\Delta I = 0.012 A = 12 mA$$

En adoptant des valeurs typiques pour nos mesures de $U = 234 V$ et $I = 3.50 A$, il vient :

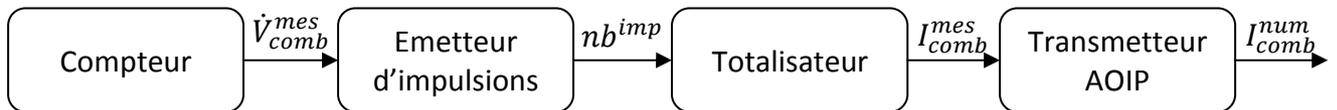
$$\frac{\Delta P_{\text{elec}}}{P_{\text{elec}}} = \frac{\Delta U}{U} + \frac{\Delta I}{I} = \frac{1.2}{234} + \frac{0.012}{3.50} = 0.856\%$$

Enfin, la résolution de transmission de la puissance électrique entre compteur et logiciel est de $10 W$, ce qui entraîne une incertitude supplémentaire. L'erreur maximale commise est donc donnée par (III. 5).

$$\frac{\Delta P_{\text{elec}}}{P_{\text{elec}}} = \frac{\Delta U}{U} + \frac{\Delta I}{I} + \frac{10}{P_{\text{elec}}} = \frac{1.2}{234} + \frac{0.012}{3.50} + \frac{10}{P_{\text{elec}}} = 0.856\% \quad (\text{III. 5})$$

2.3.6. Débit de gaz

2.3.6.1. Mesure du volume de gaz



Les compteurs Gallus à diaphragme (Itron, 2009) sont en conformité avec la norme EN 1359, qui prévoit une erreur maximale en fonction du débit mesuré de :

$$\begin{cases} \pm 3\% & \text{pour } \dot{V}_{\min} < \dot{V}_{\text{mes}} < 0,1 \cdot \dot{V}_{\max} \\ \pm 1,5\% & \text{pour } 0,1 \cdot \dot{V}_{\max} < \dot{V}_{\text{mes}} < \dot{V}_{\max} \end{cases}$$

Pour le compteur gaz du banc d'essais (modèle G1.6), $\dot{V}_{\min} = 0,016 m^3 \cdot h^{-1}$ et $\dot{V}_{\max} = 2,5 m^3 \cdot h^{-1}$.

Pour les essais en Stirling seul, le débit de gaz est de l'ordre de $0,6 m^3 \cdot h^{-1}$, et de l'ordre de $2,5 m^3 \cdot h^{-1}$ en Stirling et chaudière. Ainsi, l'erreur maximale liée au compteur est de :

$$\frac{\Delta V_{\text{comb}}^{\text{mes}}}{V_{\text{comb}}^{\text{mes}}} = \pm 1,5\%$$

L'émetteur d'impulsions émet une impulsion tous les $10 dm^3$. Le volume total consommé en régime permanent est obtenu en soustrayant au nombre d'impulsions comptabilisées à la fin de la période le nombre d'impulsions au début du régime permanent. L'erreur commise par ce calcul est au maximum de ± 1 impulsion.

Le totalisateur convertit un nombre total d'impulsions en un courant dans la gamme $4-20 mA$. Le nombre d'impulsions correspondant au signal maximal de $20 mA$ a été fixé à 600 impulsions, d'où une valeur du poids d'impulsion en milliampères donnée par (III. 6).

$$I_{\text{comb}}^{\text{mes}}(n) - I_{\text{comb}}^{\text{mes}}(n-1) = \frac{20 - 4}{600} \sim 26,7 \mu A \quad (\text{III. 6})$$

Le transmetteur (AOIP, 2008) présente une incertitude sur la mesure de courant dans la gamme $\{-0,2, 24 mA\}$ de $0,1\% + 4 \mu A$, et une résolution de $1 \mu A$. La valeur maximale de l'incertitude sur l'intensité mesurée est donc, pour un signal de $I_{\text{comb}}^{\text{mes}} = 20 mA$:

$$\Delta I_{\text{comb}}^{\text{mes}} = I_{\text{comb}}^{\text{mes}} \cdot 0,1\% + 4 \mu A = 24 \mu A$$

Le signal est ensuite converti en impulsions par le logiciel au moyen d'une correction linéaire paramétrée par l'utilisateur.

L'ordre de grandeur de l'incertitude de mesure du courant est proche de celui du poids d'impulsions, ce qui pourrait engendrer un écart de comptage de l'ordre d'une impulsion pour des valeurs élevées du totalisateur. Pour un grand nombre d'essais, des relevés manuels de l'affichage du compteur, de l'affichage du totalisateur et de la valeur acquise par le logiciel ont été effectués. Ils montrent un accord entre ces trois valeurs, ce qui nous amène à considérer que ces deux dernières étapes dans la chaîne de mesure n'introduisent pas d'erreur supplémentaire.

Ainsi, l'incertitude totale sur la mesure du volume de gaz consommé est donnée par (III. 7).

$$\frac{\Delta V_{comb}^{mes}}{V_{comb}^{mes}} = \pm 1,5\% \pm \frac{10 \text{ dm}^3}{V_{comb}^{mes}} \quad (\text{III. 7})$$

2.3.6.2. Calcul du débit de gaz

Le volume de gaz mesuré est converti en volume aux conditions normales de température et de pression CNTP (0°C et 1 atm, soit 101325 Pa). En approximant le gaz naturel à un gaz parfait, et en appliquant l'équation d'état des gaz parfaits (loi de Boyle-Mariotte), on peut écrire, pour le gaz naturel délivré à la micro-cogénération :

$$p_{comb} \cdot V_{comb}^{mes} = n \cdot R \cdot T_{comb} \quad (\text{III. 8})$$

Et pour le gaz naturel aux CNTP :

$$p_0 \cdot V_{comb}(n) = n \cdot R \cdot T_0 \quad (\text{III. 9})$$

On obtient alors la formule de conversion du volume de gaz mesuré en volume normal, en prenant le quotient des deux expressions précédentes :

$$V_{comb}^{mes}(n) = V_{comb}^{mes} \cdot \frac{T_0}{T_{comb}} \cdot \frac{p_{comb}}{p_0} \quad (\text{III. 10})$$

L'incertitude sur le volume de gaz normal consommé par la micro-cogénération s'écrit par conséquent :

$$\frac{\Delta V_{comb}^{mes}(n)}{V_{comb}^{mes}(n)} = \frac{\Delta V_{comb}^{mes}}{V_{comb}^{mes}} + \frac{\Delta T_{comb}}{T_{comb}} + \frac{\Delta p_{comb}}{p_{comb}} \quad (\text{III. 11})$$

La pression reste sensiblement constante dans le réseau de distribution à 19 mbar, soit $p_{comb} = 1.019 \text{ bar}$. Ainsi, en prenant une incertitude absolue maximale de l'ordre d'un millibar (100 Pa), l'incertitude relative sur la pression du gaz délivré est très faible.

En revanche, l'incertitude sur la température du combustible est plus importante. La conduite d'alimentation en gaz naturel du laboratoire transite en effet sur la façade extérieure du bâtiment de l'INSA de Strasbourg, et est soumise à la double influence de la température extérieure et de l'ensoleillement. Ainsi, sur des essais d'une durée importante, les conditions extérieures ont pu entraîner une modification sensible de la température du combustible. Nous avons par exemple constaté au cours d'un essai d'une durée de 4 heures une évolution de la température du combustible de 21,5 à 24,5°C. L'incertitude absolue maximale retenue sur la température du gaz est de $\Delta T_{comb} = \pm 2^\circ\text{C}$, pour une température du gaz de l'ordre de 22°C, soit 295,13 K.

L'incertitude sur le volume de gaz aux conditions normales s'exprime alors par (III. 12).

$$\frac{\Delta V_{comb}^{mes}(n)}{V_{comb}^{mes}(n)} = \pm 1,5\% \pm \frac{10 \text{ dm}^3}{V_{comb}^{mes}} \pm \frac{2 \text{ K}}{T_{comb}^{mes}} \pm \frac{100 \text{ Pa}}{p_{comb}^{mes}} \quad (\text{III. 12})$$

Le débit de gaz est déduit du volume normal par division par la durée de l'expérience, exprimée en secondes (III. 13). Cette durée est déduite du fichier d'acquisition des résultats par $durée = t_{final} - t_{initial}$. Les temps initial et final sont des données d'acquisition, inscrits par le logiciel d'acquisition à l'instant de la première et de la dernière acquisition. Par conséquent, cette mesure n'introduit pas d'erreur supplémentaire (III. 15).

$$\dot{V}_{comb}^{mes} = \frac{V_{comb}^{mes}(n)}{durée} \quad (\text{III. 13})$$

2.3.6.3. Calcul de la puissance combustible

La puissance est déduite du débit de combustible aux conditions normales par multiplication avec le pouvoir combustible supérieur (PCS) du gaz naturel (III. 14). La valeur du PCS retenue est la valeur journalière moyenne du PCS du gaz livré retenue par le fournisseur d'énergie pour l'établissement des facturations. Une analyse de sensibilité des résultats en fonction de la variation de différents paramètres, température et PCS du gaz, a été menée.

$$P_{comb} = \dot{V}_{comb}^{mes} \cdot PCS_{comb} \quad (\text{III. 14})$$

$$\frac{\Delta P_{comb}}{P_{comb}} = \frac{\Delta \dot{V}_{comb}^{mes}}{\dot{V}_{comb}^{mes}} = \frac{\Delta V_{comb}^{mes}(n)}{V_{comb}^{mes}(n)} = \pm 1,5\% \pm \frac{10 \text{ dm}^3}{V_{comb}^{mes}} \pm \frac{2 \text{ K}}{T_{comb}^{mes}} \pm \frac{100 \text{ Pa}}{p_{comb}^{mes}} \quad (\text{III. 15})$$

- Sensibilité de la puissance gaz au PCS

La puissance combustible est évidemment directement proportionnelle au PCS du gaz délivré. Ainsi, toute variation de ce PCS se trouve directement répercutée sur P_{comb} . La valeur du PCS influe ainsi sur la puissance gaz calculée. L'incertitude sur la donnée du PCS n'est pas connue. Néanmoins, ses fluctuations journalières restent faibles, de l'ordre de 0.1 kWh.m^{-3} , ce qui limite l'incertitude induite sur la puissance combustible à 0.6%.

- Sensibilité de la puissance gaz à la température du gaz

La puissance combustible est également dépendante de la température du combustible dans la mesure où le volume consommé doit être corrigé pour être exprimé aux conditions normales de température et de pression pour lesquelles est déterminé le PCS. Le résultat de l'analyse de sensibilité (Tableau III. 9) montre que pour 3 K de variation de la température du gaz, la puissance combustible varie d'un pourcent.

Pour limiter au maximum l'impact de cette sensibilité, la température du gaz a été relevée périodiquement au cours de chaque essai, et la consommation de gaz a été corrigée en tenant compte d'une température moyenne.

T_{comb}	°C	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
Variation de T_{comb}	°C	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3
Variation de P_{comb}	%	2.1%	1.7%	1.4%	1.0%	0.7%	0.3%	0.0%	-0.3%	-0.7%	-1.0%

Tableau III. 9 - Sensibilité de P_{comb} à la température du combustible (en grisé : valeur par défaut de T_{comb})

2.3.7. Synthèse

Le Tableau III. 10 synthétise les grandeurs mesurées sur le banc d'essais de micro-cogénérateur réalisé, ainsi que les incertitudes associées. Les incertitudes données dans ce tableau sont des ordres de grandeurs résultats de l'application des équations données dans le paragraphe précédent pour des ordres de grandeur typiques des paramètres des essais conduits (températures, durée de l'essai, etc.).

Notation	Grandeur	Moyen de mesure	Incertitude
V_{comb}	Volume gaz consommé	Compteur volumétrique	env. 2,5%
P_{comb}	Puissance combustible	Calcul à partir du volume	env. 2,5%
T_{comb}	Température combustible	Sonde Pt100	$\pm 2K$
p_{comb}	Pression combustible	Manomètre à aiguille	$\pm 1mbar$
Q_{HX}	Puissance thermique	Intégrateur énergie thermique	env. 4,9%
P_{net}	Puissance électrique nette	Wattmètre	0,86%
P_{brut}	Puissance électrique brute	Régulation micro-cogénération	?
\dot{m}_{cw}	Débit d'eau de refroidissement	Régulation micro-cogénération	$\pm 0,5 L \cdot min^{-1}$
$T_{cw,i}$	Température de retour	Régulation micro-cogénération	$\pm 0,5^{\circ}C$
$T_{cw,o}$	Température de départ	Régulation micro-cogénération	$\pm 0,5^{\circ}C$
$T_{fumées}$	Température des fumées	Sonde Pt100	$\pm 0.3^{\circ}C$

Tableau III. 10 - Synthèse des incertitudes de mesure du banc d'essais de micro-cogénérateur

Par rapport à l'état de l'art présenté plus haut (voir le Tableau III. 3 pour la synthèse), les incertitudes obtenues sur le banc d'essais respectent les préconisations des différents protocoles consultés, avec deux exceptions majeures : le débit de gaz et le débit d'eau de refroidissement.

L'incertitude sur le débit de gaz est plus importante dans le cas du banc d'essais du fait en particulier du poids d'impulsion, et de la précision de l'appareil donnée par le constructeur. C'est cependant le dispositif couramment employé pour la facturation.

Il est à noter que l'incertitude sur le débit d'eau de refroidissement ne concerne que cette donnée, la puissance thermique de la micro-cogénération étant calculée à partir de la lecture sur les intégrateurs d'énergie thermique. Les débits mesurés ont été vérifiés au cours des essais et comparés à ceux mesurés par les intégrateurs, ce qui a permis de valider les débits pris en compte pour chaque essai, comme le précise l'Annexe 3.

2.3.8. Incertitudes composées

2.3.8.1. Incertitude sur les pertes

A partir de l'équation de bilan énergétique du modèle (II. 13), la méthodologie de calcul de l'incertitude sur les pertes est détaillée ci-dessous.

- On néglige $\Delta \dot{H}_{comb}$ et $\Delta \dot{H}_{air}$.
- Pour ΔP_{comb} , on ne retient que l'incertitude sur la mesure de débit, ce qui revient à appliquer (III. 12).
- Hypothèse prise pour l'incertitude sur P_{brut} : $\Delta P_{brut} = 10W$, soit une incertitude de 1%.

- ΔQ_{HX} mesuré par l'intégrateur d'énergie thermique. L'incertitude totale est donc donnée par (III. 4).
- L'incertitude sur \dot{H}_{exh}^{sens} est liée pour part, à l'incertitude sur les débits de gaz et de condensats et sur la mesure de température des fumées. L'incertitude sur le débit d'air est liée à celle sur le débit de combustible.

$$\frac{\Delta \dot{H}_{exh}^{sens}}{\dot{H}_{exh}^{sens}} = \frac{\Delta T_{exh}}{T_{exh}} + 2 \cdot \frac{\Delta \dot{V}_{comb}}{\dot{V}_{comb}} + \frac{\Delta \dot{m}_{condensats}^{mes}}{\dot{m}_{condensats}^{mes}} \quad (III. 16)$$

- L'incertitude sur \dot{H}_{exh}^{latent} est liées aux incertitudes sur la mesure du débit de condensats et du débit de gaz, ce dernier servant de base au calcul du débit théorique maximal de condensats $\dot{m}_{condensats}^{max\ théorique}$.

$$\frac{\Delta \dot{H}_{exh}^{latent}}{\dot{H}_{exh}^{latent}} = \frac{\Delta \dot{V}_{comb}}{\dot{V}_{comb}} + \frac{\Delta \dot{m}_{condensats}^{mes}}{\dot{m}_{condensats}^{mes}} \quad (III. 17)$$

- A partir de l'incertitude sur chacun des éléments et de l'équation de détermination des pertes, on applique l'incertitude-type composée à la détermination de Q_{pertes} . Il vient l'équation (III. 18).

$$\frac{\Delta Q_{pertes}}{Q_{pertes}} = \sqrt{\frac{\Delta \dot{H}_{comb}^2}{\dot{H}_{comb}^2} + \frac{\Delta \dot{H}_{air}^2}{\dot{H}_{air}^2} + \frac{\Delta P_{comb}^2}{P_{comb}^2} + \frac{\Delta P_{brut}^2}{P_{brut}^2} + \frac{\Delta Q_{HX}^2}{Q_{HX}^2} + \frac{\Delta \dot{H}_{exh}^{sens^2}}{\dot{H}_{exh}^{sens^2}} + \frac{\Delta \dot{H}_{exh}^{latent^2}}{\dot{H}_{exh}^{latent^2}}} \quad (III. 18)$$

Grandeur	Unité	Valeur	Incertitude		Valeur	Incertitude	
		Essai 1	absolue	relative	Essai 2	absolue	relative
$T_{cw,i}$	°C	30.4	0.5	1.6%	40.1	0.5	1.2%
\dot{H}_{comb}	W	5.39	0	-	5.56	0	-
\dot{H}_{air}	W	62.5	0	-	64.5	0	-
H_{exh}	kJ/kg	42.05	0	-	52.05	0	-
\dot{H}_{exh}^{sens}	W	116	8	6.6%	376.5	26	6.8%
P_{comb}	W	6996	172	2.5%	7217	185	2.6%
P_{brut}	W	1000	10	1.0%	1000	10	1.0%
Q_{HX}	W	5646	255	4.5%	5628	256	4.5%
\dot{H}_{exh}^{latent}	W	192.1	7	3.5%	376.5	13	3.6%
Q_{pertes}	W	109.4	10	9.1%	130.9	12	9.4%

3. CONCLUSIONS

Ce chapitre a permis de présenter succinctement les protocoles et modes opératoires retenus dans les précédentes tentatives de détermination des performances de micro-cogénérateurs, ainsi que les incertitudes associées.

Le micro-cogénérateur testé dans le cadre de cette thèse est présenté, ainsi que son mode de fonctionnement et ses performances annoncées. Les contraintes de mise en place sont également discutées.

La seconde partie du chapitre a présenté le banc d'essais mis en place à l'INSA de Strasbourg. Le montage hydraulique, les équipements du banc et les moyens métrologiques mis en œuvre sont présentés, ce qui conduit à une analyse des chaînes de mesure

permettant d'aboutir au calcul des incertitudes de mesure commises, qui sont ensuite mises en rapport avec celles préconisées dans les protocoles identifiés dans la littérature.

4. BIBLIOGRAPHIE

ADFWeb. Sans date. *User manual. M-Bus from/to Modbus on RS232/RS485*. Téléchargé le 2 novembre 2010 depuis

http://www.adfweb.com/download/filefold/MBus_Modbus_RTU_232_MN67029M232_ENG.pdf

AFNOR. 2007. *NF EN 1434-1. Compteurs d'énergie thermique - Partie 1 : prescriptions générales*. Paris : AFNOR.

AFNOR. 2006. *NF EN 13203-2. Appareils domestiques produisant de l'eau chaude sanitaire utilisant les combustibles gazeux : Appareils de débit calorifique inférieur ou égal à 70 kW et de capacité de stockage inférieure ou égale à 300 litres. Partie 2 : Évaluation de la consommation énergétique*. Paris : AFNOR.

AOIP. 2008. *Transmetteur numérique T2RN. Notice d'installation*. Evry, France : AOIP.

AOIP. 2004. *Calibrateurs-mesureurs CMU EX. Fiche technique*. Ris Orangis, France. Téléchargée le 4 mai 2011 depuis : <ftp://aoip.ecritel.net/wsaoip/docfr/cmuex.pdf>

Beausoleil-Morrison, I., ed. 2008. *An experimental and simulation-based investigation of the performance of small-scale fuel cell and combustion-based cogeneration devices serving residential buildings*. Final Report of IEA/ECBCS Annex 42. Ottawa: Natural Resources Canada.

Beausoleil-Morrison, I., ed. 2007. *Experimental Investigation of Residential Cogeneration Devices and Calibration of Annex 42 Models*. A Report Annex 42 of the International Energy Agency, Energy Conservation in Buildings and Community Systems Programme.

Carbon Trust. 2005. *The Carbon Trust's small-scale CHP field trial update*. Londres : Carbon Trust.

Greenhouse Gas Technology Center. 2005a. *Generic Verification Protocol – Distributed Generation and Combined Heat and Power Field Testing Protocol*. Greenhouse Gas Technology Center, Southern Research Institute, Research Triangle Park, NC.

Greenhouse Gas Technology Center. 2005b. *Environmental technology verification report: Aisin Seiki 6.0kW natural gas-fired engine cogeneration unit*. Greenhouse Gas Technology Center, Southern Research Institute, Research Triangle Park, NC.

Itron. 2009. Gallus. *Compteur résidentiel de gaz à membrane. Fiche technique*. Reims: Itron. Disponible en ligne sur : www.itron.com

Lemort, V. & Bertagnolio, S. 2010. *A generalized simulation model of chiller and heat pumps to be calibrated on published manufacturer's data*. Communication presented at the International symposium in refrigeration technology, Zhuhai, China.

Roselli, C., Sasso, M., Sibilio, S., & Tzscheuschler, P. 2011. Experimental analysis of microcogenerators based on different prime movers. *Energy and Buildings*, 43, p. 796-804.

Siemens. 2005. *Valise de mise en service et d'exploitation locale OCI700.1*. Notice technique. Téléchargée le 7 mai 2011 depuis <https://www.swe.siemens.com/france/web/fr/sbt/support/documentations/Documents/OCI700.pdf>

Socomec. Sans date. *Diris A20 : Notice d'utilisation*. Benfeld, France : Socomec.

Sontex. 2010. *Supercal531 : Manual integrator*. Sonceboz, Suisse : Sontex SA.

Thiers, S. 2008. *Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive*. Thèse de Doctorat. Paris : Ecole des Mines de Paris.

Thiers, S., Aoun, B., & Peuportier, B. 2008. *Système de micro-cogénération et de ventilation adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques « Micro 15 kWh »*. Paris: Ecoles des Mines de Paris, Centre Energétique et Procédés.

Trend. 2003. Fiche technique du contrôleur IQ3xcite. Horsham, United Kingdom : Trend control systems Ltd. Téléchargée le 11 janvier 2011 depuis <https://pnet.trend-controls.com/trendproducts/cd/fr/pdf/fr-ta200505-fr0yr0107.pdf>

Chapitre IV

Identification et validation du modèle de micro-cogénérateur

1.	Identification des paramètres du modèle de micro-cogénérateur	133
1.1.	Protocole expérimental et méthodologie détaillée d'identification des paramètres	133
1.1.1.	Conditions de fonctionnement nominales.....	134
1.1.2.	Caractéristiques de fonctionnement	134
1.1.3.	Pertes et coefficient d'échange UA_{pertes}	135
1.1.4.	Identification de MC.....	136
1.1.5.	Logique de fonctionnement.....	136
1.2.	Identification des paramètres sur le moteur Stirling de la Micro-cogénération Hybris Power	137
1.2.1.	Protocole d'essais mis en place sur le banc.....	137
1.2.2.	Définition des caractéristiques nominales.....	137
1.2.3.	Essais à température d'entrée d'eau de refroidissement variable.....	138
1.2.4.	Essais à débit d'eau de refroidissement variable.....	140
1.2.5.	Essais à charge partielle	141
1.2.6.	Consommation des auxiliaires	142
1.2.7.	Loi de température des fumées	143
1.2.8.	Identification de UA_{pertes}	144
1.2.9.	Identification de MC.....	150
1.2.10.	Identification des constantes de temps en préchauffage et refroidissement	152
1.2.11.	Modèle de régulation	155
1.2.12.	Modélisation d'un préchauffage à chaud.....	155
1.2.13.	Domaine de validité du modèle	157
1.3.	Méthodologie simplifiée d'identification des paramètres.....	158
1.3.1.	Analyse de sensibilité du modèle.....	158
1.3.2.	Modifications structurelles du modèle	160
1.3.3.	Obtention des paramètres	161
1.3.4.	Paramétrage du modèle.....	162
2.	Validation du modèle de micro-cogénérateur.....	164
2.1.	Validation comparative avec les modèles préexistants	164
2.2.	Validation du modèle par comparaison avec l'expérimental	166
2.2.1.	Fonctionnement en régime permanent.....	166
2.2.2.	Cycle de marche/arrêt.....	170
2.3.	Validité du modèle en cas d'adoption de la procédure simplifiée d'identification des paramètres.....	174
2.3.1.	Cycle de fonctionnement	174
2.3.2.	Caractéristiques en régime permanent	174
3.	Conclusion	178
4.	Bibliographie	179

Après la présentation du banc en chapitre III, ce chapitre s'intéresse aux essais réalisés et à l'exploitation de leurs résultats pour la caractérisation du modèle développé au chapitre II.

Le paragraphe 1 présente le protocole de mesure des caractéristiques de fonctionnement du moteur Stirling sur le banc d'essais. A partir de ces résultats, le paragraphe 1.2 applique la méthodologie d'identification « détaillée » des paramètres du modèle.

Cette thèse veut également évaluer une caractérisation « simplifiée » pour une plus grande facilité du paramétrage, à partir d'essais expérimentaux adjoints aux données constructeur. A cette fin, une méthodologie d'identification des paramètres « réduite » a été développée et est présentée en paragraphe 1.3. Les paramètres essentiels du modèle ainsi que leur mode d'obtention y sont pointés.

La deuxième partie de ce chapitre s'intéresse à la validation du modèle numérique proposé au chapitre II. La validation est une étape essentielle de l'élaboration d'un modèle, qui permet de s'assurer que le comportement modélisé est bien représentatif de la réalité par rapport aux objectifs attendus. Il existe deux formes de validation d'un modèle, et nous soumettrons successivement le modèle à chacune de celles-ci :

- la validation par rapport à des modèles préexistants ; et
- la validation expérimentale, qui consiste à comparer les résultats du modèle numérique aux essais, et de valider leur fidélité en regard des objectifs du modèle.

Le paragraphe 2.1 discute de la validation du modèle par rapport aux modèles existants dans la littérature. Une étude de sensibilité à la précision des paramètres identifiés est menée en paragraphe 2.2, pour servir de support à une discussion de la procédure d'identification simplifiée. Les conséquences sur la validité et la précision du modèle de cette méthode simplifiée sont discutées au paragraphe 2.3.

1. IDENTIFICATION DES PARAMETRES DU MODELE DE MICRO-COGENERATEUR

Le modèle présenté dans le chapitre II a été conçu avec un souci de généricité, pour pouvoir caractériser un grand nombre de micro-cogénérateurs. Pour représenter le fonctionnement d'un micro-cogénérateur, des valeurs correspondant à ses caractéristiques doivent être données aux différents paramètres du modèle : phase d'*identification*. Nous proposons dans ce paragraphe une méthodologie pour cette identification des paramètres du modèle, et l'appliquons au micro-cogénérateur Hybris Power.

1.1. PROTOCOLE EXPERIMENTAL ET METHODOLOGIE DETAILLEE D'IDENTIFICATION DES PARAMETRES

L'identification porte sur les quatre phases de fonctionnement : fonctionnement normal, refroidissement, préchauffage et arrêt. Le protocole préconisé dans ce paragraphe est constitué d'essais en régime permanent, chaque essai constituant un point caractéristique du fonctionnement à une charge, une température d'eau et un débit donné. Dans l'objectif d'identification des paramètres du modèle, nous proposons un protocole original par

rapport aux travaux précédents (voir le paragraphe 1 du chapitre III, pour les protocoles), basés principalement sur des essais dynamiques.

Il faut ainsi distinguer les paramètres qui sont déduits d'essais en régime permanent, des paramètres dynamiques et de ceux qui caractérisent la logique de fonctionnement du micro-cogénérateur, comme le montre le Tableau IV. 1.

a_1	d_1	g	Q_{HX}^{nom}	$P_{auxiliaires}$	$[UA]_{pertes}$	t_{ret}^Q
a_2	d_2	h	P_{comb}^{nom}	e	$[MC]_{int}$	t_{ret}^P
b_1	e_1	j	\dot{m}_{cw}^{nom}	T_{exh}^{nom}	τ_{RF}	$a_Q^{fin,PR}$
b_2	e_2		$T_{cw,i}^{nom}$	k_{exh}	τ_{PR}^Q	$t_{fin,RF}$
c_1	f_1		P_{net}^{nom}	$k_{condens}$	τ_{PR}^P	
c_2	f_2		$P_{electronique}$	$l_{condens}$	E_{elec}^{RF}	
Carte de performances					Paramètres dynamiques	Logique de fonctionnement

Tableau IV. 1 - Classification des paramètres à identifier

1.1.1. Conditions de fonctionnement nominales

Dans le cas où un débit, une température de retour d'eau de refroidissement et/ou une puissance électrique de micro-cogénération sont indiqués comme référence par le constructeur, ces valeurs seront préférentiellement adoptées comme caractéristiques nominales. Dans le cas contraire, il est nécessaire de définir arbitrairement des conditions d'essais nominales.

Concernant la puissance électrique, on adopte la valeur donnée par le constructeur.

Pour la température de retour d'eau, il est judicieux de choisir une température faible qui permette la condensation de la vapeur d'eau contenue dans les fumées, pour se placer dans une configuration de fonctionnement normale. On préconise 30°C.

Enfin, le débit d'eau de refroidissement nominal doit assurer un écart de température suffisant entre aller et retour pour permettre l'échange d'énergie thermique. Typiquement, le constructeur indique des régimes d'eau donnant l'écart de température prévu. Toutefois, si la puissance de la micro-cogénération seule devait être inférieure à celle de l'unité complète (dans le cas d'une micro-cogénération associée à une chaudière auxiliaire, comme pour l'unité testée ici), un débit d'eau conduisant à un écart de température en rapport avec la puissance thermique de la micro-cogénération pourra être envisagé.

1.1.2. Caractéristiques de fonctionnement

Pour caractériser le fonctionnement de la micro-cogénération en régime permanent, le protocole suivant est préconisé. Pour chacun des essais :

- Démarrer avec l'installation à froid.
- Solliciter la micro-cogénération seule, sans chaudière auxiliaire, avec une charge constante.
- Laisser s'établir un régime permanent, en maintenant constants le débit et la température de retour d'eau, ainsi que la charge. Prolonger l'essai sur une durée longue ; une durée minimale d'une heure est préconisée.

- Arrêter ensuite la micro-cogénération, et attendre un refroidissement complet.

Durant les phases de préchauffage, de fonctionnement stabilisé, de refroidissement et d'arrêt, acquérir les valeurs des points de mesure prévus pour le banc d'essais (voir tableau III. 5).

Le modèle prévoit une correction des puissances thermiques, électriques et combustible en fonction du débit et de la température d'eau de refroidissement, ainsi que de la charge du moteur. Il est nécessaire de mener plusieurs essais pour déterminer l'influence de chacun de ces paramètres, en maintenant les autres constants, à leur valeur nominale de préférence. Les essais préconisés sont synthétisés dans le Tableau IV.2.

Paramètre variant	Paramètres maintenus constants	Nombre d'essais	Valeurs adoptées
\dot{m}_{cw}	Charge nominale et $T_{cw,i} = T_{cw,i}^{nom}$	5	60, 80, 100, 125, 150% de \dot{m}_{cw}^{nom}
$T_{cw,i}$	Charge nominale et $\dot{m}_{cw} = \dot{m}_{cw}^{nom}$	5	30, 40, 50 et 60°C, en plus de $T_{cw,i}^{nom}$
Charge	$\dot{m}_{cw} = \dot{m}_{cw}^{nom}$ et $T_{cw,i} = T_{cw,i}^{nom}$	5	du minimum à 100% de charge selon la modulation possible

Tableau IV.2 - Synthèse des essais en régime permanent à effectuer

1.1.2.1. Caractéristiques de performances en régime permanent

Chacun des essais menés constitue un point caractéristique du fonctionnement du moteur de micro-cogénération. Pour chaque essai, il faut effectuer la moyenne des valeurs mesurées durant le régime permanent pour chacun des paramètres.

On peut reporter sur un graphe chaque point représentatif d'un essai, et tracer l'évolution des puissances électrique nette, thermique et combustible en fonction des valeurs prises par le paramètre, toutes choses égales par ailleurs. Il est alors possible d'identifier l'évolution de chacune des puissances à une fonction affine ou polynomiale. Une régression linéaire classique de tableur peut être utilisée en traçant l'évolution de chacune des puissances en fonction de $(\kappa - \kappa^{nom})$, où κ est le paramètre considéré.

1.1.2.2. Loi de température des fumées

Pour chacun des essais, on calcule la moyenne de la température des fumées sur le régime permanent. On vérifie que cette température est indépendante du débit d'eau et de la charge, et on trace son évolution en fonction de la température de retour d'eau.

1.1.2.3. Consommation des auxiliaires

Les consommations électriques des auxiliaires de la micro-cogénération peuvent être déduites des essais précédents. Le plus aisé est que l'unité soit équipée de deux câbles distincts pour l'alimentation et la production d'électricité. Si ce n'est pas le cas, il faut déduire la consommation de chacun des auxiliaires des périodes de consommation électrique. Si cela est possible, mesurer séparément les consommations des auxiliaires (circulateur interne et ventilateur) et de l'électronique.

1.1.3. Pertes et coefficient d'échange UA_{pertes}

Le modèle identifie l'ensemble du corps de la micro-cogénération à une unique capacité thermique, caractérisée à tout instant par une température « interne ». La difficulté réside dans la détermination de cette température interne. L'analyse des composants internes à la micro-cogénération et échangeant avec la jaquette de la micro-cogénération puis avec

l'extérieur (à partir par exemple de la Figure III. 8) montre que la majorité des composants « vus » par la jaquette de l'unité est à une température proche de la température d'eau de refroidissement : partie basse du moteur Stirling, échangeur de chaleur et circuit d'eau. Le brûleur du moteur Stirling constitue une partie plus chaude. La température de la surface de ce brûleur doit donc être connue pour pouvoir déterminer la température interne de l'unité. Nous préconisons de mesurer la température de la surface du brûleur « vue » par la jaquette au moyen d'une sonde de surface. Cette température doit être mesurée sur le capotage de l'endroit le plus chaud, à proximité immédiate du brûleur.

La température interne est ensuite définie comme la moyenne arithmétique de la température de retour de l'eau de refroidissement et la température de surface du brûleur « vue » par la jaquette de l'unité (IV.1).

$$T_{int} = \frac{T_{surf} + T_{cw,i}}{2} \quad (IV.1)$$

Pour pouvoir dissocier les pertes par vapeur d'eau non condensée du reste des pertes, le débit de condensats doit être relevé pour les différents essais en régime permanent.

Le coefficient d'échange thermique entre le micro-cogénérateur et l'ambiance est alors calculé en appliquant en régime permanent l'équation (IV. 2)

$$[UA]_{pertes} = \frac{\{\dot{H}_{comb} + \dot{H}_{air} + P_{comb} - P_{brut} - Q_{HX} - \dot{H}_{exh}^{sens} - \dot{H}_{exh}^{latent}\}}{T_{int} - T_{amb}} \quad (IV. 2)$$

1.1.4. Identification de MC

L'ensemble de la micro-cogénération est assimilée dans le modèle à une capacité thermique, de constante de temps τ . La régulation des moteurs de micro-cogénération incluant souvent une suralimentation en combustible au préchauffage, cette phase ne constitue pas strictement un échelon de puissance. Au refroidissement en revanche, la combustion cesse de manière brutale, et la décroissance de température observée est la réaction à un échelon négatif.

Sur la phase de refroidissement acquise après fonctionnement aux conditions nominales, on identifie la constante de temps τ de l'évolution dynamique de la température interne définie en (IV.1). τ étant égale à MC/UA , on en déduit MC à partir de la valeur de UA obtenue précédemment.

1.1.5. Logique de fonctionnement

Les essais réalisés permettent également de dégager la logique de fonctionnement du moteur. En particulier, on identifie les critères de passage d'un mode de fonctionnement à un autre :

- la durée depuis le début de ce mode de fonctionnement ;
- l'atteinte d'une certaine puissance (thermique ou électrique) ;
- l'atteinte d'une certaine température (de tête, par exemple) ; etc.

1.2. IDENTIFICATION DES PARAMETRES SUR LE MOTEUR STIRLING DE LA MICRO-COGENERATION HYBRIS POWER

1.2.1. Protocole d'essais mis en place sur le banc

1.2.1.1. Détermination du débit nominal

Le fabricant de l'unité de micro-cogénération testée n'indique pas de débit nominal. La régulation inclut une loi en débit d'eau (voir chapitre III), qui perturbait voire rendait impossible la mesure de la puissance thermique par un effet de passage rapide de la vitesse 1 à la vitesse 2 du circulateur au cours des premiers essais effectués. La modification d'un paramètre de régulation permet de brider le fonctionnement de la pompe en vitesse 1 uniquement. Le débit mesuré alors est de l'ordre de 0.167 L.s^{-1} (10 L.min^{-1}), correspondant pour une puissance thermique de 5 kW du moteur Stirling à un écart de température de 7.2 K, jugé acceptable au vu des préconisations du paragraphe 1.1.1.

1.2.1.2. Détermination du régime permanent

Le régime permanent est réputé atteint lorsque les deux conditions suivantes, en température de retour d'eau et en puissance électrique, sont simultanément remplies :

- la température de retour d'eau reste comprise dans un intervalle de 3K autour de sa valeur cible $T_{cw,i}^{cons}$: $(T_{cw,i}^{cons} - 1,5) < T_{cw,i}^{mes} < (T_{cw,i}^{cons} + 1,5)$;
- la puissance électrique brute du moteur reste comprise dans un intervalle de 1000 VA autour de son point nominal : $950 \text{ VA} < P_{brut}^{mes} < 1050 \text{ VA}$.

Les essais retenus pour l'identification des paramètres ont tous une durée de fonctionnement en régime permanent comprise entre une et plus de cinq heures, avec une durée moyenne de 3,1 heures.

1.2.2. Définition des caractéristiques nominales

Cinq essais menés aux conditions définies comme nominales ont été retenus pour la détermination des caractéristiques nominales de fonctionnement du moteur Stirling. Les résultats, et les valeurs nominales définies comme la moyenne, sont présentés dans le Tableau IV.3.

Essai		1	2	3	4	5	Moyenne	Ecart à la moyenne	
Durée	s	28801	7201	7200	10801	3479		Min	Max
Q_{HX}^{mes}	W	5571	5443	5646	5646	5621	$Q_{HX}^{nom} = 5585$	61	-142
P_{net}^{mes}	W	820	827	818	816	822	$P_{net}^{nom} = 821$	6.1	-4.1
P_{comb}^{mes}	W	6993	6819	6996	7069	6968	$P_{comb}^{nom} = 6969$	100	-150
$T_{cw,i}^{mes}$	°C	30.30	30.10	30.37	30.81	30.41	$T_{cw,i}^{nom} = 30.4$	0.41	-0.30
\dot{m}_{cw}^{mes}	L.min ⁻¹	9.919	9.841	9.922	9.936	9.874			
\dot{m}_{cw}^{mes}	L.s ⁻¹	0.165	0.164	0.165	0.166	0.165	$\dot{m}_{cw}^{nom} = 0.165$	0.001	-0.001
T_{exh}^{mes}	°C	39.8	40.3	40.9	41.1	41.9	$T_{exh}^{nom} = 40.4$	1.1	-1.0

Tableau IV.3 - Caractéristiques nominales du moteur Stirling de micro-cogénération

1.2.3. Essais à température d'entrée d'eau de refroidissement variable

Les évolutions des puissances électriques, thermique et combustible en fonction de la température de retour d'eau sont présentées respectivement sur les Figure IV.1 et Figure IV.2.

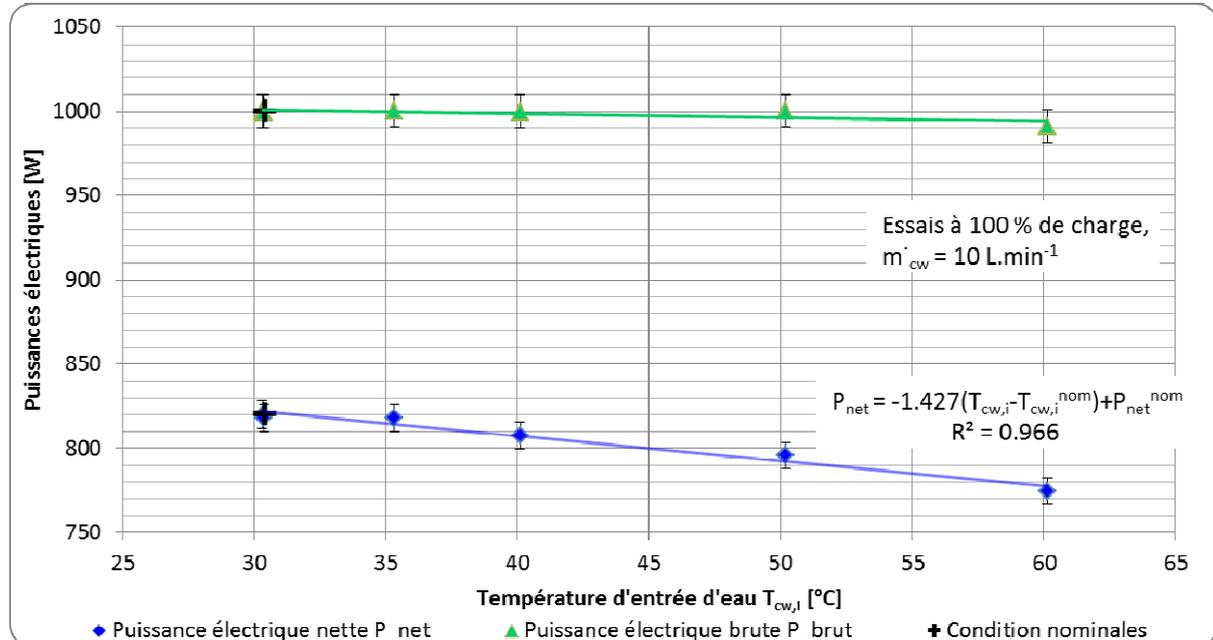


Figure IV.1 - Evolution des puissances électriques brute et nette en fonction de la température de retour d'eau

⌘ La puissance électrique brute délivrée reste sensiblement constante.

La puissance électrique nette suit une loi sensiblement linéaire, donc $e_2 = 0$. Le coefficient directeur de la droite nous donne e_1 , par (IV.3).

$$e_1 = \frac{P_{net} - P_{net}^{nom}}{T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}} = -1.427 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1} \quad (\text{IV.3})$$

⌘ La puissance thermique délivrée croît avec la température de l'eau de refroidissement. L'approximation par une loi polynomiale de degré 2 n'est pas justifiée au vu des points obtenus, et nous retenons une loi affine. Ainsi, $c_2 = 0$ et $c_1 = 3.13 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}$.

⌘ La puissance combustible consommée croît avec la température de l'eau de refroidissement. Une loi de modélisation affine est adaptée. Ainsi, $a_2 = 0$ et $a_1 = 24.82 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}$.

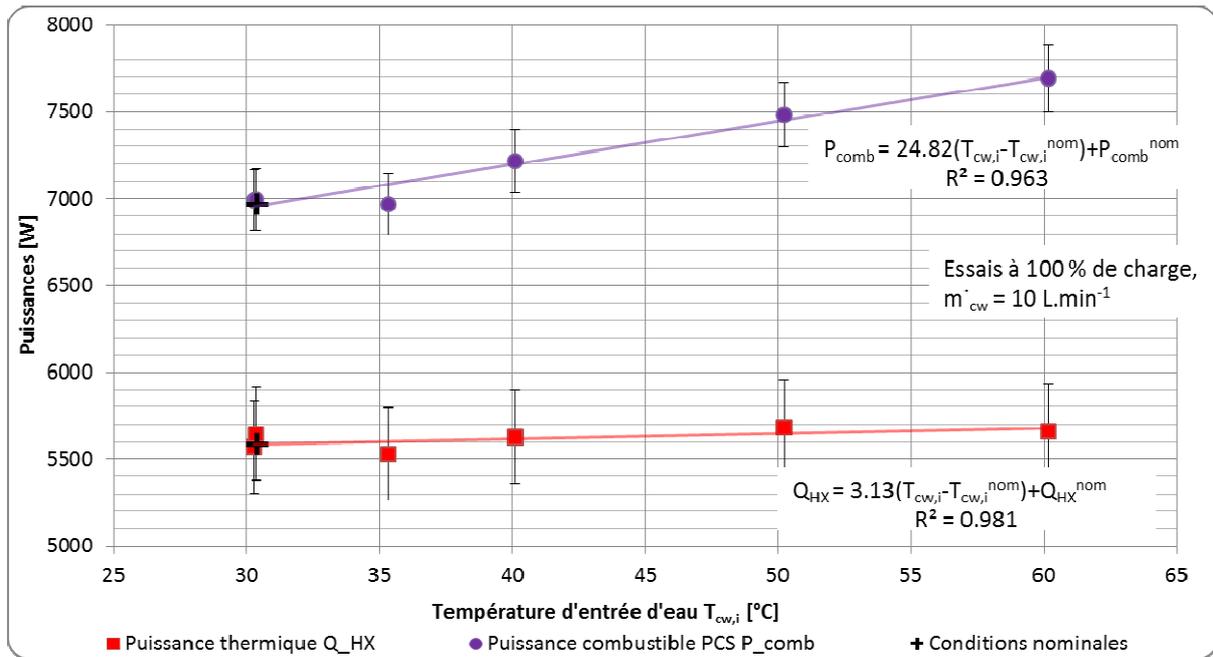


Figure IV.2 - Evolution des puissances thermique et combustible en fonction de la température de retour d'eau

Synthèse de l'identification en fonction de la température d'entrée de l'eau de refroidissement : en appliquant respectivement chacune des lois

$$P_{net} = 821 - 1.427 \cdot (T_{cw,i} - 30.4) + 0 \cdot (T_{cw,i} - 30.4)^2,$$

$$Q_{HX} = 5585 + 3.13 \cdot (T_{cw,i} - 30.4) + 0 \cdot (T_{cw,i} - 30.4)^2, \text{ et}$$

$$P_{comb} = 6969 + 24.82 \cdot (T_{cw,i} - 30.4) + 0 \cdot (T_{cw,i} - 30.4)^2,$$

on obtient les valeurs du Tableau IV.4 pour P_{net} , de Q_{HX} , et de P_{comb} , ainsi que pour les écarts par rapport aux valeurs mesurées.

$T_{cw,i}$	P_{net}^{calc}	Ecart $P_{net}^{calc} - P_{net}^{mes}$	Q_{HX}^{calc}	Ecart $Q_{HX}^{calc} - Q_{HX}^{mes}$	P_{comb}^{calc}	Ecart $P_{comb}^{calc} - P_{comb}^{mes}$
30.3	821	0.1%	5585	0.3%	6967	-0.4%
30.4	821	0.3%	5585	-1.1%	6969	-0.4%
35.3	814	-0.5%	5601	1.3%	7088	1.7%
40.1	807	-0.1%	5616	-0.2%	7206	-0.2%
50.2	792	-0.4%	5647	-0.6%	7452	-0.4%
60.2	778	0.4%	5679	0.3%	7696	0.1%

Tableau IV.4 - Synthèse de l'identification à température de retour d'eau variable : résultats de l'application des lois du modèle avec les paramètres identifiés

Les lois proposées pour la modélisation du comportement des puissances consommées et produites ainsi que le paramétrage défini restituent très bien le comportement du moteur sur les essais ayant permis l'identification. Pour la puissance électrique, l'erreur maximale commise reste inférieure à $\pm 0.5\%$, pour la puissance thermique à $\pm 1.5\%$ et pour la puissance combustible à $\pm 1.7\%$.

1.2.4. Essais à débit d'eau de refroidissement variable

Les évolutions des puissances électriques, thermique et combustible en fonction du débit d'eau de refroidissement sont présentées respectivement sur les Figure IV.3 et Figure IV.4.

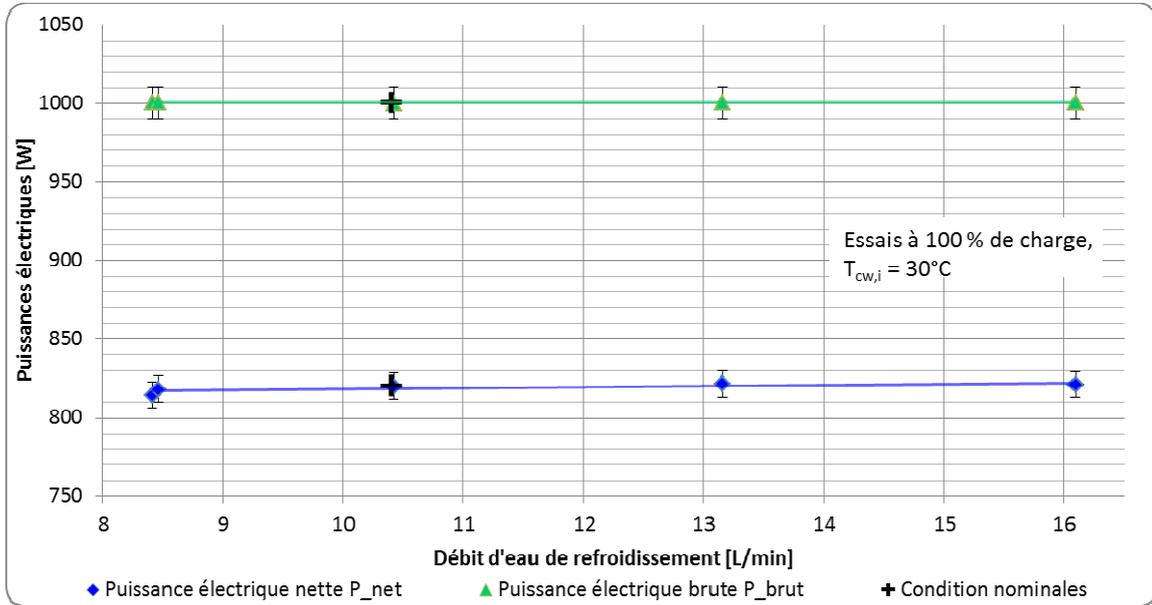


Figure IV.3 - Evolution des puissances électriques brute et nette en fonction du débit d'eau

- ⊘ La puissance électrique délivrée, brute comme nette, reste sensiblement constante en fonction du débit d'eau de refroidissement. Donc f_1 et f_2 sont égaux à 0.
- ⊘ La puissance thermique varie avec le débit d'eau de refroidissement, et cette évolution est bien représentée par une loi affine. Ainsi, $d_2 = 0$ et d_1 est calculé par (IV.4).

$$d_1 = \frac{Q_{HX} - Q_{HX}^{nom}}{\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom}} = 25.05 \text{ J.kg}^{-1} \quad (\text{IV.4})$$

- ⊘ La puissance combustible présente également une variation par rapport au débit d'eau de refroidissement. Néanmoins, d'une part, cette variation est comprise dans le domaine d'incertitude de la mesure de puissance combustible et, d'autre part, l'adoption de lois polynomiales de degré 2 (parabole), 1 (affine) et 0 (constante) ne montre pas de différences significatives en termes d'écarts aux mesures. De plus, l'application du test statistique de Fisher montre que l'hypothèse d'égalité des variances est valide entre la loi d'ordre 2 et celle d'ordre 1, justifiant ainsi l'adoption d'une loi d'ordre inférieur. Par conséquent, nous retenons pour la puissance combustible une loi constante en fonction du débit d'eau, soient $b_1 = 0$ et $b_2 = 0$.

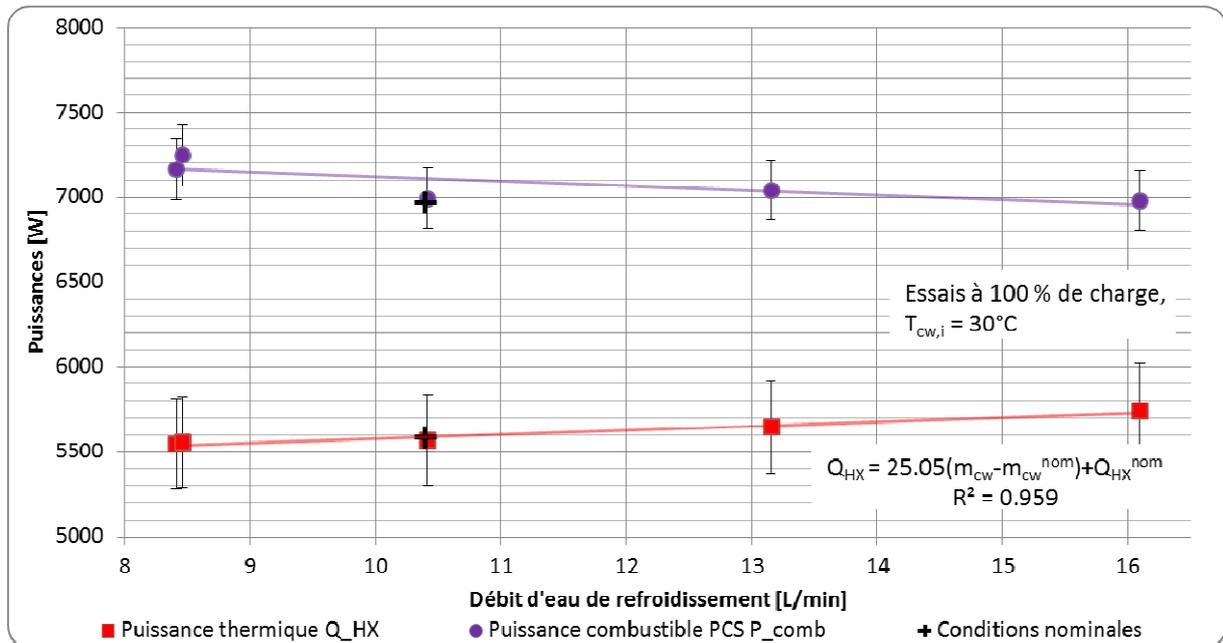


Figure IV.4 - Evolution des puissances thermique et combustible en fonction du débit d'eau

Synthèse de l'identification en variation de température d'entrée de l'eau de refroidissement : en appliquant respectivement chacune des lois

$$P_{net} = 821 + 0 \cdot (\dot{m}_{cw} - 0.165) + 0 \cdot (\dot{m}_{cw} - 0.165)^2,$$

$$Q_{HX} = 5585 + 25.05 \cdot (\dot{m}_{cw} - 0.165) + 0 \cdot (\dot{m}_{cw} - 0.165)^2, \text{ et}$$

$$P_{comb} = 6969 + 0 \cdot (\dot{m}_{cw} - 0.165) + 0 \cdot (\dot{m}_{cw} - 0.165)^2,$$

on obtient les valeurs suivantes de P_{net} , de Q_{HX} , et de P_{comb} , ainsi que des écarts par rapport aux valeurs mesurées.

\dot{m}_{cw}	p_{net}^{calc}	Ecart $p_{net}^{calc} - p_{net}^{mes}$	Q_{HX}^{calc}	Ecart $Q_{HX}^{calc} - Q_{HX}^{mes}$	p_{comb}^{calc}	Ecart $p_{comb}^{calc} - p_{comb}^{mes}$
7.91	821	0.1%	5535	-0.2%	6969	-2.7%
7.97	821	0.7%	5537	-0.4%	6969	-3.8%
9.92	821	0.3%	5586	0.3%	6969	-0.3%
12.65	821	-0.1%	5654	0.2%	6969	-1.0%
15.59	821	-0.1%	5728	-0.3%	6969	-0.2%

Tableau IV.5- Synthèse de l'identification à débit d'eau variable : résultats de l'application des lois du modèle avec les paramètres identifiés

L'adoption d'une loi linéaire pour la puissance thermique est pleinement justifiée, avec un écart maximal entre valeur calculée par le modèle et valeur mesurée de $\pm 0.8\%$. De même, la loi constante pour la puissance nette conduit à un écart maximal de $\pm 0.7\%$ et est donc justifiée. En revanche, l'adoption d'une loi constante pour la puissance combustible en fonction du débit d'eau conduit comme signalé précédemment à des écarts maximaux de $\pm 3.8\%$.

1.2.5. Essais à charge partielle

Malgré de nombreuses tentatives de diminution des températures de consigne et de modifications de réglages de paramètres de régulation, et après contacts avec la société De

Dietrich, nous n'avons pas pu faire fonctionner le moteur de l'Hybris Power à charge partielle. Par conséquent, le moteur ne fonctionnant qu'en mode tout ou rien, aucune identification du modèle à charge partielle n'est nécessaire.

Ainsi, $g = 0 ; h = 0 ; j = 0$.

1.2.6. Consommation des auxiliaires

L'unité de micro-cogénération testée étant équipée d'une seule connexion électrique, il est impossible de dissocier la production brute de la consommation des auxiliaires en fonctionnement normal. Nous nous intéressons par conséquent à l'évolution de la puissance électrique nette produite durant la phase de refroidissement. Quatre refroidissements sont représentés sur le graphe de la Figure IV.5, en fonction de leur durée préalable de fonctionnement.

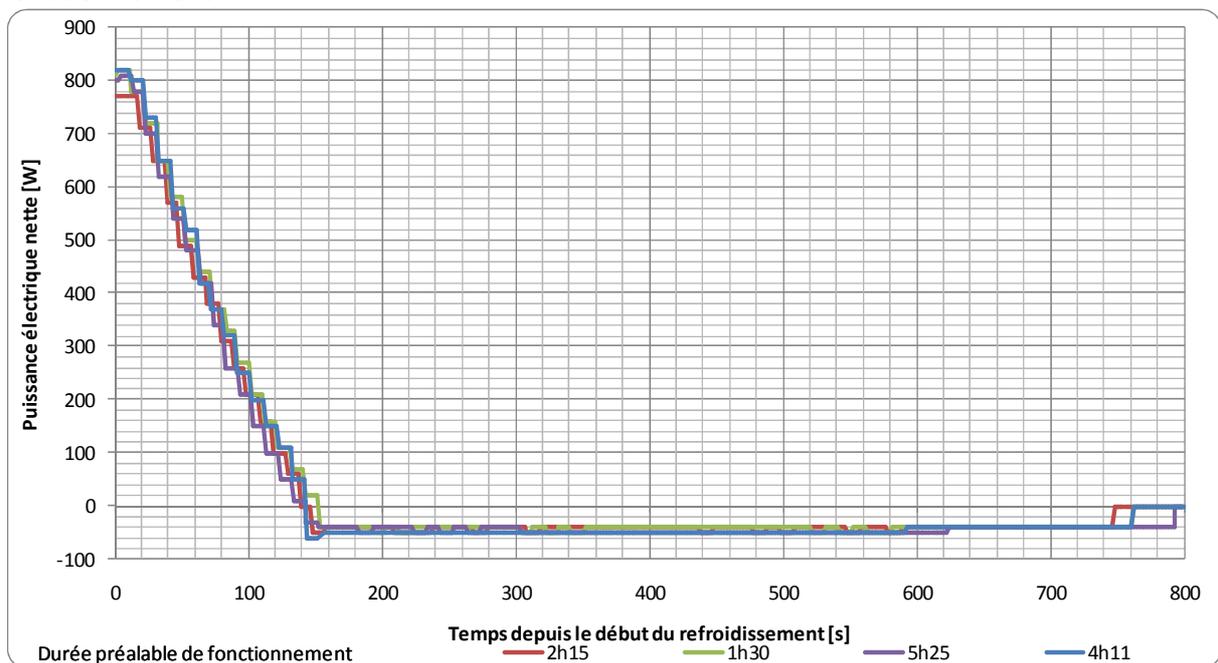


Figure IV.5 - Evolution de la puissance électrique nette produite durant quatre phases de refroidissement

On retrouve sur cette évolution les trois phases de refroidissement identifiées dans le paragraphe concernant la régulation du micro-cogénérateur (voir chapitre III) :

- Jusqu'à 140 s, le moteur continue à produire de l'électricité et la puissance électrique décroît. La désynchronisation intervient pour une *température de tête* de 170°C. A priori, la régulation ne tient pas compte de la puissance électrique effectivement produite dans cette phase.
- Jusqu'à 680 s environ, le ventilateur et le circulateur continuent de fonctionner pour assurer le refroidissement du moteur (jusqu'à une température de tête de 130°C). La puissance consommée mesurée par l'intégrateur varie entre 40 et 50 W. L'écart provient de la résolution d'acquisition de la puissance électrique, égale à 10 W.

Durant la seconde phase, le circulateur et le ventilateur fonctionnent, et l'électronique est alimentée. Le dépouillement des résultats montre que les vitesses respectives du circulateur et du ventilateur restent sensiblement les mêmes que pendant le fonctionnement normal. Par conséquent, ces auxiliaires consomment leur puissance nominale. La puissance électrique consommée moyenne pendant la seconde phase du refroidissement est de :

$$P_{auxiliaires}^{mesurée} + P_{électronique}^{mesurée} = 44.0 \text{ W}$$

- A partir de 750 s, le micro-cogénérateur est à l'arrêt, en veille et seule l'électronique de régulation est sous tension. L'acquisition donne 0 W du fait de la résolution citée précédemment. Un relevé manuel indique entre 3 et 4 W. La valeur mesurée est donc inférieure à la résolution. On retiendra $P_{électronique}^{mesurée} = 4 \text{ W}$.
On déduit alors $P_{auxiliaires}^{mesurée} = 40.0 \text{ W}$.

1.2.7. Loi de température des fumées

La Figure IV.6 présente l'évolution de la température des fumées en fonction de la température de retour d'eau. Plus la température de retour d'eau est élevée et plus la température des fumées est elle-même élevée. La corrélation entre les deux grandeurs est très bien représentée par une fonction affine donnée par l'équation (IV.6), dont l'ordonnée à l'origine est $T_{exh}^{nom} = 40.4^\circ\text{C}$, ce qui nous donne $k_{exh} = 0.942$.

$$T_{fumées} = 0.942 \cdot (T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom}) + 40.4 \quad (\text{IV.5})$$

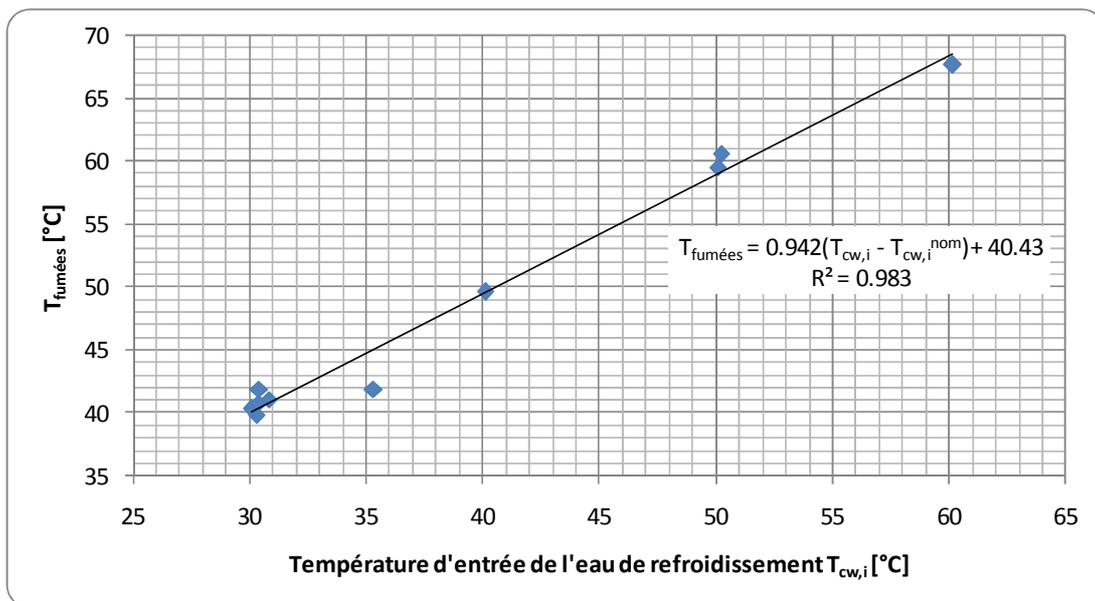


Figure IV.6 - Evolution de la température des fumées en fonction de la température de retour d'eau et loi retenue

Physiquement, dans l'échangeur à contre-courant, les fumées avant leur échappement sont au contact avec le retour de l'eau de refroidissement. Ces deux paramètres sont donc directement liés, et entre les deux températures subsiste un écart caractéristique de l'échange thermique appelé pincement. L'évolution des températures des deux fluides (eau de refroidissement et fumées) dans l'échangeur de la micro-cogénération est représentée sur la Figure IV.7.

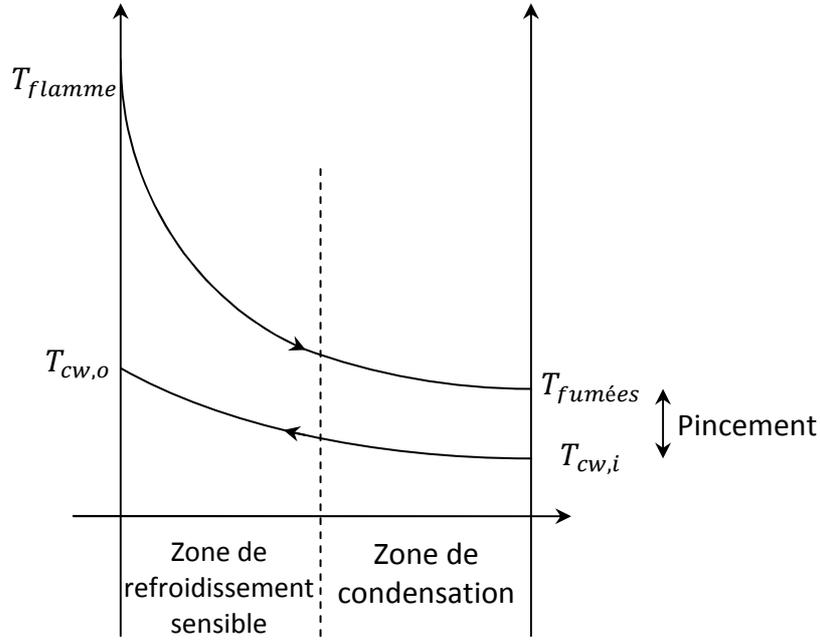


Figure IV.7 - Evolution des températures dans l'échangeur à condensation

1.2.8. Identification de UA_{pertes}

1.2.8.1. Evaluation des pertes

L'équation (II. 13) du modèle, rappelée ci-dessous, se réduit en régime permanent à l'équation (IV.6) du fait de la stabilité de la température interne, dans laquelle on rappelle que Q_{pertes} inclut à la fois les pertes par échange avec l'ambiance et les autres pertes, comme la puissance emportée par les condensats.

$$[MC]_{int} \cdot \frac{dT_{int}}{dt} = \dot{H}_{comb} + \dot{H}_{air} + P_{comb} - P_{brut} - Q_{HX} - Q_{pertes} - \dot{H}_{exh}^{sens} - \dot{H}_{exh}^{latent}$$

$$\dot{H}_{comb} + \dot{H}_{air} + P_{comb} = P_{brut} + Q_{HX} + Q_{pertes} + \dot{H}_{exh}^{sens} + \dot{H}_{exh}^{latent} [W] \quad (IV.6)$$

Le calcul des différents termes de (IV.6) à partir des mesures est détaillé ci-dessous, et quatre exemples numériques de ces calculs pour des essais à quatre températures d'entrée d'eau différentes sont présentés dans le Tableau IV.6.

- $\dot{H}_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot \Delta H_{comb}^{T_{comb} - T_0}$

Calcul de \dot{m}_{comb} : $\dot{m}_{comb} = \dot{V}_{comb} \cdot \frac{\mathcal{M}_{comb}}{V_{mol}} [kg \cdot s^{-1}]$

avec : $\dot{V}_{comb} = \frac{V_{comb}^{norm}}{t}$, où $V_{comb}^{norm} = V_{comb}^{mes} \cdot \frac{T_{norm}}{T_{comb}} \cdot \frac{p_{comb}}{p_{norm}}$ et t la durée du régime permanent ;

$\mathcal{M}_{comb} = \sum_i \mathcal{M}_i \cdot \chi_i$, où \mathcal{M}_i est la masse molaire du composé i du gaz et χ_i sa fraction volumique;

V_{mol} le volume molaire aux conditions normales, assimilé à celui des gaz parfaits $V_{mol} = 22.4 \text{ L} \cdot \text{mol}^{-1}$.

$$\Delta H_{comb}^{T_{comb}-T_0} = \frac{1}{\mathcal{M}_{comb}} \cdot \sum_i \{ [H_i(T_{comb}) - H_i(T_0)] \cdot \chi_i^{comb} \} [J \cdot kg^{-1}]$$

- $\dot{H}_{air} = \dot{m}_{air} \cdot c_{air} \cdot (T_{air} - T_0)$

Calcul du pouvoir comburivore $V_a = \sum_i \{ V_{a_i} \cdot \chi_i \}$

Débit d'air de combustion, avec l'excès d'air e réglé sur la machine et mesuré par l'analyseur de combustion : $\dot{m}_{air} = \dot{m}_{comb} \cdot \frac{\mathcal{M}_{air}}{\mathcal{M}_{comb}} \cdot V_a \cdot (1 + e)$

$$c_{air} = 1.006 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$T_{air} = 22^\circ\text{C}$$

- $P_{comb} = \dot{V}_{comb} \cdot PCS_{comb}$

Après vérification auprès d'Enerest qui fournit les valeurs du PCS journalier, il s'agit du PCS donné aux conditions normales de température et pression. Ce PCS oscille autour d'une valeur moyenne de 11,4 kWh PCS.m⁻³(n).

- P_{brut} est une mesure interne, obtenue par l'intermédiaire du boîtier de régulation de l'Hybris power.

- Q_{HX} est déduite de la lecture de l'énergie sur l'intégrateur d'énergie thermique, en déduisant l'index du compteur d'énergie au début du régime permanent de l'index à la fin, et en divisant l'énergie obtenue par la durée de la mesure.

- $\dot{H}_{exh}^{sens} = \dot{m}_{exh} \cdot \Delta H_{exh}^{sens}$

Avec $\dot{m}_{exh} = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{air} - \dot{m}_{condensats}^{mes}$

$$\Delta H_{exh}^{sens} = \frac{1}{\mathcal{M}_{exhw}} \cdot \sum_i \{ [H_i(T_{exh}) - H_i(T_0)] \cdot \chi_i^{exh} \}$$

En considérant les fumées composées de diazote, de dioxygène, de dioxyde de carbone et de vapeur d'eau, à partir de la combustion théorique et de l'excès d'air, la vapeur d'eau restant à l'état vapeur.

- Composition volumique des fumées :

$$V_{N_2}^{exh} = 0.79 \cdot V_a \cdot (1 + e) + \chi_{N_2}$$

$$V_{CO_2}^{exh} = \sum_i \{ V_{CO_2_i} \cdot \chi_i \}$$

$$V_{O_2}^{exh} = 0.21 \cdot V_a \cdot e$$

$$V_{H_2O}^{exh} = \left(1 - \frac{\dot{m}_{condensats}^{mes}}{\dot{m}_{condensats}^{max\ théorique}} \right) \cdot \sum_i \{ V_{H_2O_i} \cdot \chi_i \}$$

Dans laquelle $\left(1 - \frac{\dot{m}_{condensats}^{mes}}{\dot{m}_{condensats}^{max\ théorique}} \right)$ représente la fraction de vapeur d'eau non condensée, la fraction massique étant égale à la fraction volumique dans le cas de la seule vapeur d'eau.

- De la composition volumique est déduite la proportion volumique, qui est la fraction molaire, puisque les volumes molaires des différents gaz sont supposés égaux dans la plage de pression et de température considérée.

$$\chi_i^{exh} = \frac{V_i^{exh}}{\sum_i V_i^{exh}}$$

Enfin, la masse molaire des fumées est calculée par : $\mathcal{M}_{exh} = \sum_i \mathcal{M}_i \cdot \chi_i^{exh}$

- $\dot{H}_{exh}^{latent} = (\dot{m}_{condensats}^{max\ théorique} - \dot{m}_{condensats}^{mes}) \cdot L_v$
 où $\dot{m}_{condensats}^{max\ théorique}$ est le débit maximal d'eau condensée, déterminé à partir de la combustion théorique par $\dot{m}_{condensats}^{max\ théorique} = \dot{m}_{comb} \cdot \frac{M_{H_2O}}{M_{comb}} \cdot \sum_i \{V_{H_2O_i} \cdot \chi_i\}$;
 $\dot{m}_{condensats}^{mes}$ est le débit de condensats mesuré ;
 L_v est la chaleur de liquéfaction de la vapeur d'eau, prise égale à 2501 kJ.kg⁻¹.
- Enfin,

$$Q_{pertes} = \dot{H}_{comb} + \dot{H}_{air} + P_{comb} - P_{brut} - Q_{HX} - \dot{H}_{exh}^{sens} - \dot{H}_{exh}^{latent} \quad (IV.7)$$

$T_{cw,i}$	°C	30.3	40.1	50.1	60.2
$T_{cw,o}$	°C	37.8	47.9	58.1	68.7
\dot{V}_{comb}	dm ³ /s	0.170392	0.175857	0.181669	0.187409
\dot{m}_{comb}	kg/s	0.000135	0.000139	0.000143	0.000148
\dot{m}_{air}	kg/s	0.002824	0.002914	0.003011	0.003106
$\dot{m}_{condensats}$	kg/s	0.000199	0.000134	0.000025	0.000000
\dot{m}_{exh}	kg/s	0.002758	0.002918	0.003102	0.003252
\dot{H}_{comb}	W	5.38	5.56	5.74	5.92
\dot{H}_{air}	W	62.5	64.5	66.6	68.7
ΔH_{exh}^{sens}	kJ/kg	40.92	52.05	64.25	73.60
\dot{H}_{exh}^{sens}	W	112.8	151.9	199.3	239.3
P_{comb}	W PCS	6993	7217	7456	7691
P_{brut}	W	1000	1000	1000	991
Q_{HX}	W	5571	5628	5568	5661
\dot{H}_{exh}^{latent}	W	191.9	376.5	609.5	757.8
Q_{pertes}	W	185.1	130.9	151.4	116.0

Tableau IV.6 - Exemples de calcul des pertes pour quatre essais à différentes températures d'entrée d'eau

Les valeurs numériques obtenues par calcul sont traduites graphiquement sous forme de bilan énergétique sur la Figure IV.8.

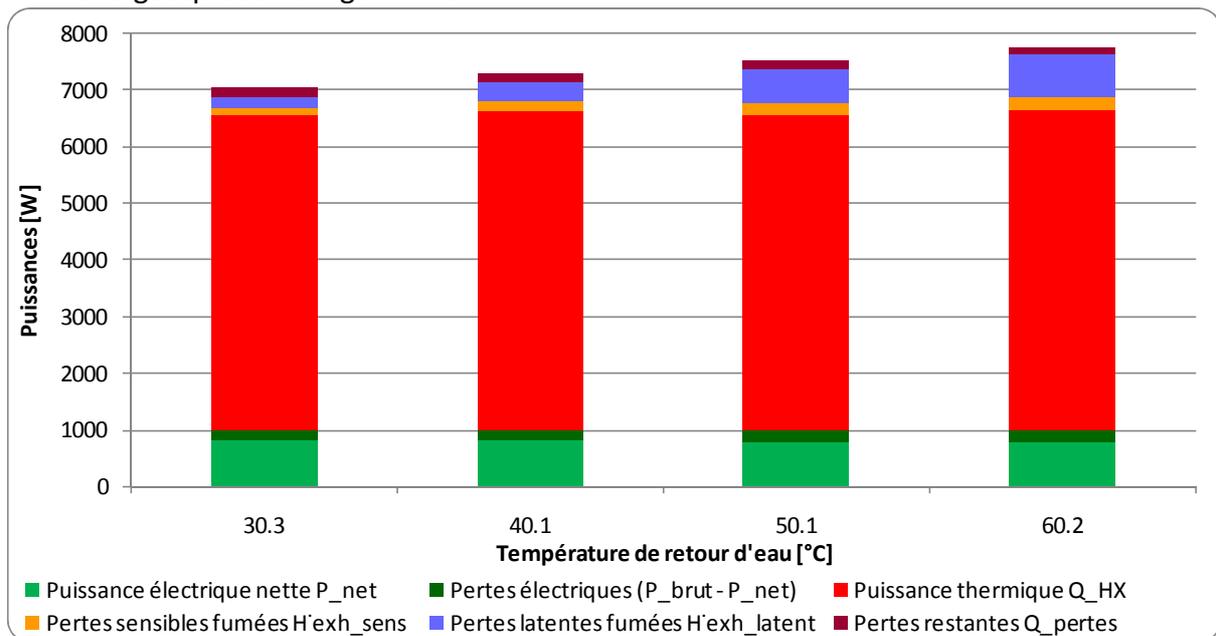


Figure IV.8 - Bilan énergétique du fonctionnement du moteur de micro-cogénération pour différentes températures de retour d'eau

1.2.8.2. Pertes par vapeur d'eau non condensée

La Figure IV.9 représente les pertes par vapeur d'eau non condensée en fonction de la température de retour d'eau. L'évolution est bien représentée par une loi linéaire. Les pertes par non-condensation occupent une place prépondérante dans les déperditions de la micro-cogénération, en particulier lorsque la température de retour d'eau augmente.

Le modèle propose l'identification du débit de condensats, représenté sur la Figure IV.10, par une fonction affine, qui représente bien son évolution. On en déduit les valeurs de $k_{condens} = -6.9.10^{-6} kg.s^{-1}.K^{-1}$ et de $l_{condens} = 4.1.10^{-4} kg.s^{-1}$.

Cette loi n'est valable qu'entre les bornes où l'identification a été effectuée, c'est-à-dire pour des températures de retour d'eau comprises entre 30 et 60°C, et tant que son évaluation conduit à des valeurs positives du débit de condensats (cf. équation (II. 25) du modèle, rappelée ci-dessous). Le seuil bas (de non-condensation) a été déterminé et est représenté sur la figure. Le seuil haut (condensation maximale) n'a pas pu être déterminé dans l'intervalle d'étude. Il n'est donc pas représenté.

$$\dot{m}_{condensats} = \begin{cases} k_{condens} \cdot T_{cw,i} + l_{condens} & \text{si } (k_{condens} \cdot T_{cw,i} + l_{condens}) \geq 0 \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (IV.8)$$

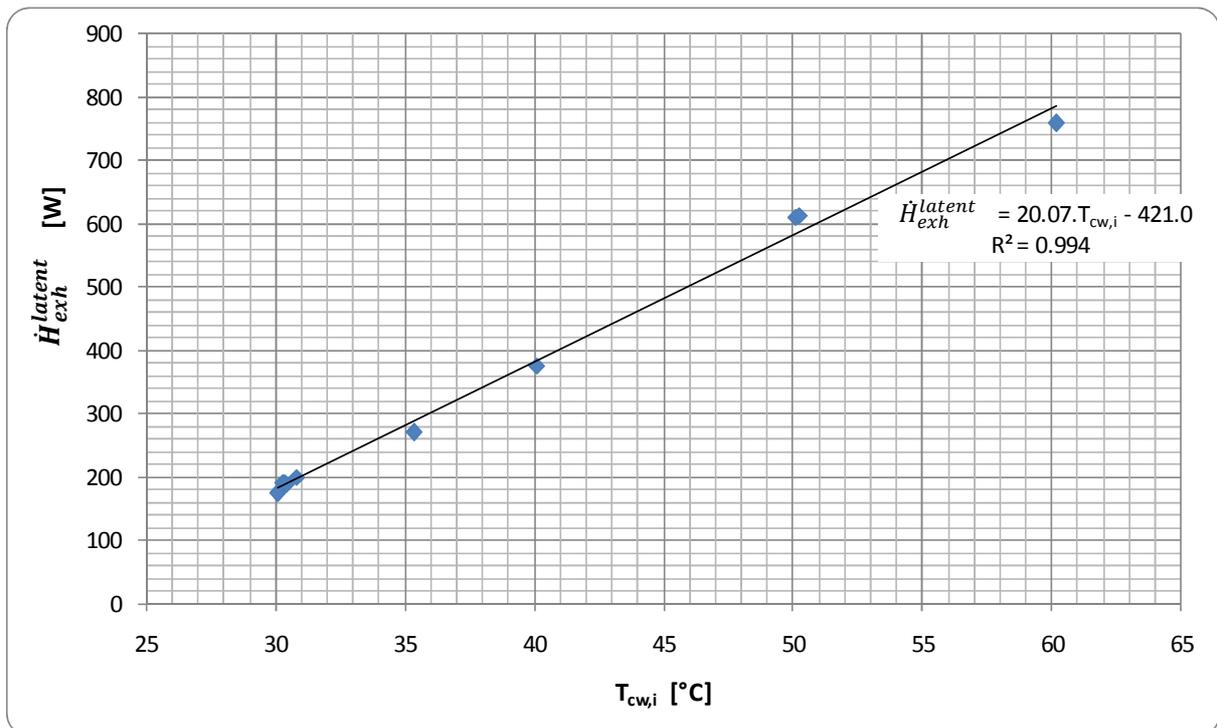


Figure IV.9 - Evolution des pertes latentes par les fumées en fonction de la température de retour d'eau

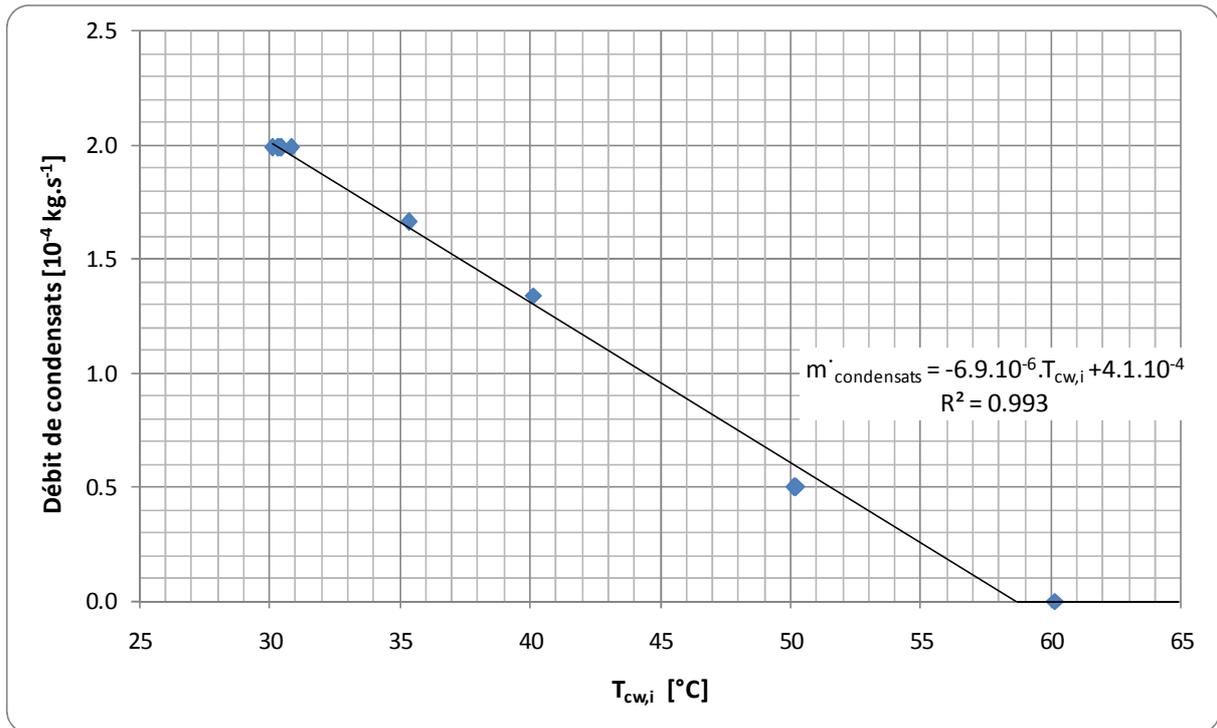


Figure IV.10 - Débit de condensats en fonction de la température de retour d'eau

1.2.8.3. Evaluation du coefficient d'échange global UA_{pertes}

Les pertes obtenues pour chaque essai en régime permanent ont été tracées en fonction de la différence de température entre la température interne T_{int} et l'ambiance sur la Figure IV.11. A l'exception de deux points, l'évolution est bien représentée par une fonction linéaire, ce qui confirme la pertinence du choix de la température interne. La valeur du coefficient de déperdition global de la micro-cogénération est $UA_{pertes} = 2.746 \text{ W.K}^{-1}$.

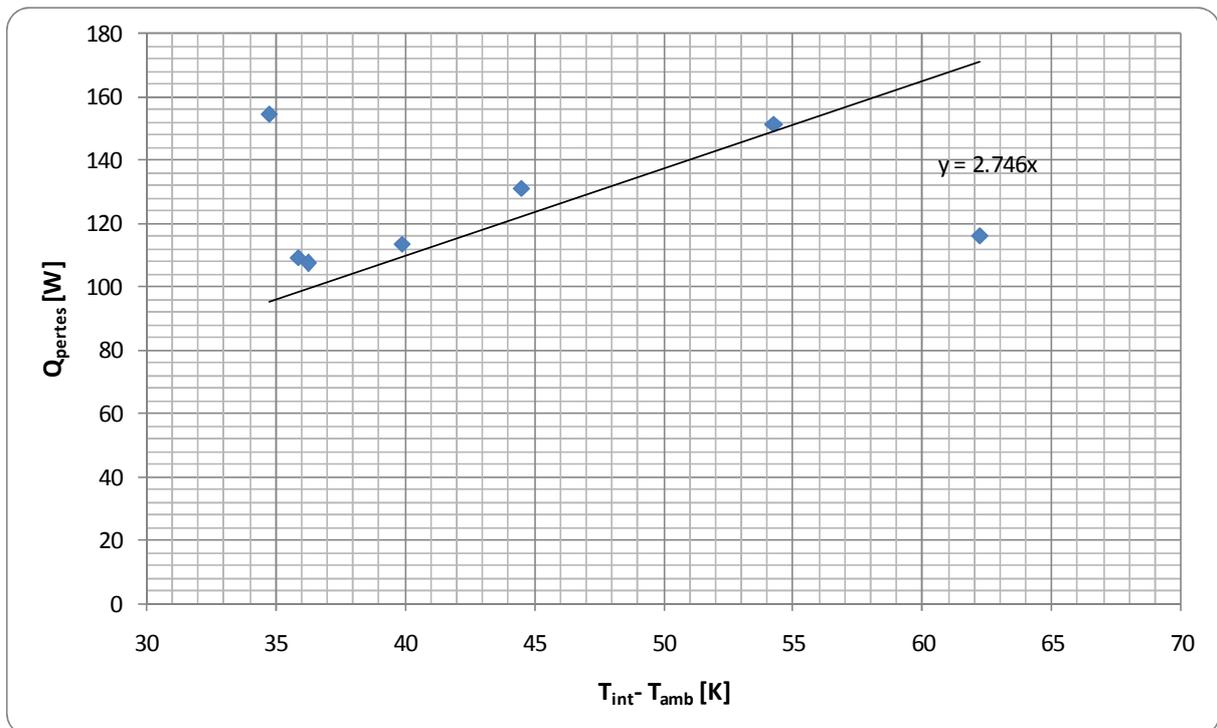
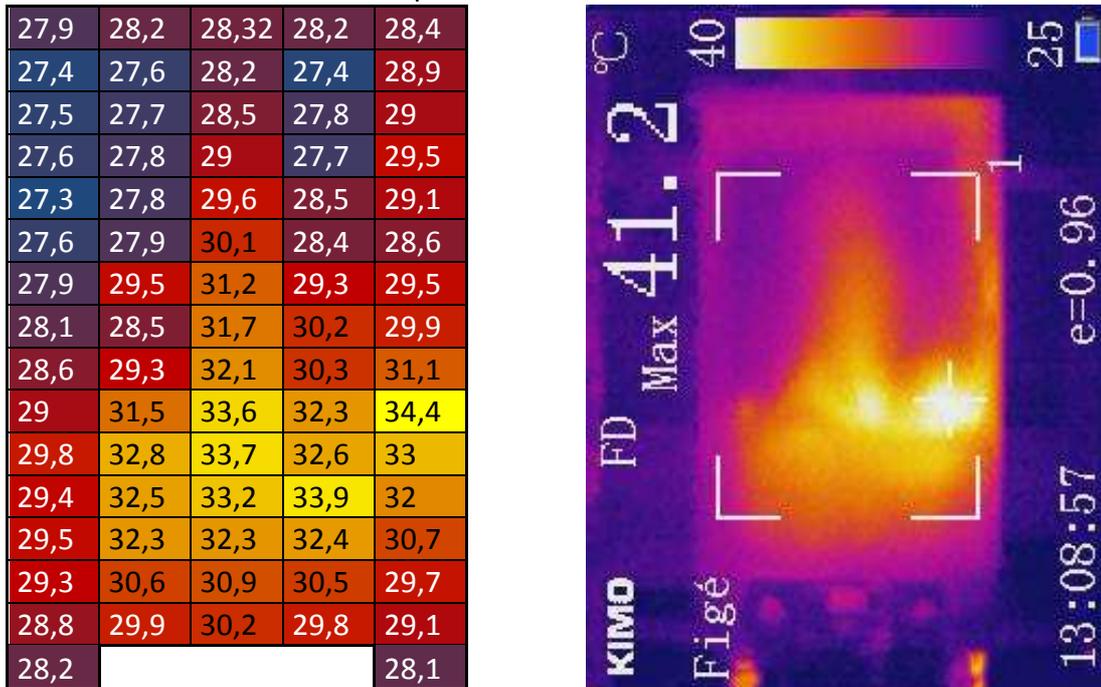


Figure IV.11 - Pertes en fonction de l'écart de température entre intérieur et ambiance

1.2.8.4. Mesure des pertes par les parois de la micro-cogénération

L'objectif de ce paragraphe est de valider l'ordre de grandeur des pertes calculées dans le paragraphe précédent par mesure des températures des parois de la micro-cogénération. Lors d'un essai mené avec le moteur Stirling fonctionnant seul, en régime stabilisé aux conditions nominales (température de retour d'eau 30°C et débit 10 L.min⁻¹), des relevés de températures de parois ont été effectués à l'aide d'un thermocouple de contact, et des images ont été prises avec une caméra infrarouge. La Figure IV.12 présente le résultat des deux méthodes de mesure, et le Tableau IV.7 synthétise les moyennes des températures de surfaces mesurées avec le thermocouple et estimées.



a – D’après les mesures par thermocouple de surface

b – Image capturée par caméra thermique

Figure IV.12 - Déperditions par la face avant de la micro-cogénération

Températures mesurées	Températures estimées
Face avant : 29,75°C	Face supérieure: 29,5°C
Face gauche : 28,5°C	Face inférieure : 29,5°C
Face droite : 29,5°C	Face arrière : 31,75°C

Tableau IV.7 - Moyenne des températures de surfaces mesurées par un thermocouple de surface et estimées

La température ambiante relevée dans le local est de 25,1°C.

Nous estimons en première approximation le coefficient d'échange surfacique h_g à 10 W.m⁻².K⁻¹ pour estimer la puissance dissipée par rayonnement et convection.

En calculant la puissance dissipée par (IV.10), il vient : $Q_{parois} = \pm 100 W$.

$$Q_{parois} = \sum h_g \cdot S_{paroi} \cdot (\overline{T_{paroi}} - T_{amb}) \tag{IV.9}$$

La valeur des pertes trouvée par cette méthode semi-quantitative, bien que soumise à de fortes incertitudes liées aux émissivités des parois de la micro-cogénération inconnues et à la détermination du coefficient d'échange surfacique U, confirme l'ordre de grandeur des pertes discuté dans le paragraphe précédent.

1.2.8.5. Remarques à propos des pertes restantes Q_{pertes}

Notre analyse de la micro-cogénération, et l'équation de bilan effectuée ne prend pas en compte certains termes qui nous ont semblé de grandeur négligeable, et qui se retrouvent par conséquent dans les pertes restantes. En particulier, on peut citer :

- Les pertes par les condensats $\dot{H}_{\text{condensats}}$ évacués à une température supérieure à T_0 :

$$\dot{H}_{\text{condensats}} = \dot{m}_{\text{condensats}}^{\text{mes}} \cdot c_{p_{\text{eau}}} \cdot (T_{\text{condensats}} - T_0) \quad (\text{IV.10})$$

L'ordre de grandeur maximal de cette puissance, pour l'essai à 30°C, la température des condensats étant prise égale à celle des fumées, est de 33 W.

- Les pertes mécaniques entre la production du cycle thermodynamique de Stirling et l'électricité générée, dont on ne connaît pas d'ordre de grandeur, mais qui doivent se retrouver dans les pertes thermiques par l'échauffement généré.
- Les pertes par imbrûlés de combustion. Notre dispositif métrologique ne permet de mesurer que le monoxyde de carbone CO, et pas les hydrocarbures totaux. Cernuschi *et al.* (2009) ont montré que les hydrocarbures imbrûlés sont décorrélés des émissions de CO pour les appareils domestiques au gaz naturel ; mais qu'ils restent d'un niveau très faible, voire négligeable. Il n'y a pas de raison objective pour que ce ne soit pas le cas pour un brûleur Stirling.

Les émissions de CO mesurées converties en énergie par leur pouvoir calorifique, amènent tous calculs faits à une perte de l'ordre de 0,7 W.

1.2.9. Identification de MC

1.2.9.1. Identification sur une phase de refroidissement

L'évolution de la température interne de la micro-cogénération, définie par (IV.1), durant la phase de refroidissement puis d'arrêt est représentée sur la Figure IV.13 pour quatre essais, ainsi que pour la loi modélisée retenue. Pour chaque essai est précisé la durée préalable de fonctionnement depuis le démarrage de la combustion, ainsi que la température de retour d'eau fixée pour cet essai.

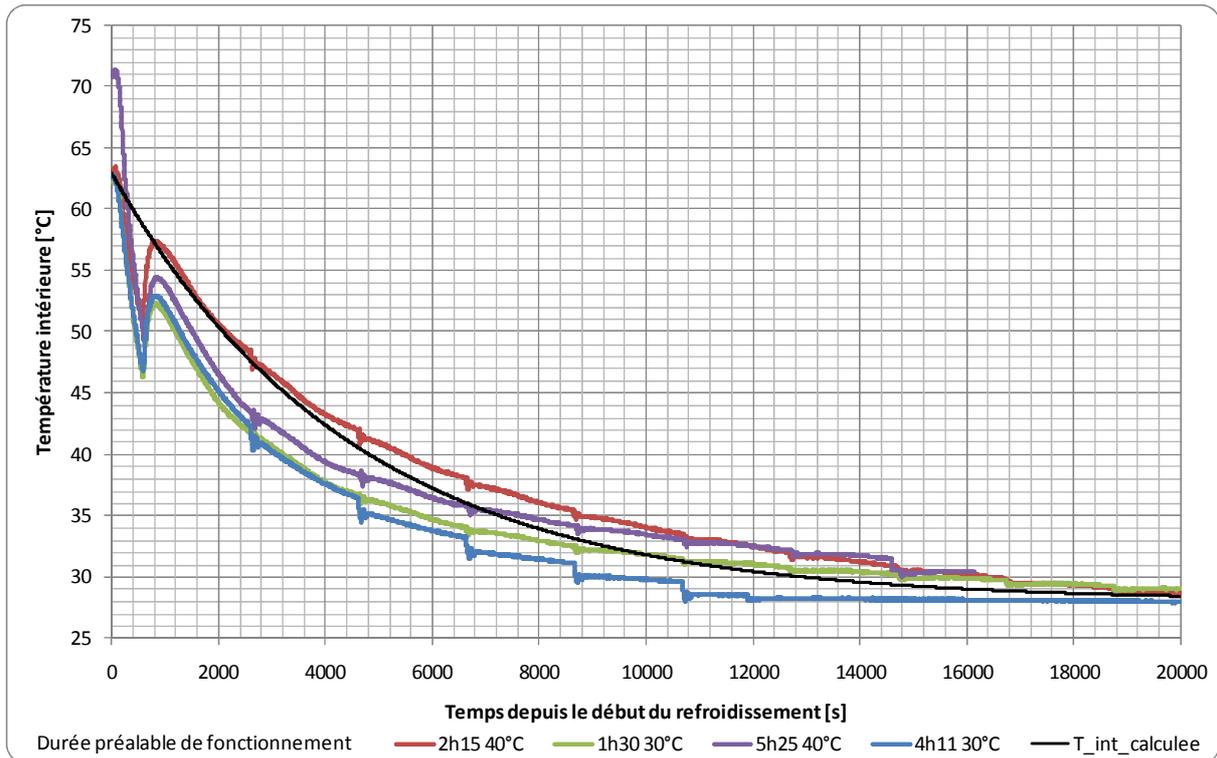


Figure IV.13 - Evolution de la température intérieure durant le refroidissement et l'arrêt, et modélisation adoptée

Ces évolutions appellent plusieurs commentaires :

- La phase de refroidissement dynamique (discutée en 1.2.6), d'une durée de 750 s et durant laquelle le ventilateur fonctionne, amène un sur-refroidissement de la sonde de surface du fait du flux d'air généré, provoquant le pic négatif sur la courbe. Ce phénomène n'est représentatif que de la mesure ponctuelle effectuée, nous l'avons négligé. On distingue donc deux dynamiques : avec ventilateur (avant 750 s) et sans ventilateur, refroidissement par convection non forcée.
- Les variations ponctuelles (par exemple à 2700 s et à 4700 s) sont liées à la mise en service du circulateur par la régulation à intervalles réguliers, pour permettre la mesure de la température de retour par la sonde de température (voir le chapitre III pour la régulation de l'unité).
- La durée préalable de fonctionnement ne semble pas avoir d'incidence sur le comportement de la température interne au refroidissement. Une température de retour d'eau plus élevée entraîne une dynamique légèrement plus rapide. La courbe modélisée par (IV.11), avec les paramètres indiqués, prend une allure intermédiaire.

$$T_{int}^{calculée} = T_{amb} + (T_{int}^{RF,i} - T_{amb}) \cdot e^{-\frac{t-t_{RF}^i}{\tau_{RF}}} \quad (IV.11)$$

$$T_{int}^{RF,i} = 63^{\circ}C \quad T_{amb} = 28^{\circ}C^1 \quad \tau_{RF} = 4500 \text{ s}$$

Nous retenons donc une valeur de $\tau_{RF} = 4500 \text{ s}$,
soit finalement $MC_{int} = \tau_{RF} \cdot UA_{pertes} = 12350 \text{ J} \cdot K^{-1}$.

¹ La température intérieure de la micro-cogénération, même après un temps de refroidissement très long de l'ordre de deux journées, reste supérieure à l'ambiance du laboratoire à 25°C. C'est pourquoi nous considérons ici une température d'échange de 28°C.

En prenant un ordre de grandeur moyen de la capacité thermique massique des métaux, soit environ $400 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$, cette valeur correspond à une masse de 31 kg environ. L'Hybris power dans son ensemble pèse environ 100 kg, mais il est évident que l'ensemble de cette masse n'est pas métallique. De plus, les composants sont agencés avec des vides d'air entre eux, et ne se comportent pas comme un bloc unique. Le bloc Stirling uniquement ne représente qu'une partie de cette masse, environ 50 kg d'après nos échanges avec le fabricant. Là encore, la totalité de cette masse, et en particulier le contrepoids du générateur, ne se comporte pas nécessairement comme un bloc unique.

Remarque : L'adoption de la température interne modélisée pour calculer l'énergie en refroidissement plutôt que la température mesurée conduit aux écarts présentés dans le Tableau IV. 8.

Durée préalable de fonctionnement	2h15	1h30	5h25	4h11
Ecart modèle-mesure en énergie	10%	-15%	-8%	-33%

Tableau IV. 8- Ecarts d'énergie entre calculs à partir de la température interne modélisée et mesurée

1.2.9.2. Essai en phase préchauffage

La phase de préchauffage inclut une suralimentation en combustible. Ainsi, la réponse obtenue pour l'évolution de la température du moteur répond à une autre dynamique, et il est impossible d'utiliser la phase de préchauffage pour confirmer le comportement thermique de la masse du moteur.

1.2.10. Identification des constantes de temps en préchauffage et refroidissement

1.2.10.1. Constantes de temps de refroidissement

a. Identification

Sur une phase de refroidissement, en réponse à un échelon décroissant de débit de combustible, on identifie la courbe expérimentale $Q_{HX} = f(t)$ à une équation du premier ordre de la forme de (IV. 12).

$$Q_{HX} = Q_{HX}^{nom} \cdot e^{-\frac{t-t_{RF}^i}{\tau_{RF}^Q}} \quad (\text{IV. 12})$$

La Figure IV.14 présente l'évolution de la puissance thermique mesurée via le boîtier de régulation et le résultat de l'identification, réalisée avec $\tau_{RF}^Q = 205 \text{ s}$. L'arrêt de la production thermique correspond à la fin de la phase de refroidissement actif, et donc à l'arrêt des auxiliaires, soit $t_{fin,RF} = 750 \text{ s}$. La variation brusque de puissance thermique entre 160 et 200 s trouve sa justification dans la désynchronisation du générateur².

² Les raisons de cette variation sont analysées dans l'Annexe 10.

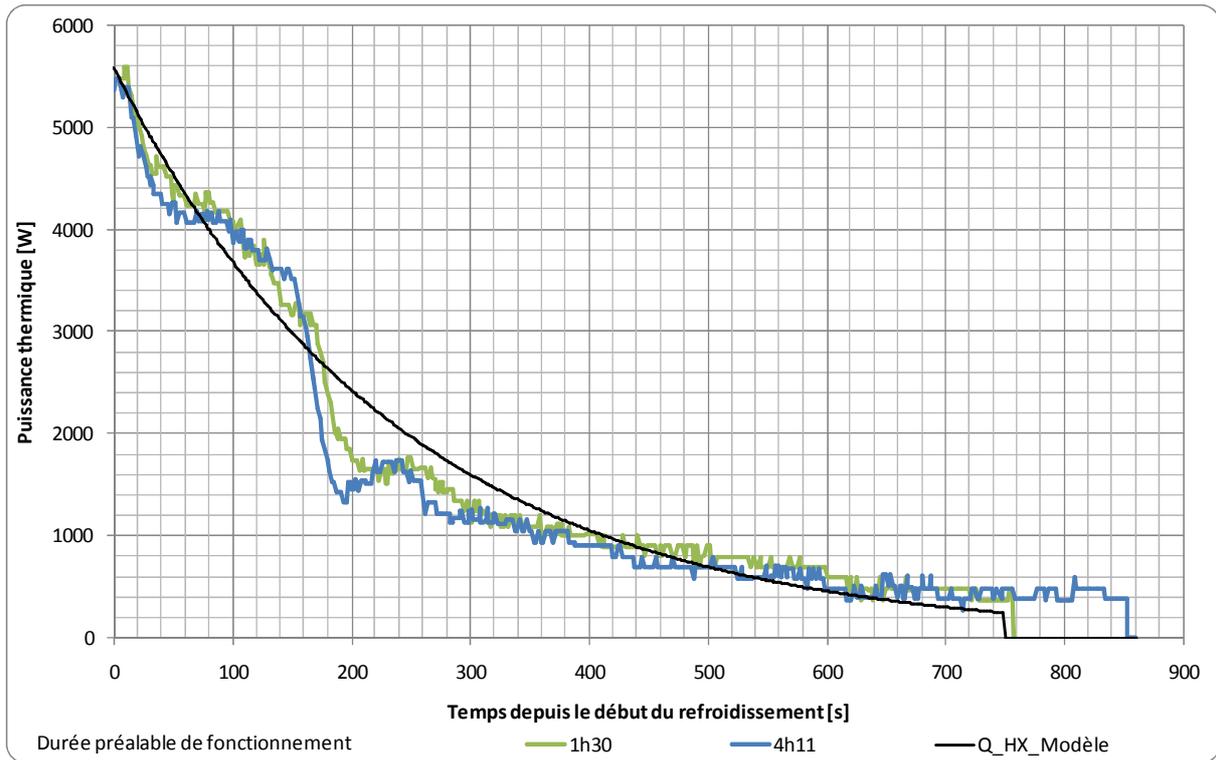


Figure IV.14 - Evolution de la puissance thermique réelle et modélisée lors du refroidissement

L'évolution de la puissance électrique pour quatre périodes de refroidissement est présentée sur la Figure IV.5. La micro-cogénération consomme la puissance des auxiliaires et de l'électronique durant toute la phase de refroidissement, soit $P_{elec}^{RF} = 44.0 \text{ W}$. La quantité d'énergie électrique nette produite durant la phase de refroidissement est de 16.4 Wh. Sachant que la micro-cogénération a également consommé la puissance des auxiliaires durant cette phase de production estimée à 142 s, on obtient une énergie produite brute de $E_{elec}^{RF} = 18.1 \text{ Wh}$.

Durée préalable de fonctionnement	2h15	1h30	5h25	4h11	Moyenne
Energie électrique produite (Wh)	15.8	17.1	15.7	16.9	16.4
Puissance électrique nette moyenne après production (W)	-42.1	-41.4	-45.0	-47.4	-44.0

Tableau IV.9 - Energie produite et puissance électrique en phase de refroidissement

b. Comparaison modèle identifié/mesures

L'application du modèle pour le calcul de la puissance thermique et la comparaison avec les résultats expérimentaux conduits aux résultats du Tableau IV. 10, et à un écart maximal en énergie de $\pm 2\%$.

Durée préalable de fonctionnement	1h30	4h11	Modèle
Energie thermique en refroidissement (Wh)	356	346	351
Ecart	-1.3%	1.5%	-

Tableau IV. 10 -Résultat de l'identification de production thermique en refroidissement et comparaison avec la mesure

L'application du modèle pour le calcul de l'énergie électrique sur toute la phase de refroidissement conduit à des écarts inférieurs à $\pm 20\%$, et en tout état de cause inférieurs à $\pm 1.5 \text{ Wh}$ (Tableau IV.11).

Durée préalable de fonctionnement	2h15	1h30	5h25	4h11	Modèle
Energie électrique en refroidissement (Wh)	8.8	10.1	7.5	8.8	9.0
Ecart	1.6%	-10.8%	19.3%	2.4%	-

Tableau IV.11 - Résultat de l'identification de production électrique en refroidissement et comparaison avec la mesure

1.2.10.2. Constantes de temps de préchauffage

Plusieurs phases de préchauffage à froid ont été comparées, et les évolutions des puissances thermiques et électriques sont similaires. On réalise l'identification sur une phase de préchauffage, en réponse à un échelon de débit de combustible. On propose une identification des évolutions expérimentales des puissances thermique et électrique à des équations du premier ordre, avec un temps de retard.

Bien qu'une suralimentation en combustible ait lieu et que deux phases puissent être distinguées sur les Figure IV.15 et Figure IV.16, la modélisation par une courbe du premier ordre est satisfaisante et conduit à un écart très faible (de l'ordre de $\pm 0\%$ sur l'énergie thermique et $\pm 1\%$ sur l'énergie électrique en phase de préchauffage), avec le paramétrage suivant :

$$\begin{aligned} \tau_{PR}^Q &= 158 \text{ s} & \tau_{PR}^P &= 100 \text{ s} \\ t_{ret}^Q &= 44 \text{ s} & t_{ret}^P &= 75 \text{ s} \end{aligned}$$

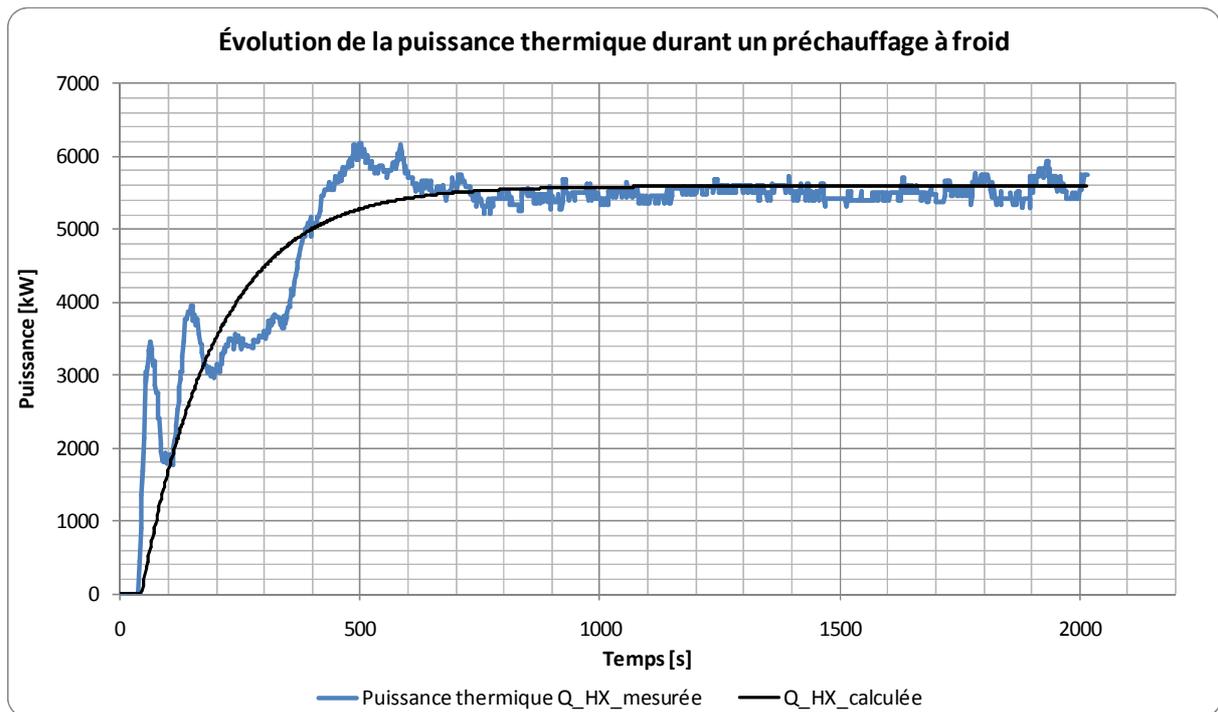


Figure IV.15 – Evolution de la puissance thermique mesurée et calculée durant un préchauffage à froid

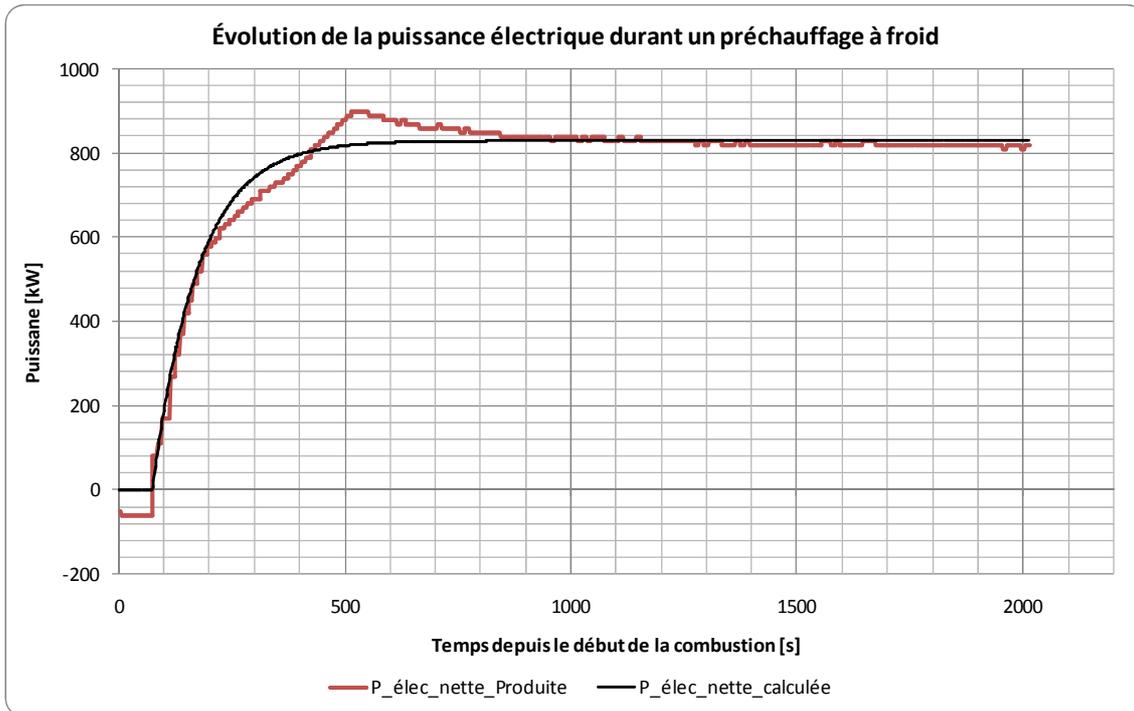


Figure IV.16 – Evolution de la puissance électrique nette mesurée et calculée durant un préchauffage à froid

1.2.11. Modèle de régulation

Le modèle de régulation du moteur de micro-cogénération implique l'identification des logiques de passage du préchauffage au fonctionnement normal, et du refroidissement à l'arrêt.

Le passage du refroidissement dynamique (ventilateur et circulateur en fonctionnement) à l'arrêt est conditionné pour le moteur de l'Hybris power à l'atteinte d'une température de tête de 130°C. Cependant, l'observation des évolutions expérimentales (par exemple sur la Figure IV.5) montre qu'un temps fixe permet de bien représenter la durée de la phase de refroidissement. Ce temps est égal à $t_{fin,RF} = 750 \text{ s}$. Ce temps peut être raccourci dans le cas où la demande thermique reprend avant la fin de la phase de refroidissement, auquel cas la combustion reprend.

La fin du préchauffage est caractérisée sur les évolutions expérimentales (Figure IV.15 et Figure IV.16) par l'atteinte de la puissance nominale. Nous avons choisi d'effectuer un test sur la puissance thermique calculée de la forme de (IV.13), avec $\alpha_Q^{fin,PR} = 0.999935$, ce qui revient à définir un temps, puisque la constante de temps τ_{PR}^Q est connue. Cette valeur correspond à l'évolution des puissances constatée expérimentalement.

$$Fin \ PR \ si \ Q_{HX}(t) \geq \alpha_Q^{fin,PR} \cdot Q_{HX}^{nom} \quad (IV.13)$$

1.2.12. Modélisation d'un préchauffage à chaud

Le fonctionnement d'un moteur à combustion externe tel un moteur Stirling est influencé par ses conditions de démarrage. En particulier, la température de tête au démarrage de la combustion influence la phase de préchauffage : durée, consommation de gaz et productions électrique et thermique.

À partir des dépouillements d'essais réalisés sur le moteur Stirling de l'Hybris power, nous proposons une modélisation de la phase de préchauffage en fonction de la température de tête atteinte lors du redémarrage, et nous discutons de l'intérêt de sa prise en compte dans notre modèle.

1.2.12.1. Evolution de la température de tête en refroidissement

Après l'arrêt du ventilateur à 130°C, la température de tête du moteur Stirling suit une dynamique sensiblement identique, quelles que soient les conditions d'essais préalables, comme le montre la Figure IV.17. Cette dynamique est bien représentée par une loi exponentielle décroissante de la forme de (IV.14).

$$T_{tête} = (T_{tête}^{PR\infty} - T_{amb}) \cdot \left(1 - e^{-\frac{t-t_i^{PR}}{\tau_{tête}}} \right) + T_{amb} \quad (IV.14)$$

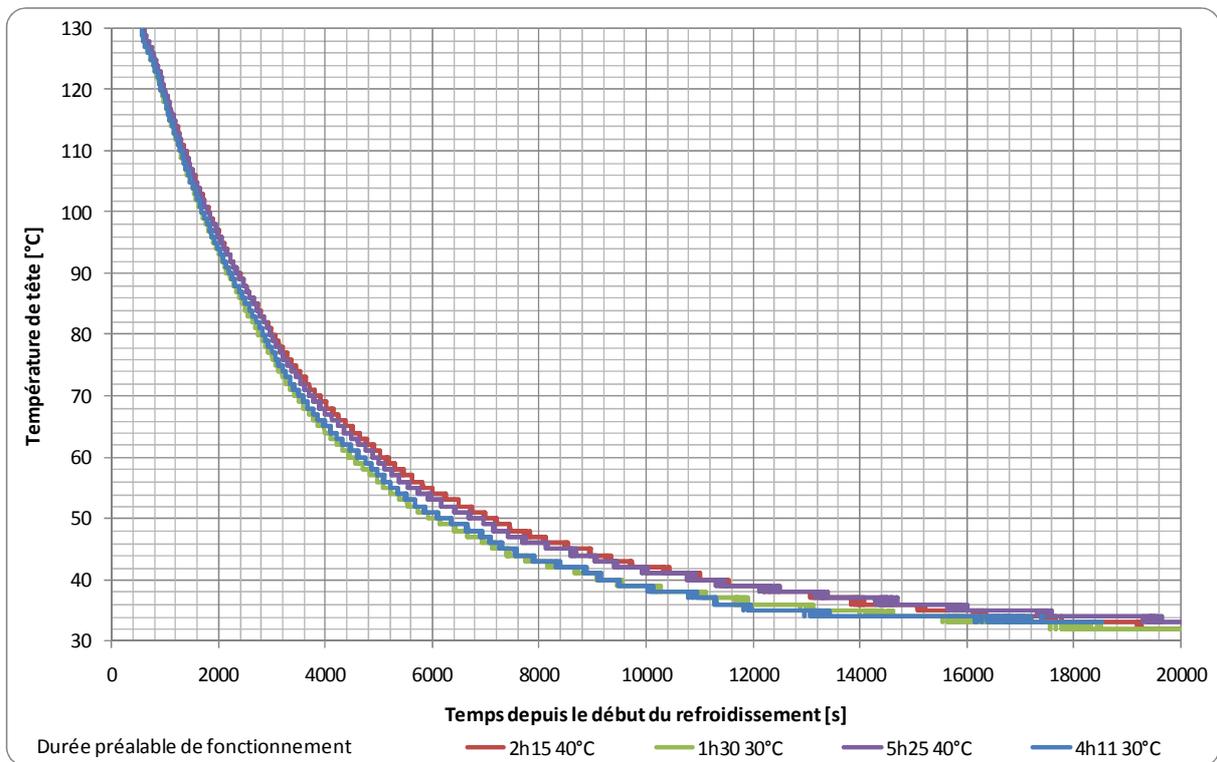


Figure IV.17 - Evolution de la température de tête du Stirling sur quatre phases de refroidissement

1.2.12.2. Préchauffage à chaud

Une idée naturelle de modélisation d'une phase de préchauffage à chaud est la suivante : un démarrage à une température de tête plus élevée que l'ambiance revient à un préchauffage à froid duquel on aurait retiré le temps correspondant à l'atteinte de cette température de tête.

Appliquer cette définition revient à calculer, à partir de la température de tête au redémarrage, le temps de préchauffage nécessaire $t_{néc}$ pour que la tête parvienne à cette température lors d'un démarrage à froid. Cela est réalisé simplement par (IV.15), obtenue en inversant la loi de comportement du premier ordre.

$$t_{néc} = t_i^{PR} - \tau_{tête} \cdot \ln \left(1 - \frac{T_{tête}^i - T_{amb}}{T_{tête}^{PR\infty} - T_{amb}} \right) \quad (IV.15)$$

Les lois de comportement de puissance thermique et électrique sont alors adaptées pour prendre en compte ce temps déjà artificiellement parcouru en phase de préchauffage ; par exemple, l'équation donnant l'évolution de la puissance thermique en préchauffage devient (IV.16), ce qui se traduit graphiquement et en superposition avec une phase de préchauffage à chaud par la Figure IV.18.

$$Q_{HX} = Q_{HX}^{nom} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t+t_{néc}-t_{ret}^Q}{\tau_{PR}^Q}} \right) \quad (IV.16)$$

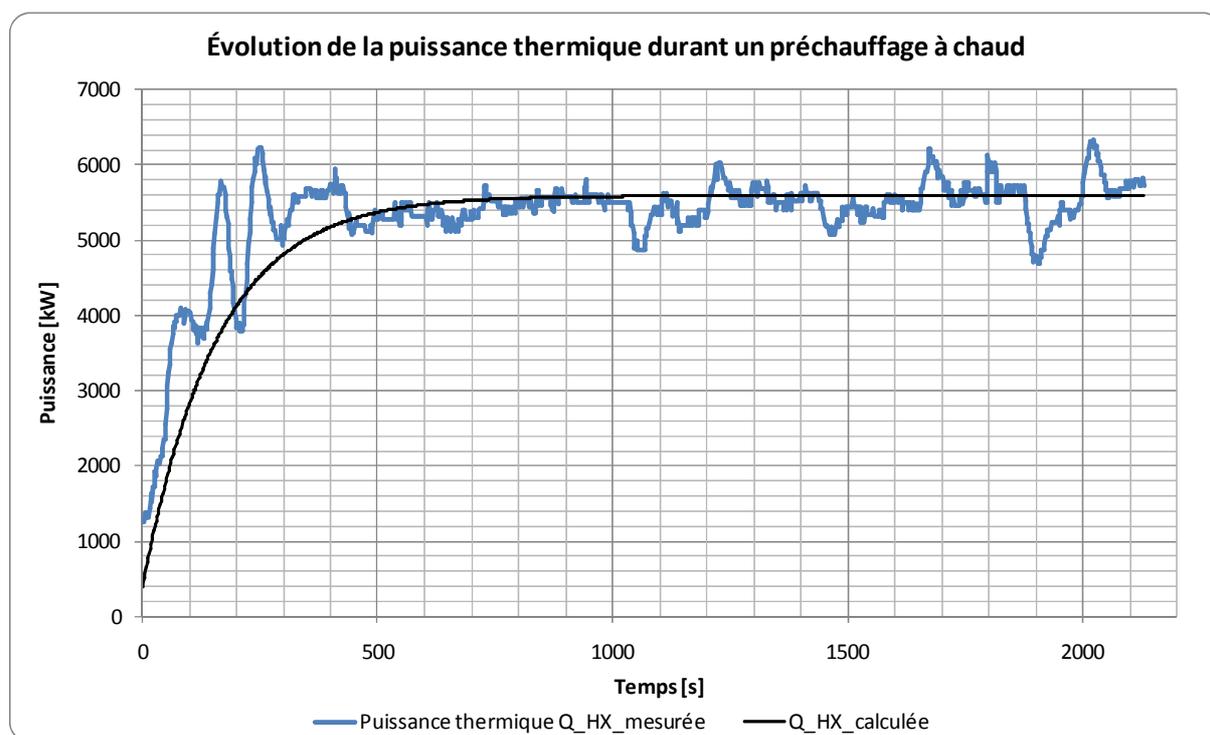


Figure IV.18 - Evolution de la puissance thermique mesurée et modélisée sur un préchauffage à chaud

1.2.12.3. Discussion

La prise en compte d'un préchauffage à chaud est modélisée avec une très bonne corrélation expérimentale, avec un écart de $\pm 2\%$ sur les puissances thermique et électrique. Cependant un préchauffage à chaud ne diffère d'un préchauffage à froid que de 7% en termes d'énergie électrique et 12% en énergie thermique. De plus, la phase de préchauffage ne représente que 30 % de l'énergie produite sur un fonctionnement d'une demi-heure. Par conséquent, bien que la modélisation proposée soit adéquate, seul le préchauffage à froid est implémenté dans le modèle.

1.2.13. Domaine de validité du modèle

L'identification conduite dans la partie précédente a permis de déterminer les coefficients caractéristiques du modèle pour un moteur de micro-cogénération donné, l'Hybris power de De Dietrich/Remeha. La plage de validité du modèle ainsi paramétré est donnée par la plage de variation des paramètres pour laquelle cette identification a été conduite. Celle-ci est présentée pour les différents paramètres dans le Tableau IV.12.

Température d'entrée d'eau	$T_{cw,i}$	de 30 à 60°C
----------------------------	------------	--------------

Débit d'eau	\dot{m}_{cw}	de 8 à 16 L.min ⁻¹
Charge du moteur	C_{charge}	100%

Tableau IV.12 - Domaine de validité du paramétrage du modèle réalisé pour l'Hybris power

Une synthèse des paramètres identifiés est proposée dans l'Annexe 2.

1.3. METHODOLOGIE SIMPLIFIEE D'IDENTIFICATION DES PARAMETRES

Le modèle que nous avons développé est semi-empirique : basé sur la connaissance des phénomènes physiques se produisant dans le moteur, il requiert néanmoins une identification des paramètres à partir du comportement réel de la micro-cogénération. Ce type de modèle nous paraît parfaitement adapté à notre problématique d'intégration dans une simulation annuelle destinée à caractériser les performances des systèmes de micro-cogénération. Cependant, comme le rappellent Lemort et Bertagnolio (2010), ces modèles sont particulièrement utiles pour extrapoler les performances des systèmes qu'ils caractérisent lorsqu'ils opèrent dans des conditions différentes, ou lors d'une modification de leur conception ou de leur régulation, à condition de requérir un nombre limité de paramètres.

Dès lors, la méthodologie détaillée d'identification des paramètres présentée en 1.1 ne saurait répondre à cet objectif de réduction du nombre de paramètres à identifier, du fait de la campagne expérimentale détaillée qu'elle requiert. Nous proposons dans ce paragraphe une méthodologie d'identification simplifiée, à partir de données facilement accessibles. Nous détaillons les paramètres minimaux à obtenir du constructeur pour paramétrer le modèle.

1.3.1. Analyse de sensibilité du modèle

Pour identifier les paramètres influant sur le comportement du modèle, nous avons réalisé une analyse de sensibilité. Deux cycles de fonctionnement sont définis, puis simulés en faisant varier les paramètres caractéristiques du modèle.

Les paramètres des cycles sont donnés dans le Tableau IV. 13. La simulation, d'une durée de une heure, comprend une phase de fonctionnement de 30 minutes et un refroidissement. Le fonctionnement est à charge et paramètres d'entrée constants. Le premier cycle est défini pour des paramètres d'entrée proches des conditions nominales. Il a été nécessaire de définir un second cycle pour évaluer la sensibilité du modèle aux paramètres des lois de variation des puissances thermique, combustible et électrique, définies à partir des valeurs nominales.

	Cycle n°1	Cycle n°2
Durée totale du cycle	3600 s	3600 s
Puissance appelée de 0 à 5 min	0 W	0 W
Puissance appelée de 5 à 35 min	6000 W	6000 W
Puissance appelée de 35 à 60 min	0 W	0 W
$T_{cw,i}$	30°C	50°C
\dot{m}_{cw}	0.165 kg.s ⁻¹	0.250 kg.s ⁻¹

Tableau IV. 13 - Cycles de fonctionnement définis pour l'analyse de sensibilité

L'influence de certains paramètres est évidente et ne nécessite pas d'être simulée, comme la variation des paramètres nominaux du fonctionnement, ou l'énergie électrique produite durant la phase de refroidissement. Nous nous intéressons ici aux paramètres caractérisant le bloc thermique $[MC]_{int}$ et $[UA]_{pertes}$ et aux paramètres de régulation (constantes de temps et durée des phases).

Le Tableau IV. 14 présente les résultats de l'analyse de sensibilité menée avec le cycle n°1. Chaque paramètre retenu a été modifié pour prendre une valeur respectivement inférieure, puis supérieure à sa valeur nominale, tout en restant dans des domaines réalistes.

Paramètre	Energie thermique [Wh]		Energie électrique nette [Wh]		Energie combustible [Wh]		Energie pertes [Wh]		
$[MC]_{int}$ valeur initiale : 12 350 J.K ⁻¹									
8000	-35%	2 764	0.0%	375	0.0%	3 484	0.0%	217	24.0%
16000	30%	2 764	0.0%	375	0.0%	3 484	0.0%	150	-14.5%
$[UA]_{pertes}$ valeur initiale : 2.746 W.K ⁻¹									
2	-27%	2 764	0.0%	375	0.0%	3 484	0.0%	142	-19.2%
3.5	27%	2 764	0.0%	375	0.0%	3 484	0.0%	202	15.1%
τ_{RF} valeur initiale : 205 s									
150	-27%	2 685	-2.8%	375	0.0%	3 484	0.0%	194	10.5%
300	46%	2 881	4.2%	375	0.0%	3 484	0.0%	149	-15.0%
τ_{PR}^Q valeur initiale : 168 s									
120	-29%	2 838	2.7%	375	0.0%	3 483	0.0%	139	-20.5%
200	19%	2 714	-1.8%	357	-4.8%	3 485	0.0%	204	16.3%
τ_{PR}^P valeur initiale : 100 s									
70	-30%	2 764	0.0%	382	1.8%	3 484	0.0%	172	-1.9%
150	50%	2 764	0.0%	364	-3.0%	3 484	0.0%	181	3.1%
$a_Q^{fin,PR}$ valeur initiale : 0.999935									
0.999	0%	2 764	0.0%	375	0.0%	3 483	0.0%	175	0.0%
0.999999	0%	2 764	0.0%	357	-4.8%	3 485	0.0%	180	2.9%
$t_{fin,RF}$ valeur initiale : 750 s									
500	-33%	2 744	-0.7%	378	0.7%	3 484	0.0%	180	2.5%
1000	33%	2 770	0.2%	372	-0.7%	3 484	0.0%	174	-0.7%

Tableau IV. 14 - Analyse de sensibilité des caractéristiques du moteur sur le cycle n°1

La sortie la plus affectée par la variation des paramètres sont les pertes thermiques par les parois du moteur. Les autres termes du bilan sont globalement peu sensibles aux variations pourtant importantes des paramètres. Néanmoins, les temps caractéristiques du fonctionnement du moteur (constantes de temps de chauffage et de refroidissement, et durées de préchauffage et de refroidissement) sont les paramètres les plus influents sur les sorties intéressant le bilan énergétique du moteur de micro-cogénération.

Le Tableau IV. 15 présente les résultats de l'analyse de sensibilité des paramètres des lois de variation des puissances (combustible, thermique et électrique), réalisée sur le cycle n°2.

Paramètre	Energie thermique [Wh]		Energie électrique nette [Wh]		Energie combustible [Wh]		Energie pertes [Wh]		
a_1 valeur initiale : 24.82 W.K ⁻¹									

Paramètre		Energie thermique [Wh]		Energie électrique nette [Wh]		Energie combustible [Wh]		Energie pertes [Wh]	
14.89	-40%	2 766	0.0%	374	0.0%	3 494	-0.2%	91	-1.8%
34.75	40%	2 766	0.0%	374	0.0%	3 507	0.2%	94	1.8%
c_1 valeur initiale : 3.13 W.K ⁻¹									
1.88	-40%	2 765	0.0%	374	0.0%	3 501	0.0%	93	0.3%
4.38	40%	2 767	0.0%	374	0.0%	3 501	0.0%	92	-0.3%
d_1 valeur initiale : 25.05 J.kg ⁻¹									
15.03	-40%	2 766	0.0%	374	0.0%	3 501	0.0%	93	0.0%
35.07	40%	2 766	0.0%	374	0.0%	3 501	0.0%	93	0.0%
e_1 valeur initiale : -1.427 W.K ⁻¹									
-0.86	-40%	2 766	0.0%	375	0.1%	3 501	0.0%	92	-0.1%
-2.00	40%	2 766	0.0%	374	-0.1%	3 501	0.0%	93	0.1%

Tableau IV. 15 - Analyse de sensibilité des lois de variation des puissances sur le cycle n°2

Les sorties intéressantes pour la réalisation d'un bilan d'exploitation de micro-cogénération sont très peu sensibles aux paramètres de variation des lois de puissance du moteur. Les valeurs initiales des paramètres identifiés pour ce moteur particulier, elles-mêmes très faibles en regard des puissances en jeu, font que la variation est très peu sensible.

Cette analyse de sensibilité succincte permet de déduire que les principaux paramètres d'influence du modèle de moteur de micro-cogénération ainsi développé et paramétré sont les paramètres nominaux, ainsi que dans une moindre mesure les temps caractéristiques de la régulation et du fonctionnement du moteur.

1.3.2. Modifications structurelles du modèle

Dans cette partie, un certain nombre d'évolutions constatées vont donc être négligées. Si néanmoins des données devaient être disponibles il est évidemment possible de les implémenter, les équations du modèle ne changeant pas.

- Au vu des évolutions obtenues lors de la caractérisation expérimentale détaillée, nous négligeons dans le modèle simplifié la variation des caractéristiques de fonctionnement par rapport au débit d'eau.
- Les lois de variation des paramètres par rapport à la température de retour d'eau sont réduites à l'ordre 1 (lois affines), correspondant au comportement observé.
- Le comportement à charge partielle n'est pas étudié, car non observé expérimentalement. Le paramétrage du modèle sur un moteur présentant une charge partielle requerra de conserver ces paramètres de charge.
- Les pertes latentes par les fumées \dot{H}_{exh}^{latent} et les pertes restantes Q_{pertes} sont agrégées en un seul terme.
N.B. : Pour ce faire, il est nécessaire de modifier l'équation de \dot{H}_{exh}^{latent} en fonctionnement normal et en préchauffage, en la transformant en $\dot{H}_{exh}^{latent} = 0$.
- La température des fumées est définie par un écart constant avec la température de retour d'eau.

1.3.3. Obtention des paramètres

L'idéal est d'obtenir du constructeur les données reprises dans le Tableau IV.16, c'est-à-dire les caractéristiques essentielles de la micro-cogénération et les données du fonctionnement à deux températures de retour. Il est envisageable que les fabricants donnent deux points caractéristiques du fonctionnement de leur appareil, comme cela se pratique pour les chaudières.

Masse de l'unité de micro-cogénération		$m_{cogé}$
Caractéristiques de fonctionnement au régime	T_1/T_1'	T_2/T_2'
Puissance électrique (nette ou brute, à préciser) ³	$P(T_1)$	$P(T_2)$
Puissance thermique ⁸	$Q(T_1)$	$Q(T_2)$
Puissance combustible ⁸	$P_{comb}(T_1)$	$P_{comb}(T_2)$
Puissance électrique des auxiliaires		$P_{auxiliaires}$
Puissance électrique de l'électronique		$P_{électronique}$
Excès d'air ⁴		e

Tableau IV.16 - Paramètres à obtenir du fabricant de la micro-cogénération

Bien entendu, l'idéal serait qu'à terme, pour l'utilisation du modèle dans des outils de prédimensionnement, les constructeurs fournissent également les caractéristiques du Tableau IV.17. Néanmoins, nous pensons qu'il est pour l'instant nécessaire de mesurer ou d'estimer ces paramètres, ainsi que les logiques de fonctionnement pour l'établissement du modèle de régulation.

Constante de temps de Q_{HX} au refroidissement	τ_{RF}
Constante de temps de Q_{HX} au préchauffage	τ_{PR}^Q
Constante de temps de P_{net} au préchauffage	τ_{PR}^P
Délai avant le début de la production thermique	t_{ret}^Q
Délai avant le début de la production électrique	t_{ret}^P
Energie électrique refroidissement	E_{elec}^{RF}
Durée du refroidissement	$t_{fin,RF}$
Durée du préchauffage ou puissance atteinte en fin de préchauffage	
Température des fumées	$T_{exh}(T_1)$

Tableau IV.17 - Paramètres supplémentaires nécessaires au paramétrage simplifié

S'il n'est pas possible de les obtenir auprès du constructeur, il faut envisager soit un paramétrage par défaut en première approche, par exemple à partir de celui que nous avons réalisé dans le paragraphe précédent s'il s'agit d'un moteur Stirling, soit de réaliser une caractérisation expérimentale sommaire. Celle-ci peut être effectuée in situ, à partir d'une mesure de température de surface des tubes aller et retour (en supposant un débit constant) et d'un chronomètre. Une mesure des fumées par analyseur de combustion classique permet de déterminer la température des fumées et de valider l'excès d'air.

Pour l'énergie électrique produite au refroidissement, E_{elec}^{RF} , délicate à mesurer, nous préconisons d'adopter un comportement linéaire pour la production électrique après l'arrêt de la combustion ; par mesure du temps au bout duquel la production s'annule et par intégration, on obtient l'énergie produite.

³ Ou toute combinaison de puissances et de rendements qui permette de retrouver ces trois valeurs.

⁴ Cette donnée est souvent disponible au paragraphe « réglages » de la notice de l'unité.

La durée du refroidissement dynamique est facile à mesurer. En revanche, la fin de la période de préchauffage est difficile à estimer et à mesurer, nous préconisons de conserver le coefficient $a_Q^{fin,PR}$ en première approche.

1.3.4. Paramétrage du modèle

Les paramètres à identifier dans la méthodologie simplifiée sont donnés par le Tableau IV.18, ainsi que leur méthodologie d'obtention. La plupart des paramètres découlent directement ou indirectement des caractéristiques de l'unité vues au paragraphe précédent : par exemple, le débit d'eau nominal est calculé à partir de la puissance thermique et de l'écart de température.

La capacité thermique interne de la micro-cogénération est obtenue en première approximation en multipliant sa masse par la capacité thermique massique moyenne des métaux, que l'on prendra égale en première approximation à $c_{m\acute{e}tal} = 400 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

N°	Paramètre	Description	Valeur	Unité
1	Q_{HX}^{nom}	Puissance thermique nominale	$Q(T_1)$	W_{th}
2	P_{comb}^{nom}	Puissance combustible nominale	$P_{comb}(T_1)$	W
3	\dot{m}_{cw}^{nom}	Débit d'eau de refroidissement nominal	$\frac{Q(T_1)}{c_{p_{cw}} \cdot (T'_1 - T_1)}$	$kg.s^{-1}$
4	$T_{cw,i}^{nom}$	Température d'entrée de l'eau de refroidissement nominale	T_1	°C
5	P_{net}^{nom}	Puissance électrique nette nominale	$P(T_1)$	$W_{\acute{e}l}$
6	$P_{\acute{e}lectronique}$	Puissance électrique consommée par l'électronique	$P_{\acute{e}lectronique}$	$W_{\acute{e}l}$
7	$P_{auxiliaires}$	Puissance électrique consommée par les auxiliaires (circulateur et ventilateur)	$P_{auxiliaires}$	$W_{\acute{e}l}$
8	a_1	CP: variation de P_{comb} par rapport à $(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})$	$\frac{P_{comb}(T_2) - P_{comb}(T_1)}{T_2 - T_1}$	$W.K^{-1}$
9	c_1	CP: variation de Q_{HX} par rapport à $(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})$	$\frac{Q(T_2) - Q(T_1)}{T_2 - T_1}$	$W.K^{-1}$
10	e_1	CP: variation de P_{net} par rapport à $(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})$	$\frac{P(T_2) - P(T_1)}{T_2 - T_1}$	$W.K^{-1}$
11	$[UA]_{pertes}$	Coefficient de déperdition thermique de la micro-cogénération	$\frac{Pertes_2 - Pertes_1}{T_2 - T_1}$	$W.K^{-1}$
12	$[MC]_{int}$	Capacité thermique interne de la micro-cogénération	$m_{cog\acute{e}} \cdot c_{m\acute{e}tal}$	$J.K^{-1}$
13	τ_{RF}	Constante de temps de Q_{HX} au refroidissement	τ_{RF}	s
14	τ_{PR}^Q	Constante de temps de Q_{HX} au préchauffage	τ_{PR}^Q	s
15	τ_{PR}^P	Constante de temps de P_{net} au préchauffage	τ_{PR}^P	s
16	t_{ret}^Q	Délai avant le début de la production thermique	t_{ret}^Q	s
17	t_{ret}^P	Délai avant le début de la production électrique	t_{ret}^P	s
18	E_{elec}^{RF}	Energie électrique brute produite au refroidissement	E_{elec}^{RF}	$Wh_{\acute{e}l}$
19	e	Excès d'air	e	-
20	T_{exh}^{nom}	Température des fumées nominale	$T_{exh}(T_1)$	°C
21	k_{exh}	Coefficient loi température fumées	1	-
22	$a_Q^{fin,PR}$	Fin du préchauffage : coefficient puissance thermique	$a_Q^{fin,PR}$	s
23	$t_{fin,RF}$	Durée du refroidissement	$t_{fin,RF}$	s

N°	Paramètre	Description	Valeur	Unité
24		Composition du gaz naturel		

Tableau IV.18 - Paramètres à identifier dans la méthodologie simplifiée

Calcul du coefficient de déperdition thermique de la micro-cogénération $[UA]_{pertes}$:

- $Pertes_n$ est déduit des caractéristiques de fonctionnement au régime de température T_n : $Pertes_n = P_{comb}(T_n) - Q(T_n) - P(T_n)$
- La température interne utilisée dans le modèle peut s'approcher en première approximation par une loi fonction de la température de retour d'eau, comme le montre la Figure IV.19, avec $T_{surf} = T_{cw,i} + 60$.

A cette condition, la température interne définie à l'équation (IV.1) se réduit à $T_{int} = T_{cw,i} + 30$, et l'équation de détermination de $[UA]_{pertes}$, soit la pente de l'évolution des pertes par rapport à la température interne, peut s'écrire (IV.17).

$$[UA]_{pertes} = \frac{Pertes_2 - Pertes_1}{T_2 - T_1} \quad (IV.17)$$

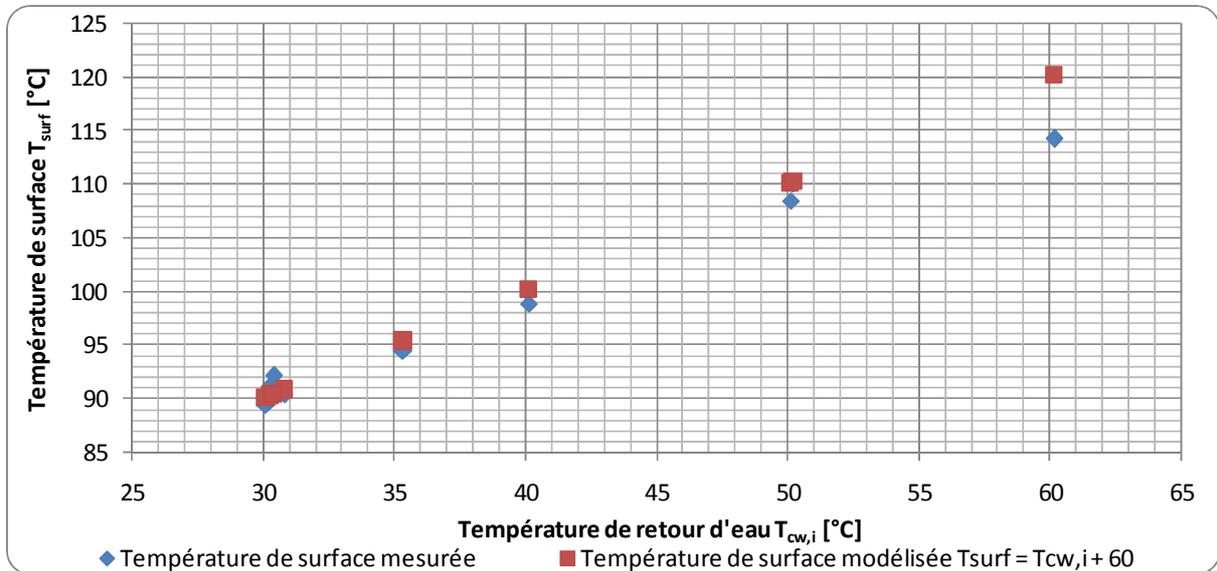


Figure IV.19 - Température de surface T_{surf} en fonction de la température de retour d'eau $T_{cw,i}$

- La loi retenue pour la température des fumées dans le modèle simplifié est un écart constant avec la température d'entrée d'eau de refroidissement. Dans notre cas, nous adoptons un terme constant de 10 K, cohérent avec les mesures de température de fumées réalisées, comme le montre la Figure IV.20. Ainsi, les paramètres deviennent $k_{exh} = 1$ et $T_{exh}^{nom} = T_{cw,i}^{nom} + 10 K$.

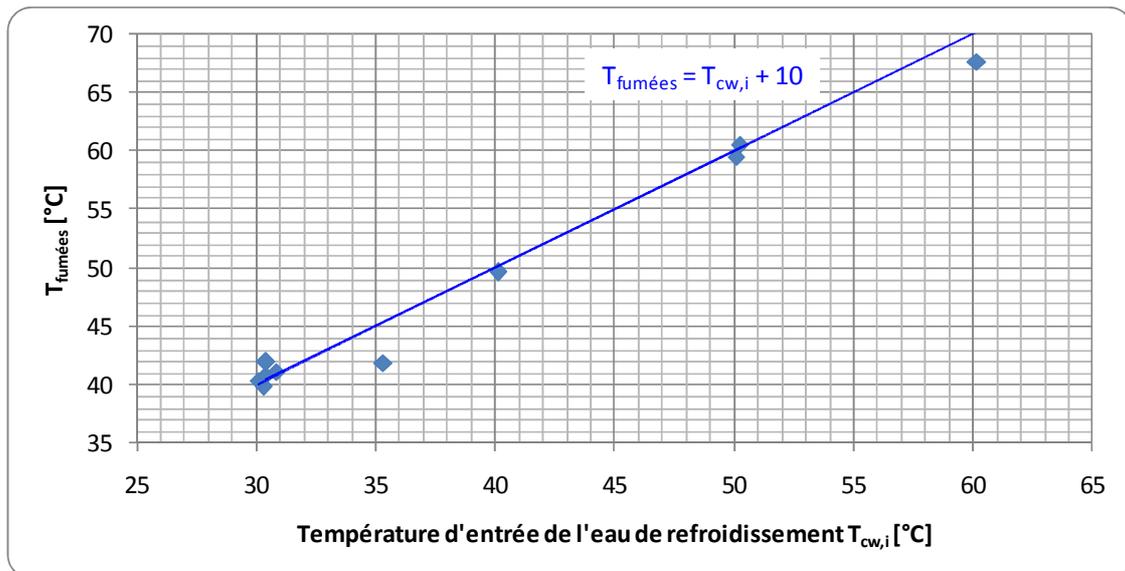


Figure IV.20 -Evolution de la température des fumées en fonction de la température de retour d'eau et loi simplifiée

L'adoption de cette méthodologie simplifiée diminue évidemment la précision du modèle, qui peut cependant garder sa validité en fonction des objectifs fixés. L'évaluation de la validité de la méthodologie simplifiée fait l'objet du paragraphe 2.3.

2. VALIDATION DU MODELE DE MICRO-COGENERATEUR

2.1. VALIDATION COMPARATIVE AVEC LES MODELES PREEXISTANTS

Le modèle développé de micro-cogénérateur est original. Ses résultats peuvent cependant être comparés aux modèles identifiés de la littérature. Le seul modèle permettant une comparaison est le modèle de l'Annexe 42 de l'AIE, qui est également un modèle dynamique. Ce modèle est implémenté sous TRNSYS, et paramétré pour un micro-cogénérateur spécifique : le Whispergen.

Pour permettre la comparaison exacte entre les deux modèles, il nous aurait été nécessaire de reproduire la campagne expérimentale détaillée menée sur l'Hybris power sur cet autre moteur, qui plus est un prototype testé par l'Annexe, ce qui est impossible. Néanmoins, il a été possible de paramétrer notre modèle à partir des données disponibles sur le Whispergen.

Les deux modèles ont été testés sur le cycle de demandes thermiques suivant :

- 36 s à 0 W
- 5400 s à 6226 W (puissance maximale)
- 1800 s à 4000 W (changement de point de consigne)
- 3564 s à 0 W (refroidissement puis arrêt)

Les bilans énergétiques résultant du cycle complet pour chacun des deux modèles sont présentés dans le Tableau IV.19.

	Modèle Annexe 42	Modèle	Ecart
Energie thermique produite (Wh)	11 529	11 456	-0.6%
Energie électrique produite (Wh)	1 160	1 032	-11.0%
Combustible consommé (kg)	1.056	1.037	-1.8%

Tableau IV.19 - Comparaison des résultats du modèle avec ceux de l'Annexe 42

On peut constater une bonne cohérence entre les deux modèles, la différence essentielle en énergie électrique provient de la différenciation de deux phases de préchauffage dans notre modèle, la première étant une montée en température de la tête sans production électrique et la seconde la fin de la montée en température et le début de la production électrique. Cette différence est illustrée sur la Figure IV.21, notre modèle étant paramétré avec un temps de retard nul en puissance thermique et important en puissance électrique.

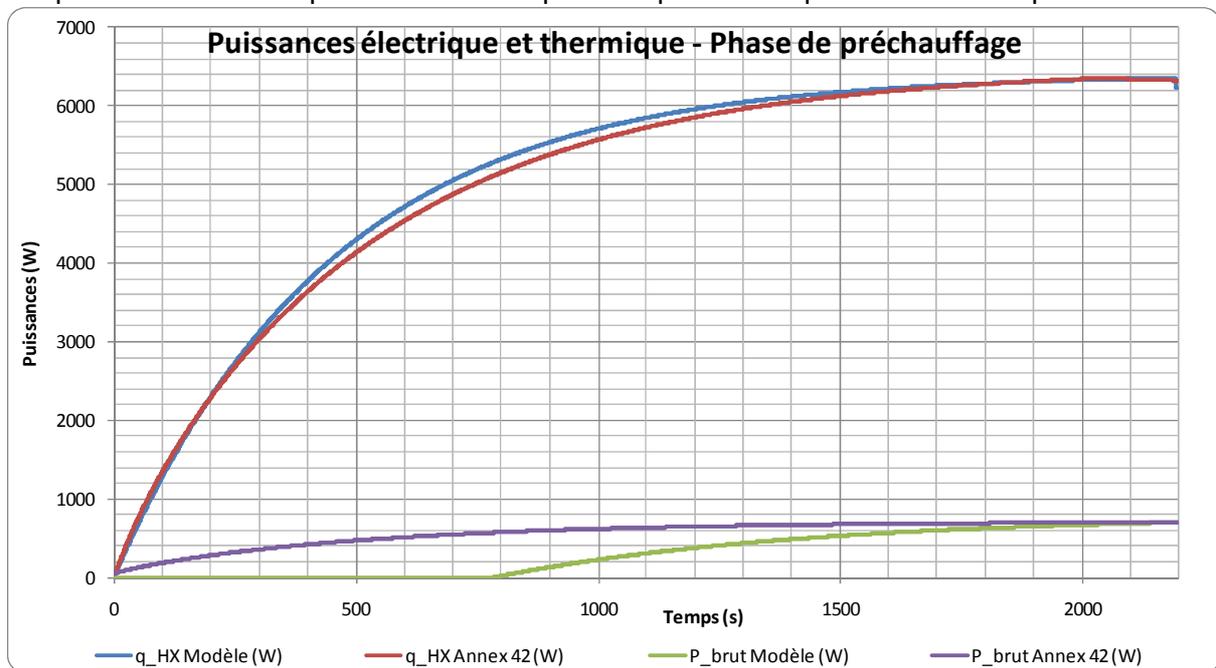


Figure IV.21 - Evolution comparative des puissances électrique et thermique entre les deux modèles en phase de préchauffage

En phase de refroidissement, illustrée par la Figure IV.22, on constate également un bon accord entre les deux modèles, avec un arrêt de la production thermique au bout d'un certain temps pour notre modèle, correspondant à l'arrêt du circulateur.

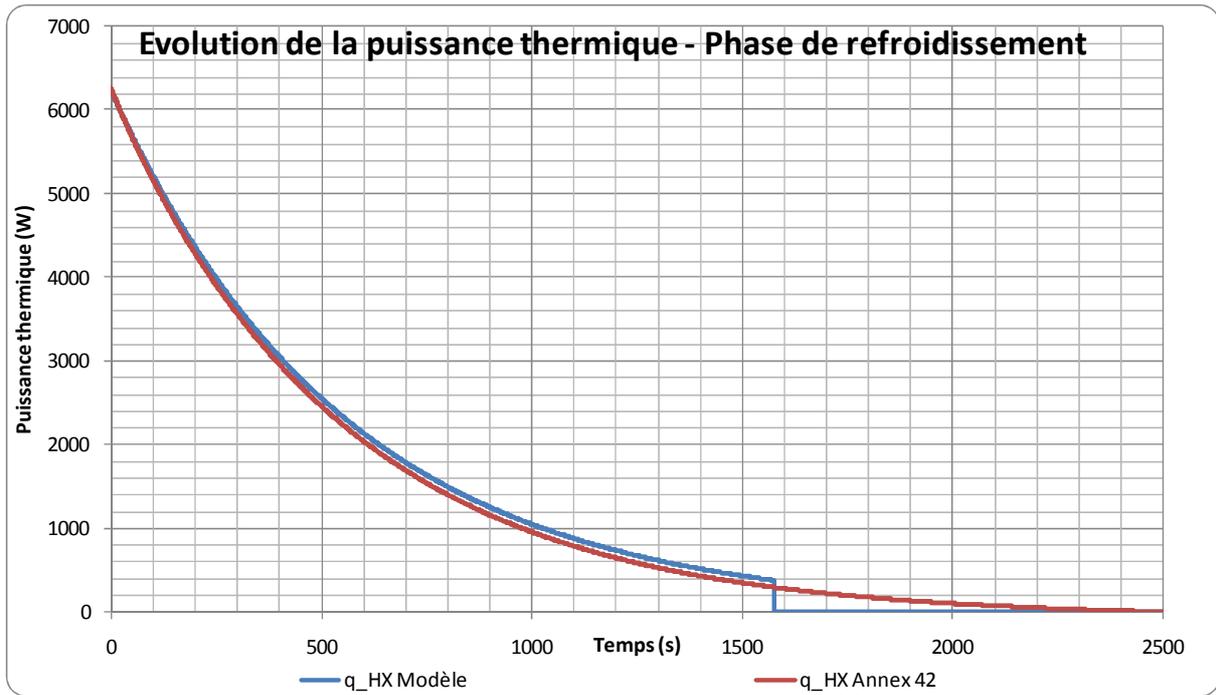


Figure IV.22 - Evolution comparative de la puissance thermique entre les deux modèles en phase de refroidissement

En conclusion, le test comparatif avec un modèle antérieur validé expérimentalement (Beausoleil-Morrison, 2008) montre une bonne validité de notre modèle.

2.2. VALIDATION DU MODELE PAR COMPARAISON AVEC L'EXPERIMENTAL

Le principe de la validation consiste à comparer les résultats expérimentaux et les résultats du modèle, d'une part sur le fonctionnement en régime permanent (2.2.1) et d'autre part sur un cycle de fonctionnement (2.2.2).

2.2.1. Fonctionnement en régime permanent

Pour obtenir les paramètres de fonctionnement en régime permanent, on impose le cycle de charge présenté dans le Tableau IV.20, qui présente une longue période de charge constante pour laisser le temps à toutes les caractéristiques de fonctionnement le temps de se stabiliser.

Durée [s]	Durée cumulée [s]	Charge (Q_{demand})
300	300	0
49700	50000	6000
5000	55000	0

Tableau IV.20 - Profil de charge pour simulation en régime permanent

On s'intéresse uniquement aux sorties du modèle en régime permanent : on relève les sorties à l'avant dernier pas de temps du régime permanent (à 49500 s).

Le cycle de charge est répété avec les paramètres d'entrée correspondant aux différents essais en régime permanent réalisés. La température de retour d'eau et le débit d'eau sont

pris égaux pour chaque simulation aux valeurs effectivement mesurées. Les sorties du modèle sont ensuite comparées avec les résultats expérimentaux. Ce paragraphe donne la synthèse de cette comparaison pour les paramètres essentiels du modèle.

Les Figure IV.23 et Figure IV.24 montrent une excellente adéquation entre les puissances thermique et combustibles obtenues avec le modèle et relevées expérimentalement, que ce soit avec une variation de la température de retour d'eau ou du débit d'eau.

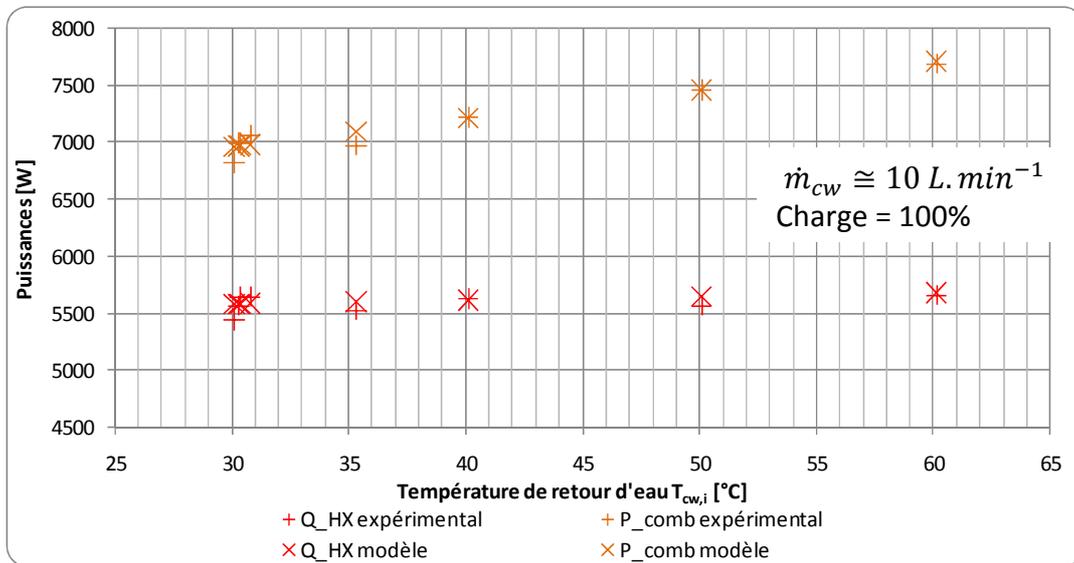


Figure IV.23 - Comparaison des puissances combustible et thermique entre modèle et expériences en fonction de la température de retour d'eau

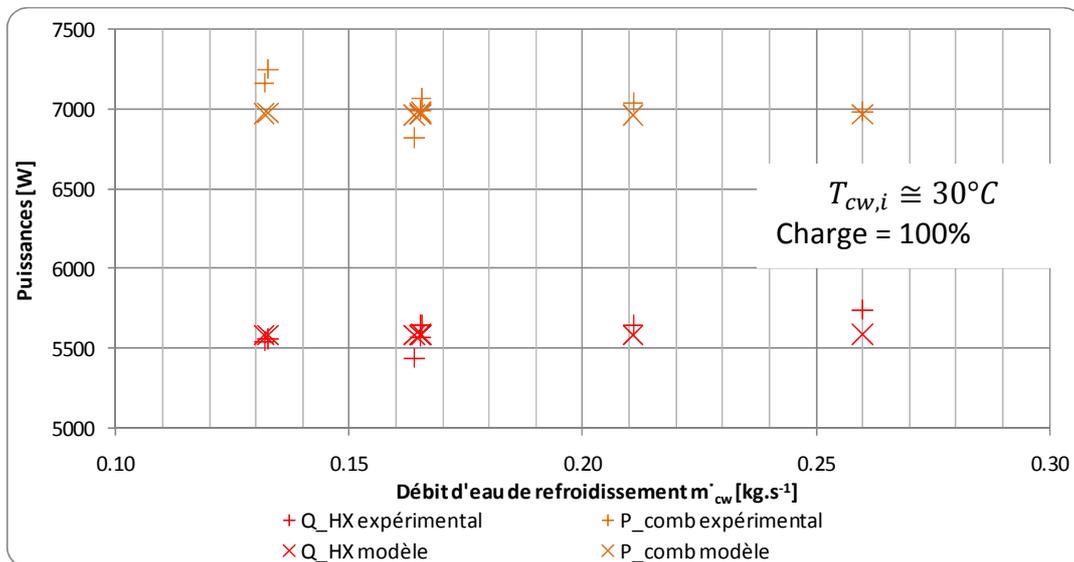


Figure IV.24- Comparaison des puissances combustible et thermique entre modèle et expériences en fonction du débit d'eau de refroidissement

Les Figure IV.25 et Figure IV.26 représentent les puissances électrique brute et nette calculées par le modèle et relevées expérimentalement. Le modèle offre une très bonne précision pour le calcul des puissances électriques nettes. En revanche, les puissances électriques brutes calculées sont systématiquement très inférieures aux puissances relevées. Cet écart s'explique par la différence de dénomination de puissance électrique brute. La puissance brute mesurée expérimentalement est le produit tension par intensité en sortie

de générateur Stirling, alors que la sortie puissance brute du modèle correspond à la puissance nette augmentée de la puissance mesurée correspondant à la consommation des auxiliaires. On ne cherche pas dans le modèle à retrouver la valeur mesurée de P_{brut} , et seule P_{net} est nécessaire au bilan d'exploitation de la machine. En d'autres termes, l'écart subsistant entre la puissance brute issue du modèle et le relevé expérimental est constitué de pertes électriques non directement expliquées, et comprend en particulier le facteur de puissance du moteur/générateur et d'autres consommations parasites.

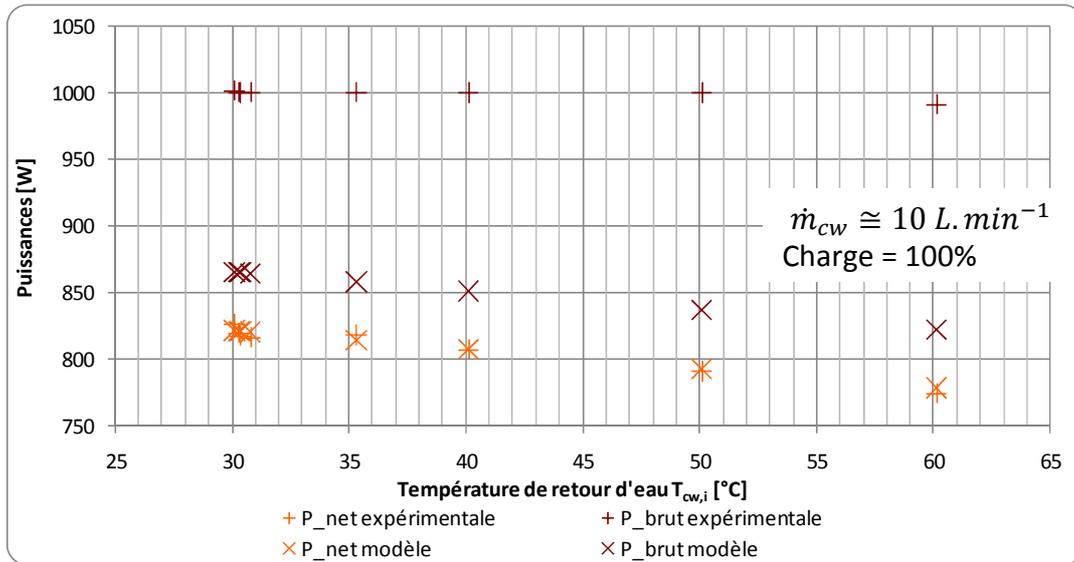


Figure IV.25- Comparaison des puissances électriques brute et nette entre modèle et expériences en fonction de la température de retour d'eau

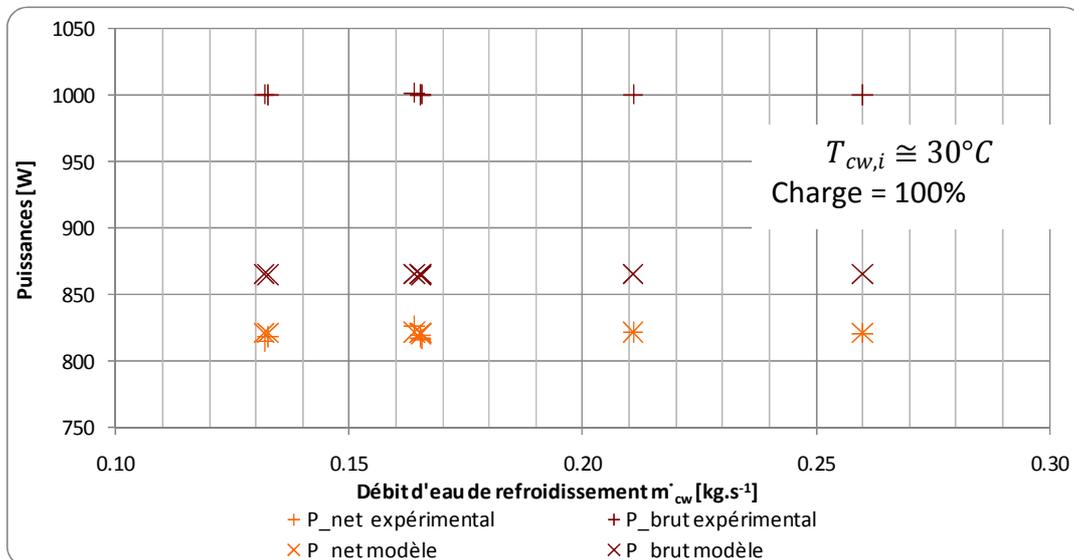


Figure IV.26 - Comparaison des puissances électriques brute et nette entre modèle et expériences en fonction du débit d'eau de refroidissement

Les Figure IV.27 et Figure IV.28 représentent les températures de sortie d'eau, de fumées et intérieure calculées par le modèle et relevées expérimentalement en fonction de la température de retour et du débit d'eau. Le modèle offre une très bonne représentation des températures de fumées, et de la température de sortie, en cohérence avec l'adéquation de la puissance thermique. Concernant la température intérieure, celle-ci est liée aux pertes et

à la puissance brute via l'équation de bilan du modèle. Ainsi, l'écart sur la puissance brute explique-t-il l'écart sur la température intérieure et sur Q_{pertes} , représenté sur les Figure IV.29 et Figure IV.30.

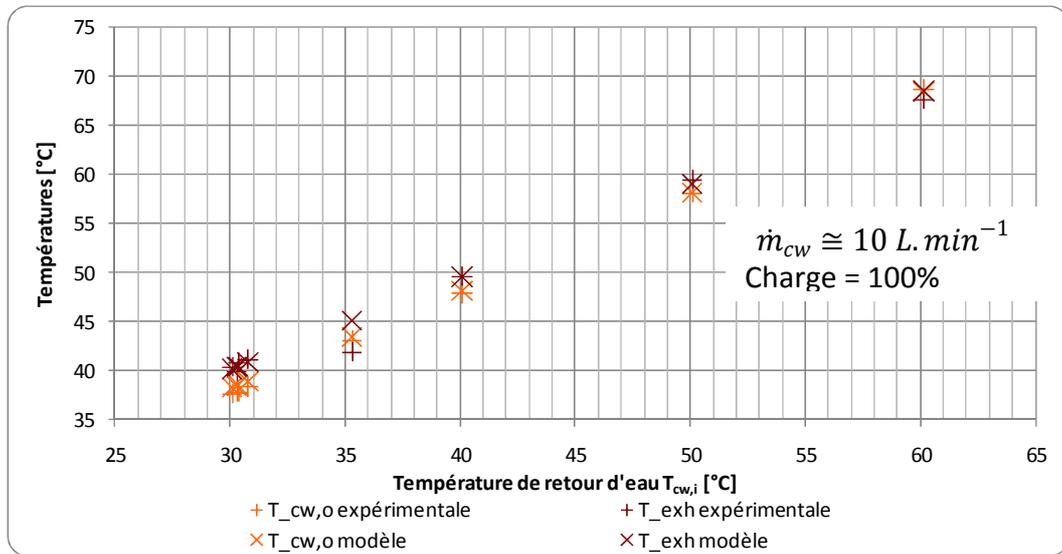


Figure IV.27 - Comparaison des températures de retour d'eau et de fumées entre modèle et expériences en fonction de la température de retour d'eau

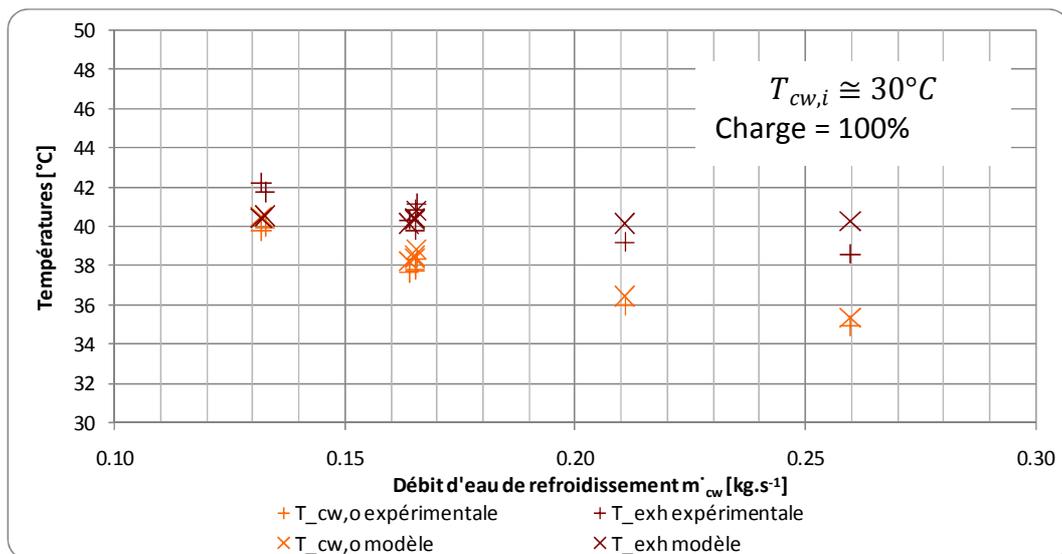


Figure IV.28 - Comparaison des températures de retour d'eau et de fumées entre modèle et expériences en fonction du débit d'eau de refroidissement

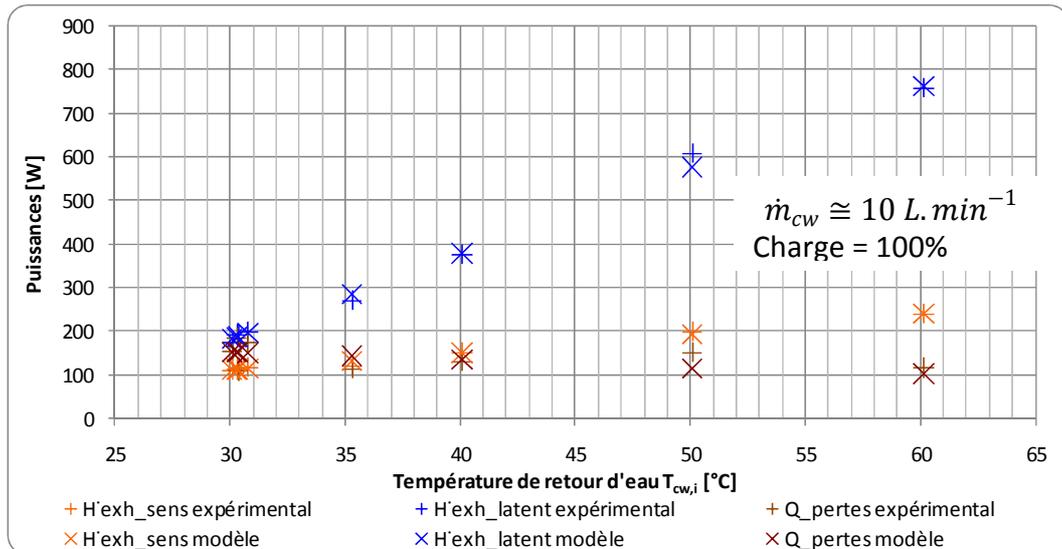


Figure IV.29 - Comparaison des pertes et des pertes par les fumées sensibles et latentes entre modèle et expériences en fonction de la température de retour d'eau

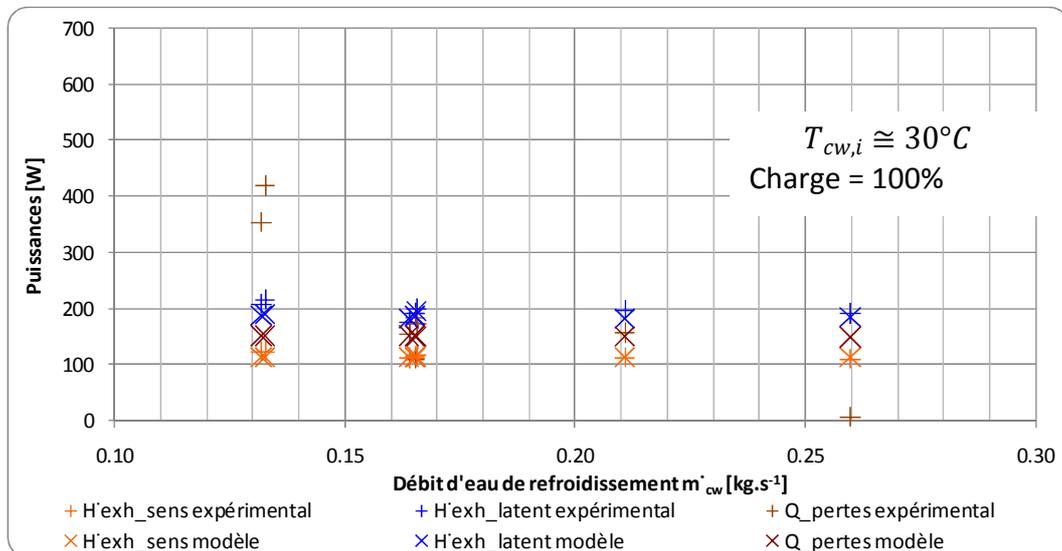


Figure IV.30 - Comparaison des pertes et des pertes par les fumées sensibles et latentes entre modèle et expériences en fonction du débit d'eau de refroidissement

2.2.2. Cycle de marche/arrêt

La deuxième étape de validation du modèle consiste à comparer les sorties du modèle avec les résultats expérimentaux sur un cycle de fonctionnement non utilisé pour l'identification des paramètres. Le cycle de charge imposé au modèle (Tableau IV.21) reprend les durées réelles de fonctionnement. Les paramètres de cet essai sont $T_{cwi} = 30^{\circ}\text{C}$ et $\dot{m}_{cw} = 0.165 \text{ L.s}^{-1}$.

Durée [s]	Durée cumulée [s]	Charge (Q_{demand})
119	119	0
15019	15138	6000
2862	18000	0

Tableau IV.21 - Cycle de charge dynamique

Les résultats sont présentés dans les figures suivantes, en puissance thermique et en puissance électrique, pour le cycle complet de démarrage/arrêt sur les Figure IV.31 et Figure IV.32 ; pour le préchauffage sur les Figure IV.33 et Figure IV.34 ; et pour le refroidissement sur les Figure IV.35 et Figure IV.36.

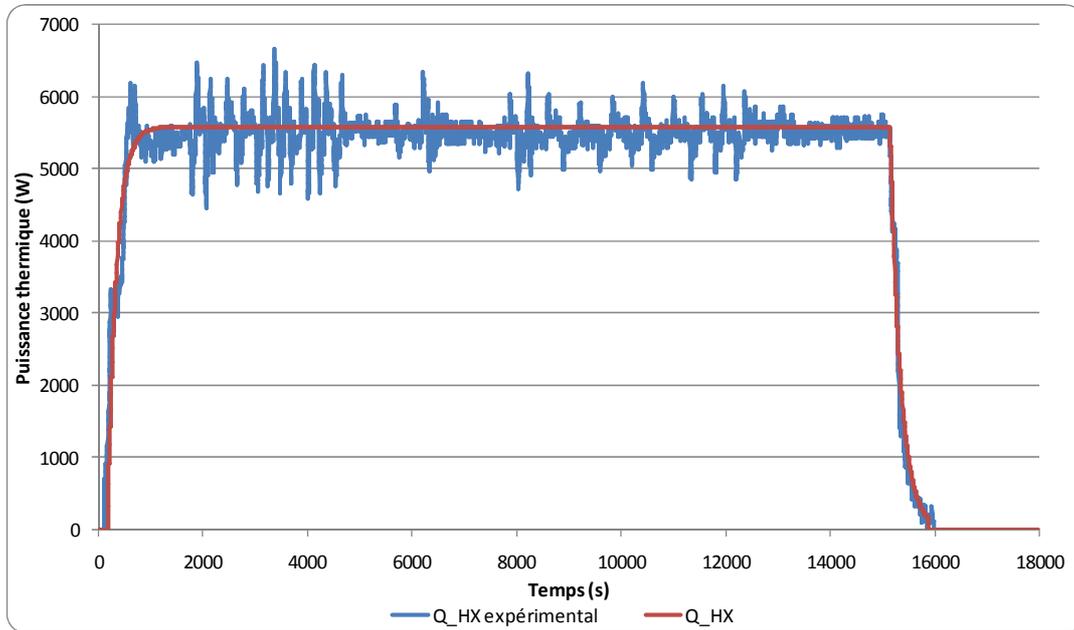


Figure IV.31 - Evolution de la puissance thermique mesurée et modélisée sur le cycle complet

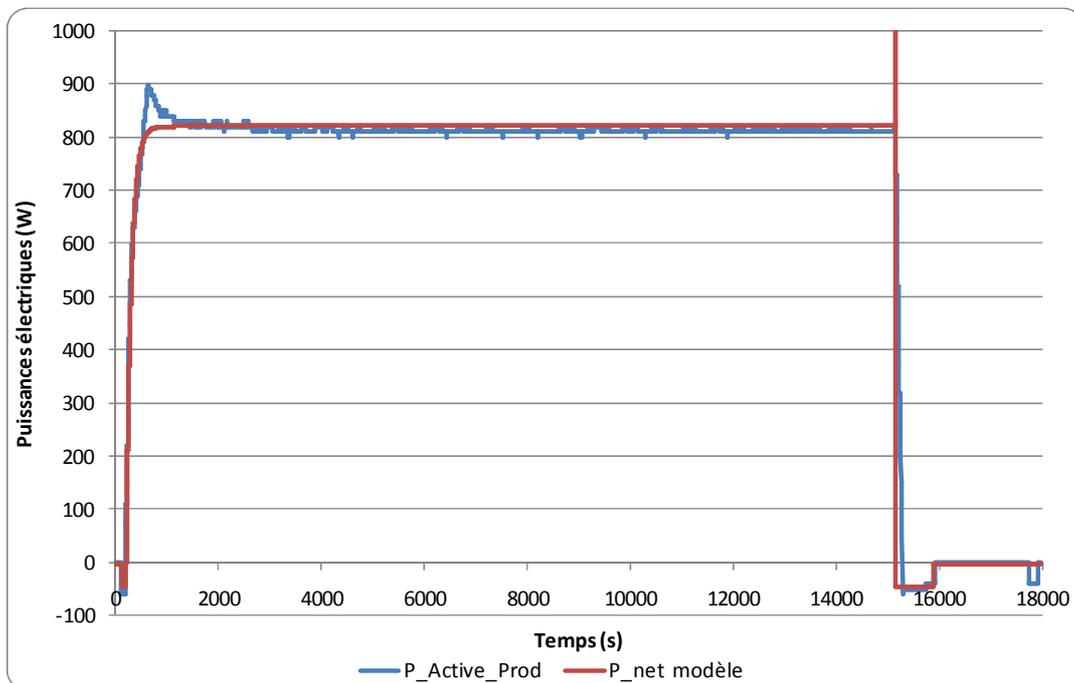


Figure IV.32 - Evolution de la puissance électrique mesurée et modélisée sur le cycle complet

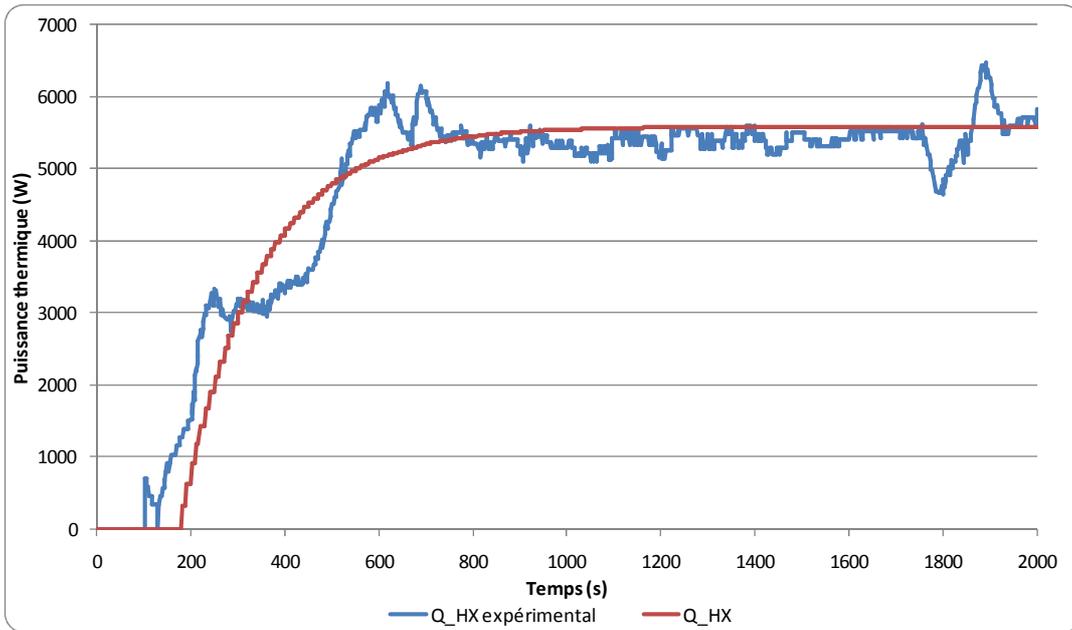


Figure IV.33- Evolution de la puissance thermique mesurée et modélisée en phase de préchauffage

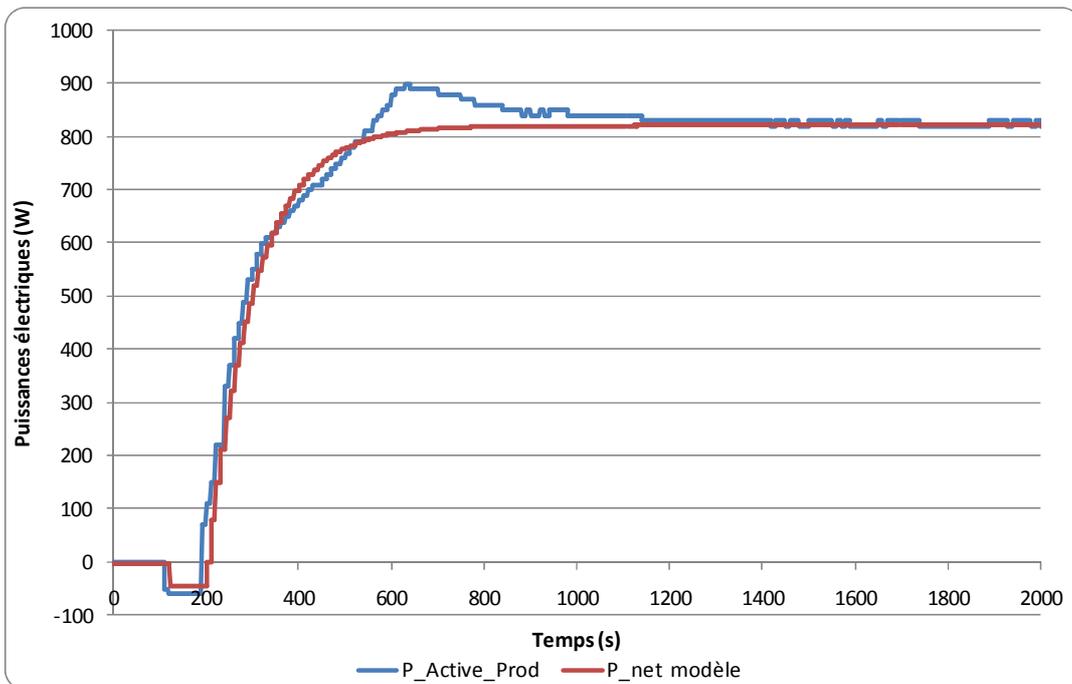


Figure IV.34- Evolution de la puissance électrique mesurée et modélisée en phase de préchauffage

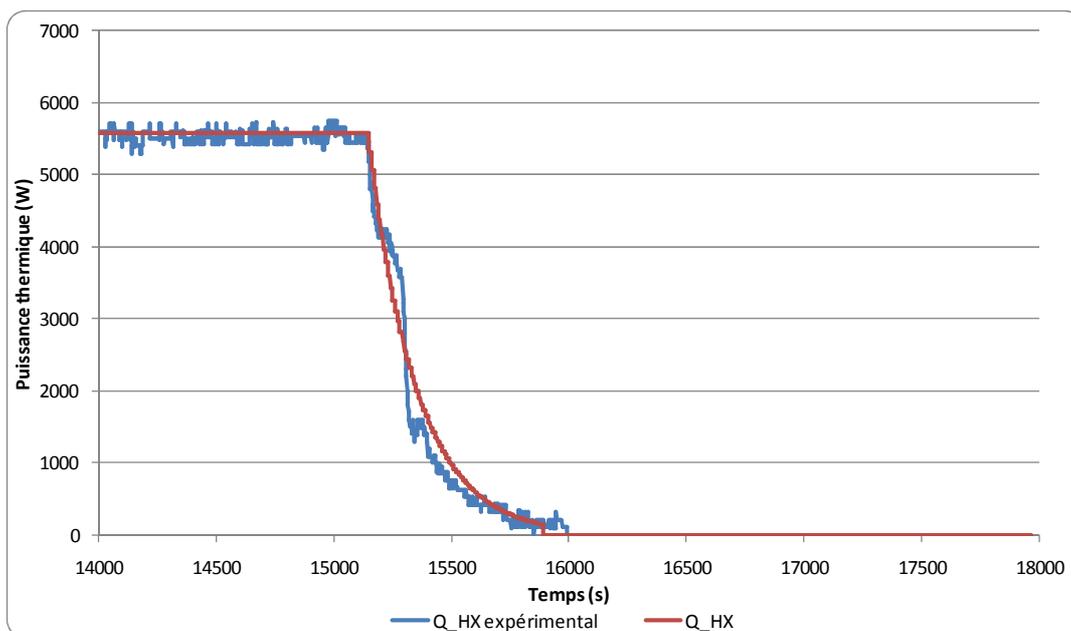


Figure IV.35- Evolution de la puissance thermique mesurée et modélisée en phase de refroidissement

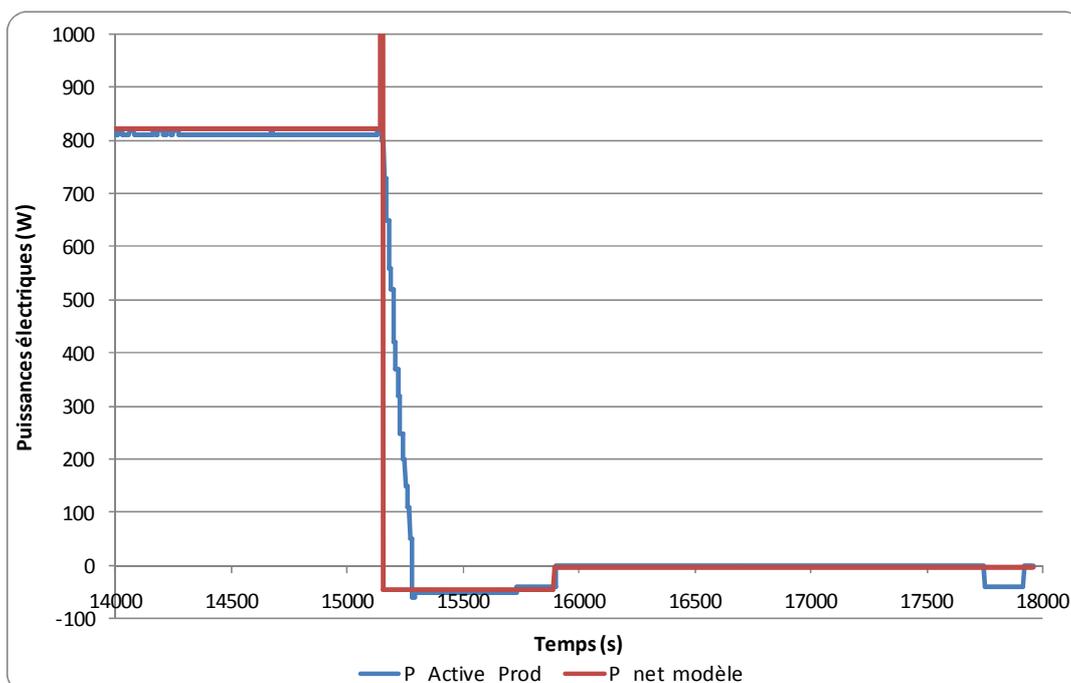


Figure IV.36- Evolution de la puissance électrique mesurée et modélisée en phase de refroidissement

On constate une très bonne adéquation entre modèle et expériences pour les phases de préchauffage, de fonctionnement normal et d'arrêt. En phase d'arrêt, le modèle se distingue par le surcroît de puissance cumulé sur le premier pas de temps, et qui recouvre la puissance produite durant toute la phase de refroidissement. Cette excoissance est particulièrement marquée ici, puisque le pas de temps utilisé est très faible (10 secondes). Avec un pas de temps compatible avec une simulation annuelle du bâtiment, de l'ordre de 5 minutes, l'évolution est beaucoup plus proche de la réalité. A noter que ceci ne change rien au bilan d'exploitation de la micro-cogénération, mais peut impacter l'utilisation de l'électricité produite.

2.3. VALIDITE DU MODELE EN CAS D'ADOPTION DE LA PROCEDURE SIMPLIFIEE D'IDENTIFICATION DES PARAMETRES

2.3.1. Cycle de fonctionnement

Les résultats du modèle caractérisé avec la procédure d'identification simplifiée sur un cycle de fonctionnement sont similaires aux résultats du modèle avec identification complète, puisque les constantes de temps et les logiques de fonctionnement ont été conservées entre les deux procédures d'identification. La différence principale repose sur les caractéristiques en régime permanent, qui sont identifiées différemment dans la procédure simplifiée. Les résultats en sont examinés dans le paragraphe suivant.

2.3.2. Caractéristiques en régime permanent

Les Figure IV.37 et Figure IV.38 montrent les puissances thermique et combustible obtenues expérimentalement et par le modèle paramétré par la procédure simplifiée. Une très bonne adéquation avec les résultats expérimentaux peut être notée, bien que l'influence du débit d'eau soit négligée et que celle de la température évaluée de manière simplifiée.

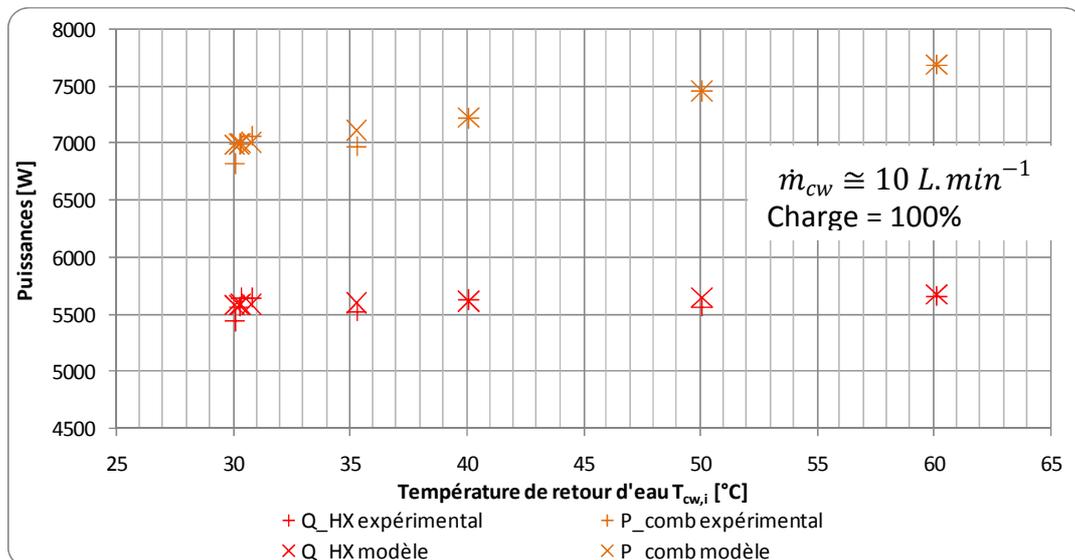


Figure IV.37 - Comparaison des puissances combustible et thermique entre modèle et expériences en fonction de la température de retour d'eau, avec la procédure d'identification simplifiée

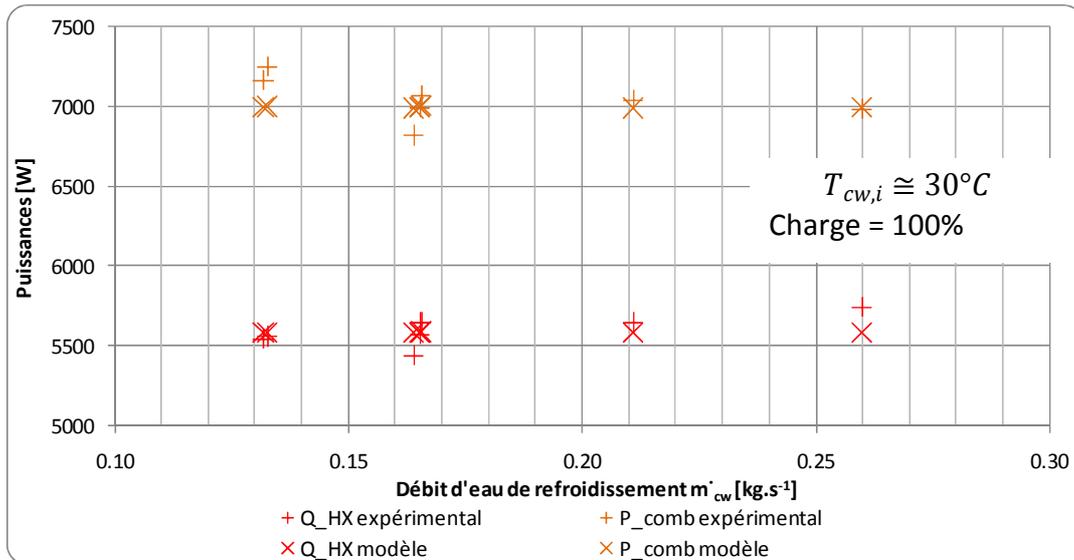


Figure IV.38- Comparaison des puissances combustible et thermique entre modèle et expériences en fonction du débit d'eau de refroidissement

Concernant les puissances électriques (Figure IV.39 et Figure IV.40), le modèle conduit à une très bonne évaluation de la puissance nette ; la modélisation de la puissance brute faisant l'objet de la même remarque que pour la validation du modèle complet.

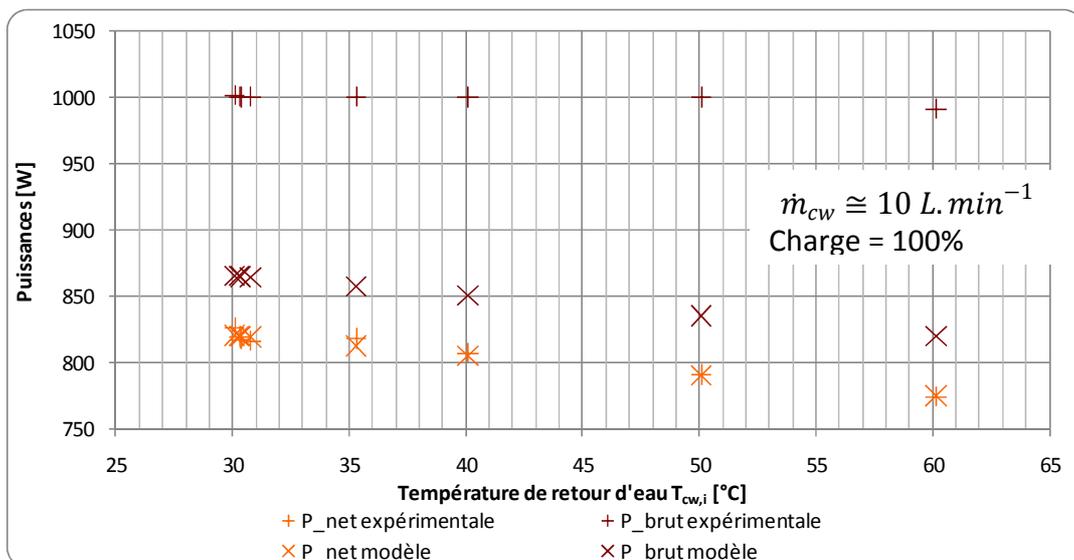


Figure IV.39- Comparaison des puissances électriques brute et nette entre modèle et expériences en fonction de la température de retour d'eau

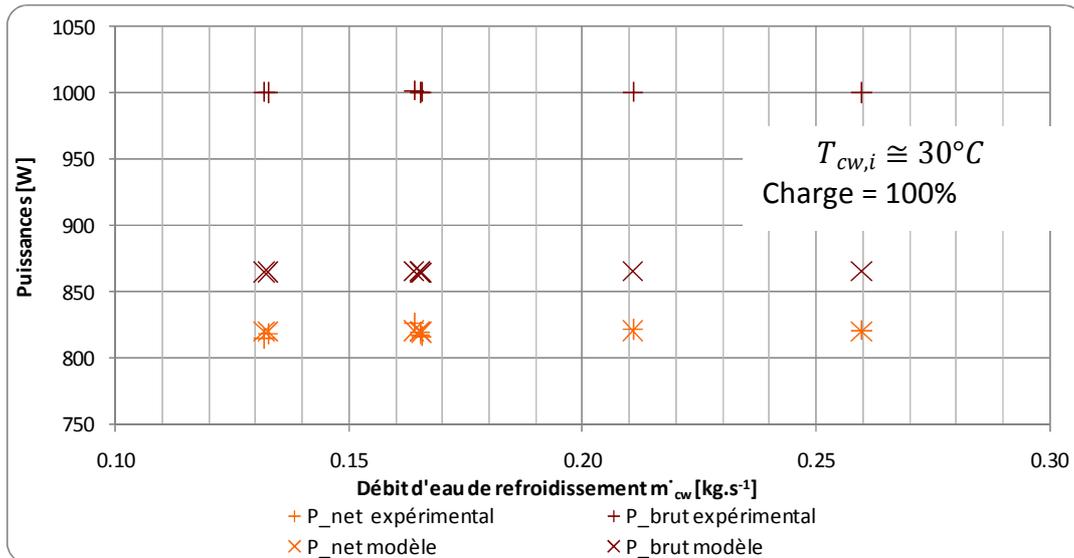


Figure IV.40- Comparaison des puissances électriques brute et nette entre modèle et expériences en fonction du débit d'eau de refroidissement

La modélisation de la température des fumées reste très bonne avec la loi simplifiée proposée pour la méthode d'identification réduite (Figure IV.41 et Figure IV. 42). La température de sortie est directement liée à la puissance thermique.

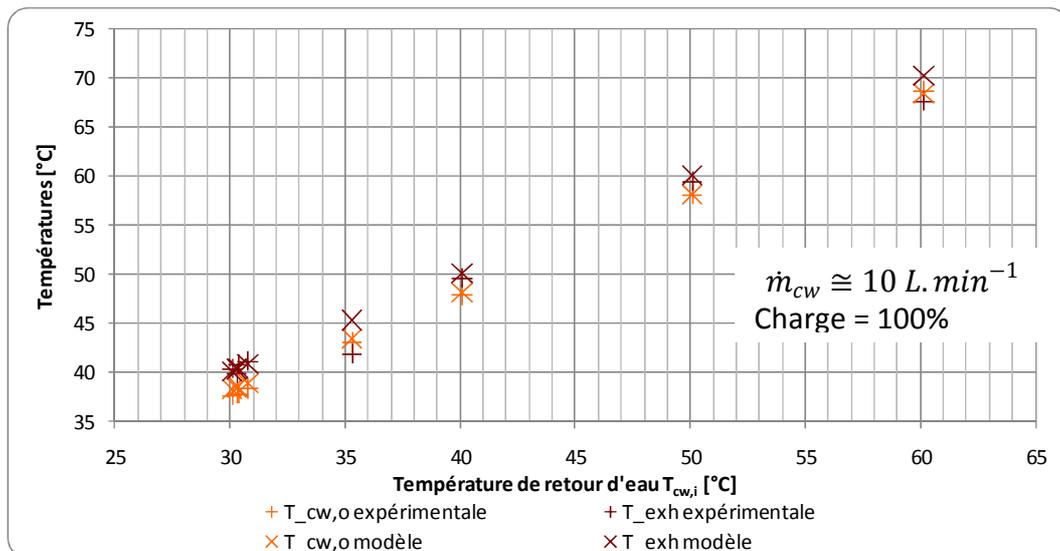


Figure IV.41- Comparaison des températures de retour d'eau et de fumées entre modèle et expériences en fonction de la température de retour d'eau

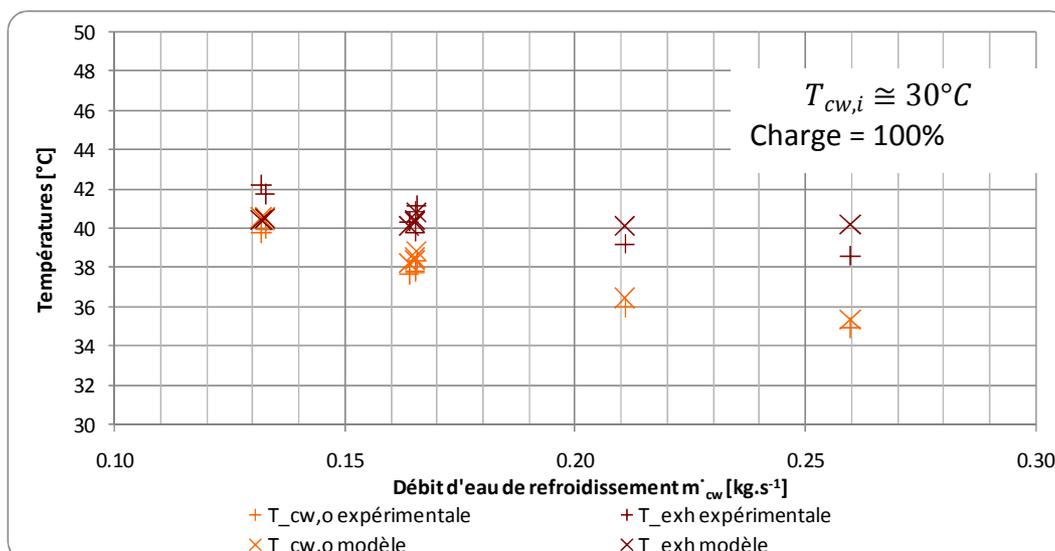


Figure IV.42 - Comparaison des températures de retour d'eau et de fumées entre modèle et expériences en fonction du débit d'eau de refroidissement

Enfin, le terme de pertes Q_{pertes} et les pertes latentes par les fumées \dot{H}_{exh}^{latent} sont agrégés en un seul terme dans la procédure d'identification simplifiée des paramètres, ce qui est également fait pour les valeurs expérimentales sur les Figure IV.43 et Figure IV.44. La modélisation des pertes reste correcte avec l'identification réduite des paramètres, surtout si l'on inclut les pertes électriques non prises en compte dans P_{brut} modélisé.

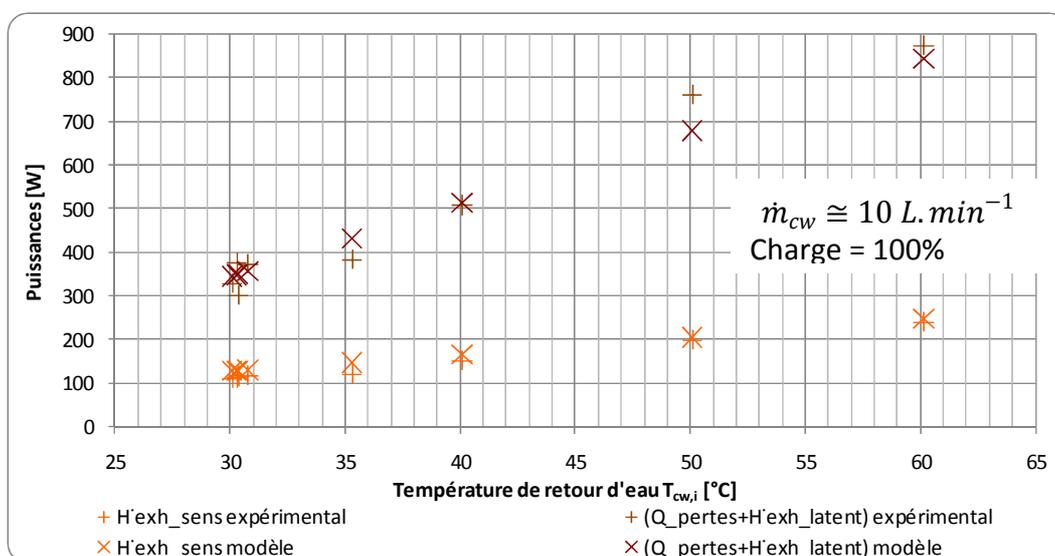


Figure IV.43 - Comparaison des pertes et des pertes par les fumées sensibles entre modèle et expériences en fonction de la température de retour d'eau

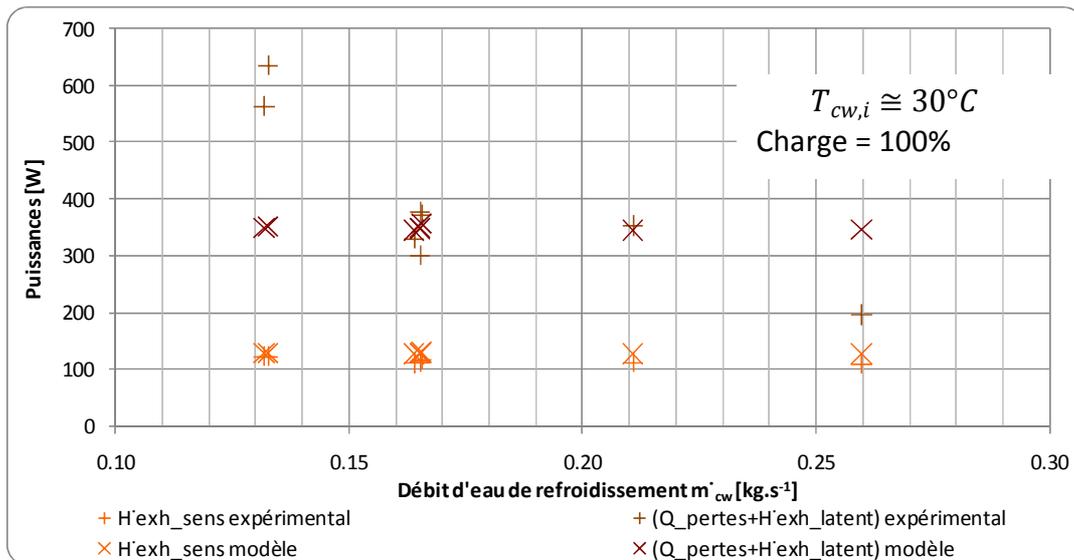


Figure IV.44 - Comparaison des pertes et pertes par les fumées sensibles entre modèle et expériences en fonction du débit d'eau de refroidissement

En conclusion, la méthodologie simplifiée d'identification des paramètres conduit à des résultats en bon accord avec les résultats expérimentaux, parfaitement acceptables pour la modélisation de systèmes de micro-cogénération couplés aux bâtiments. En regard de notre problématique, les puissances combustible, thermique et électriques modélisées reproduisent le comportement expérimental de la micro-cogénération étudiée.

Les différences entre procédure complète et procédure simplifiée d'identification des paramètres montrent que cette dernière peut largement être utilisée en première approche, pour étudier l'influence de changement de paramètres ou de logiques de régulation, ou encore pour paramétrer le modèle sur une micro-cogénération de caractéristiques proches, par exemple un moteur Stirling. Pour d'autres technologies, il est plus prudent de réaliser des essais de validation pour vérifier la validité de chacune des procédures.

3. CONCLUSION

Ce chapitre a présenté les résultats de l'étude expérimentale d'un micro-cogénérateur à moteur Stirling à gaz naturel réalisée à l'INSA de Strasbourg et la caractérisation du modèle de micro-cogénérateur présenté au chapitre II à partir de cette campagne expérimentale. Il a montré comment la conception et la mise de œuvre du banc d'essais répondait aux objectifs fixés, par rapport aux campagnes expérimentales identifiées dans la revue de littérature présentée.

Ce chapitre a également proposé une méthodologie simplifiée d'identification des paramètres à partir d'un nombre réduit de paramètres, facilement accessibles à l'expérimentation ou découlant des données constructeur dans la mesure du possible.

Un protocole expérimental ainsi qu'une méthodologie d'identification des paramètres du modèle sont détaillés pour permettre la reproduction à d'autres technologies de micro-cogénération. La caractérisation des paramètres du modèle à partir des essais expérimentaux est détaillée ; elle permet de déterminer la valeur de chacun des paramètres du modèle par l'expérimentation. L'objectif de calibrage direct du modèle, sans recours à l'évaluation de paramètres par minimisation, est donc rempli. En revanche, l'objectif de

réduction du nombre de paramètres et d'accessibilité de ces paramètres n'est pas atteint sur le modèle complet.

C'est pourquoi nous proposons dans ce chapitre, en complément de la procédure complète d'identification des paramètres, une procédure simplifiée qui conduit à un modèle traduisant le comportement réel de la micro-cogénération avec une résolution moindre. En fonction du degré de détail recherché, la caractérisation du modèle peut alors s'avérer très directe, à partir de données détaillées du constructeur et de la notice de la micro-cogénération, ou d'essais réalisés in-situ par des moyens d'instrumentation non invasive.

Cette méthode simplifiée, appliquée à la micro-cogénération testée expérimentalement, montre que le modèle est paramétrable à partir de peu de paramètres, hormis les logiques de fonctionnement qui restent nécessaires.

	$T_{cw,i}$	°C	30.4	35.3	40.1	50.1	60.2	30.4	30.5	30.1	30.2
	\dot{m}_{cw}	L.s ⁻¹	0.165	0.166	0.167	0.169	0.166	0.165	0.133	0.211	0.260
Méthode complète	P_{net}	W	0.1%	-0.5%	-0.1%	0.3%	0.5%	0.1%	0.5%	0.0%	0.0%
	Q_{HX}	W	0.2%	1.4%	-0.2%	1.8%	0.2%	0.2%	-0.7%	0.7%	0.8%
	P_{comb}	W	0.0%	1.7%	-0.1%	0.0%	0.2%	0.0%	-3.3%	-1.1%	-0.3%
Méthode simplifiée	P_{net}	W	0.0%	-0.7%	-0.3%	-0.1%	0.0%	0.0%	0.4%	-0.2%	-0.1%
	Q_{HX}	W	-0.1%	1.1%	-0.4%	1.5%	0.0%	-0.1%	-1.0%	0.4%	0.5%
	P_{comb}	W	0.4%	2.0%	0.1%	0.0%	0.0%	0.4%	-2.9%	-0.8%	0.1%

Tableau IV. 22 - Ecart relatifs moyens entre expérimentation et modèle paramétré selon la méthode complète ou simplifiée

Enfin, ce chapitre discute de la validation du modèle, par comparaison avec les modèles existants et par comparaison avec les données expérimentales. Les deux validations concluent à une très bonne représentativité du comportement de la micro-cogénération par le modèle, comme l'illustre le Tableau IV. 22. En particulier, les deux méthodes de caractérisation des paramètres, complète et simplifiée, sont validées par comparaison avec l'expérimental. Il résulte de cette validation que les deux méthodologies conduisent à une bonne évaluation des performances de la micro-cogénération en regard de notre problématique de couplage avec une simulation dynamique du bâtiment ; la méthodologie complète étant la plus fidèle au comportement réel du micro-cogénérateur. La méthodologie simplifiée peut avantageusement être préférée à la méthode détaillée si les données sont disponibles facilement ou si l'on souhaite éviter une caractérisation expérimentale complète, tout en gardant à l'esprit que l'ensemble des comportements ne sont pas alors restitués, comme la dépendance du fonctionnement au débit d'eau.

4. BIBLIOGRAPHIE

ADFWeb.Sans date. *User manual. M-Bus from/to Modbus on RS232/RS485*. Téléchargé le 2 novembre 2010 depuis http://www.adfweb.com/download/filefold/MBus_Modbus_RTU_232_MN67029M232_ENG.pdf

AFNOR. 2007. *NF EN 1434-1. Compteurs d'énergie thermique - Partie 1 : prescriptions générales*. Paris : AFNOR.

AFNOR. 2006. *NF EN 13203-2. Appareils domestiques produisant de l'eau chaude sanitaire utilisant les combustibles gazeux : Appareils de débit calorifique inférieur ou égal à 70 kW et de capacité de stockage inférieure ou égale à 300 litres. Partie 2 : Évaluation de la consommation énergétique*. Paris : AFNOR.

AOIP. 2008. *Transmetteur numérique T2RN. Notice d'installation*. Evry, France : AOIP.

AOIP. 2004. *Calibrateurs-mesureurs CMU EX. Fiche technique*. Ris Orangis, France. Téléchargée le 4 mai 2011 depuis : <ftp://aoip.ecritel.net/wsaqip/docfr/cmuex.pdf>

Beausoleil-Morrison, I., ed. 2008. *An experimental and simulation-based investigation of the performance of small-scale fuel cell and combustion-based cogeneration devices serving residential buildings*. Final Report of IEA/ECBCS Annex 42. Ottawa: Natural Resources Canada.

Beausoleil-Morrison, I., ed. 2007. *Experimental Investigation of Residential Cogeneration Devices and Calibration of Annex 42 Models*. A Report Annex 42 of the International Energy Agency, Energy Conservation in Buildings and Community Systems Programme.

Carbon Trust. 2005. *The Carbon Trust's small-scale CHP field trial update*. Londres : Carbon Trust.

Cernuschi, S., Consonni, S., Lonati, G., Giugliano, M., & Ozgen, S. 2007. *Atmospheric emissions from gas fired home heating appliances*. 14th IUAPPA World Conference, Brisbane (Australia).

Greenhouse Gas Technology Center. 2005a. *Generic Verification Protocol – Distributed Generation and Combined Heat and Power Field Testing Protocol*. Greenhouse Gas Technology Center, Southern Research Institute, Research Triangle Park, NC.

Greenhouse Gas Technology Center. 2005b. *Environmental technology verification report: Aisin Seiki 6.0kW natural gas-fired engine cogeneration unit*. Greenhouse Gas Technology Center, Southern Research Institute, Research Triangle Park, NC.

Itron. 2009. Gallus. *Compteur résidentiel de gaz à membrane. Fiche technique*. Reims: Itron. Disponible en ligne sur : www.itron.com

Lemort, V. & Bertagnolio, S. 2010. *A generalized simulation model of chiller and heat pumps to be calibrated on published manufacturer's data*. Communication presented at the International symposium in refrigeration technology, Zhuhai, China.

Roselli, C., Sasso, M., Sibilio, S., & Tzscheutschler, P. 2011. Experimental analysis of microcogenerators based on different prime movers. *Energy and Buildings*, 43, p. 796-804.

Siemens. 2005. *Valise de mise en service et d'exploitation locale OCI700.1*. Notice technique. Téléchargée le 7 mai 2011 depuis <https://www.swe.siemens.com/france/web/fr/sbt/support/documentations/Documents/OCI700.pdf>

Socomec. Sans date. *Diris A20 : Notice d'utilisation*. Benfeld, France : Socomec.

Sontex. 2010. *Supercal531 : Manual integrator*. Sonceboz, Suisse : Sontex SA.

Thiers, S. 2008. *Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive*. Thèse de Doctorat. Paris : Ecole des Mines de Paris.

Thiers, S., Aoun, B., & Peuportier, B. 2008. *Système de micro-cogénération et de ventilation adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques « Micro 15 kWh »*. Paris: Ecoles des Mines de Paris, Centre Energétique et Procédés.

Trend. 2003. Fiche technique du contrôleur IQ3xcite. Horsham, United Kingdom : Trend control systems Ltd. Téléchargée le 11 janvier 2011 depuis <https://pnet.trend-controls.com/trendproducts/cd/fr/pdf/fr-ta200505-fr0yr0107.pdf>

Chapitre V

Optimisations multicritères de systèmes de micro-cogénération

1. Développement de la plate forme de modélisation et d'optimisation de systèmes de micro-cogénération couplés aux bâtiments	185
1.1. Systèmes de micro-cogénération	185
1.2. Philosophie de développement de la plate-forme.....	186
1.2.1. Choix du solveur pour les simulations	187
1.2.2. Logique de blocs	187
1.2.3. Couplage avec l'optimisation	189
1.2.4. GenOpt	190
1.2.5. TrnOpt	191
1.3. Modélisation de la production	191
1.3.1. Modèles de micro-cogénérateur	191
1.3.2. Modèle de chaudière	191
1.4. Modélisation de la distribution	194
1.5. Modélisation des consommations	194
1.5.1. Pas de temps des données de besoins.....	194
1.5.2. Besoins de chauffage.....	195
1.5.3. Modélisation des besoins en eau chaude sanitaire (ECS).....	198
1.5.4. Besoins électriques.....	200
1.5.5. Synthèse de la modélisation des consommations	203
2. Resultats de simulations et d'optimisations	204
2.1. Système modélisé.....	204
2.1.1. Configuration de la production	204
2.1.2. Modélisation des composants	205
2.1.3. Régulation du système	206
2.2. Les systèmes de micro-cogénération sont-ils adaptés aux bâtiments basse énergie ?	207
2.2.1. Analyse économique en coût global	207
2.2.2. Analyse énergétique en énergie primaire.....	208
2.2.3. Analyse environnementale en émissions CO ₂	208
2.2.4. Equations.....	209
2.2.5. Résultats et analyse.....	210
2.3. Optimisation de systèmes de micro-cogénération	212
2.3.1. Définition d'une fonction d'optimisation.....	212
2.3.2. Résultats d'optimisation	213
2.3.3. Discussion et conclusions	216
3. Bibliographie	217

La problématique de ce travail vise à proposer des méthodologies et des outils en vue d'établir les bilans d'exploitation annuels de systèmes multi-énergies, en particulier les micro-cogénérations, et d'en permettre une optimisation systémique des paramètres de dimensionnement et de conduite. Dans ce but, il est indispensable de disposer de moyens de simulation de tels systèmes. La simulation numérique permet à la fois de prédire le comportement d'un système rapidement et en évitant le recours coûteux et chronophage à l'expérimentation de chaque système dans chaque situation, et de prévoir l'effet de modifications structurelles du système ou d'optimisations de celui-ci.

La méthodologie de simulation adoptée dans cette thèse repose sur le développement d'une plate-forme de simulation des systèmes de production multi-énergies adaptée aux systèmes de micro-cogénération. Cette plate-forme, couplée à la simulation dynamique de bâtiments, peut être chaînée avec un algorithme d'optimisation. Elle adopte une logique en blocs : chaque composant élémentaire est modélisé séparément, et leur imbrication est réalisée au sein de la plate-forme.

Le chapitre II a rappelé les différents blocs élémentaires constitutifs d'un système de micro-cogénération : micro-cogénérateur et ballon de stockage, et présenté une revue de la littérature des modèles associés disponibles. Il a en particulier mis en évidence la nécessité de proposer un nouveau modèle de micro-cogénérateur plus directement paramétrable par l'expérience et présentant si possible un nombre de paramètres restreint, ceux-ci étant facilement accessibles, voire communicables par le constructeur. Un modèle répondant à ces objectifs a été défini, puis paramétré et validé dans le chapitre III.

Ce dernier chapitre s'intéresse à l'architecture de la plate-forme et détaille les autres éléments imbriqués, ainsi que la méthodologie suivie pour les obtenir. La plate-forme est ensuite utilisée pour simuler des systèmes de micro-cogénération couplés à des bâtiments. Enfin, elle est chaînée à un algorithme d'optimisation pour déterminer les paramètres de dimensionnement et de conduite optimum de systèmes de micro-cogénération couplés aux bâtiments.

La première partie de ce chapitre détaille le développement et la mise en place de la plate-forme de simulation et d'optimisation de systèmes de micro-cogénération en regard de ses objectifs. Elle discute également les hypothèses de modélisation pour les éléments constitutifs du système de micro-cogénération.

La seconde partie présente des résultats de simulation et d'optimisation obtenus avec la plate-forme développée et le modèle développé dans le chapitre II et caractérisé et validé au chapitre III, dans l'objectif de tester le fonctionnement et les capacités de la plate-forme.

1. DEVELOPPEMENT DE LA PLATE FORME DE MODELISATION ET D'OPTIMISATION DE SYSTEMES DE MICRO-COGENERATION COUPLES AUX BATIMENTS

1.1. SYSTEMES DE MICRO-COGENERATION

Les systèmes de micro-cogénération ont été décrits au chapitre I. Ils peuvent ou non inclure une ou plusieurs capacités de stockage thermique. Le schéma de la Figure V.1 représente de façon la plus générique possible un système de micro-cogénération couplé à un bâtiment. Ce dernier est consommateur à la fois de chauffage, d'eau chaude sanitaire (ECS), et d'électricité.

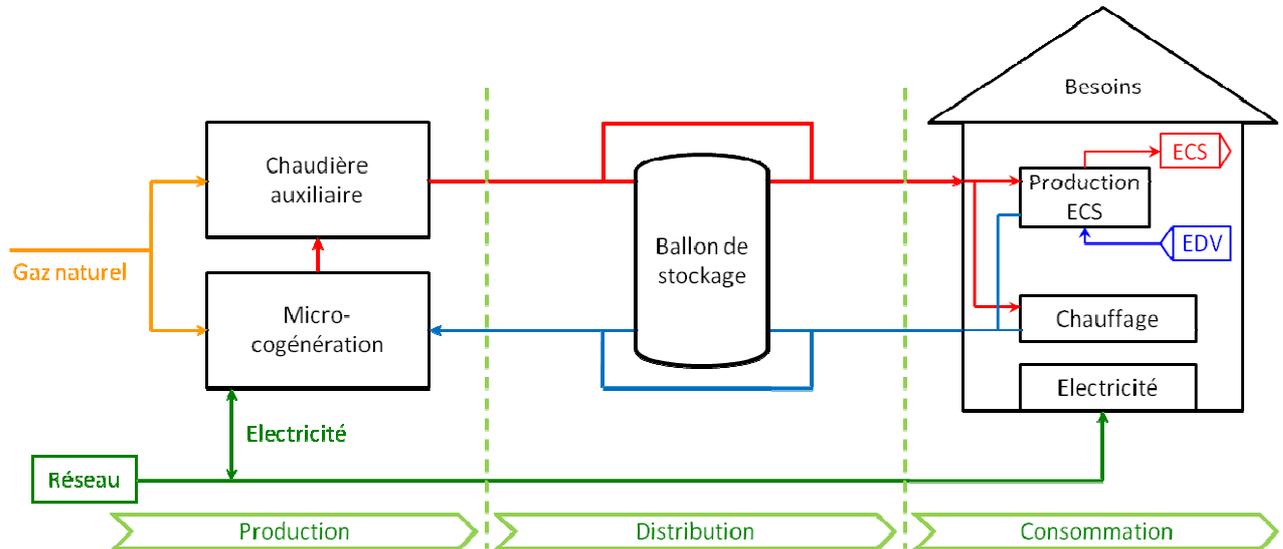


Figure V.1 - Représentation schématique d'un système de micro-cogénération

L'électricité est fournie par le micro-cogénérateur lorsqu'il est en fonctionnement. Si les besoins du bâtiment sont supérieurs à la production, alors le réseau électrique fournit le complément de puissance appelée. Si au contraire la totalité de l'électricité produite n'est pas consommée, le surplus est réinjecté vers le réseau. En période de non-fonctionnement, c'est classiquement le réseau qui alimente le bâtiment.

La micro-cogénération rejette la chaleur produite sur un réseau d'eau. Le complément de fourniture d'énergie thermique est assuré sur ce même réseau par une chaudière auxiliaire, qui peut être en série de la micro-cogénération, comme sur le schéma, ou en parallèle.

La distribution peut être directe vers les émetteurs de chauffage et la production d'ECS ou via un ballon de stockage thermique, ou encore dans une solution mixte permettant de bypasser le ballon.

Les consommations de chauffage peuvent être directes par radiateurs ou planchers chauffants, ou indirectes par vecteur air avec des ventilo-convecteurs par exemple. La production d'ECS peut être assurée en instantané par un échangeur à plaques, en accumulé dans un ballon sanitaire, en semi-accumulé ou en en semi-instantané en fonction du dimensionnement (AICVF, 1991).

Face à la diversité de systèmes de micro-cogénération possibles et à la diversité de bâtiments pouvant les accueillir, certaines caractéristiques de la plate-forme de simulation et d'optimisation, discutées au chapitre I, sont évidentes : adaptabilité et modularité. La logique de simulation par blocs nous semble répondre à cette problématique ; elle est présentée au paragraphe suivant.

1.2. PHILOSOPHIE DE DEVELOPPEMENT DE LA PLATE-FORME

1.2.1. Choix du solveur pour les simulations

L'environnement de simulation et d'optimisation utilisé pour la plate-forme doit répondre à un certain nombre de critères, fonction notamment de la destination des travaux réalisés.

- Le *couplage* entre les différents éléments, et particulièrement entre les systèmes et le bâtiment doit pouvoir être effectué facilement, de telle manière à faciliter au maximum la *modularité* et l'*adaptabilité* du système conçu.
- Dans une perspective d'utilisation par des professionnels, et en particulier par des bureaux d'étude, la création d'une « bibliothèque de modèles » est envisagée. L'accès aux différents éléments de cette bibliothèque, et leur utilisation couplée dans une simulation doit se faire facilement. Cela impose une *explication détaillée* des modèles employés, ainsi qu'un *paramétrage simple* des entrées et des sorties.
- La programmation de *nouveaux modèles* et leur intégration dans l'environnement de simulation doit être possible.
- La *rapidité de calcul* de la simulation doit être importante pour maintenir le temps de calcul dans des limites acceptables, tant pour le déroulement du travail que pour son réinvestissement dans un cadre professionnel.
- L'outil doit être *disponible*, utilisé et maîtrisé par les professionnels.
- Le lien *vers d'autres logiciels* gratuits ou commerciaux courants doit être aisé. On pense notamment aux tableurs pour la lecture de fichiers externes.
- L'utilisation et la compréhension du logiciel doit être suffisamment simple pour permettre à d'autres utilisateurs de créer leur propre contenu et de continuer à alimenter la bibliothèque.
- En termes de précision des calculs, le logiciel doit répondre aussi bien aux besoins des professionnels, bureaux d'études notamment, que de la recherche. Le *pas de temps* doit donc être modifiable pour répondre à ce double impératif. Un équilibre doit aussi être trouvé entre précision des modèles et nombre de paramètres à renseigner pour obtenir une modélisation cohérente.
- Enfin, le solveur doit proposer une méthodologie d'optimisation faisant appel à des algorithmes éprouvés.

Au regard de ces différents critères, il est apparu que le solveur TRNSYS est le plus approprié à la réalisation de la plate-forme de simulation et d'optimisation.

1.2.2. Logique de blocs

Le système de micro-cogénération modélisé dans la plate-forme est constitué d'éléments ou blocs, étant chacun un modèle ou les résultats d'un modèle, présentant des paramètres, des entrées et des sorties, et reliés entre eux de façon logique pour reconstituer et modéliser le système complet.

Cette logique par composants élémentaires imbriqués offre de multiples possibilités de modification du système : sans modifier la structure interne des composants, il est possible d'ajouter, d'enlever, et de recombinaison les blocs élémentaires pour modéliser tout autre système de micro-cogénération.

La plate-forme de modélisation de système de micro-cogénération est ainsi constituée de trois niveaux de résolution imbriqués :

- le niveau du composant, ou du modèle élémentaire, composé d'un jeu d'entrées, de sorties et de paramètres reliés entre eux par des équations ;
- le système, agencement des composants et les liens entre eux pour modéliser le système complet couplé à un bâtiment ;
- le contexte dans lequel le système s'inscrit, constitué de contraintes d'environnement du système, et que nous avons appelé conditions aux limites.

Le premier niveau, celui du composant, est celui qui a été décrit dans le chapitre II concernant les modèles de micro-cogénérateur et de ballon de stockage thermique.

L'architecture du système de la plate-forme, c'est-à-dire du second niveau, suit celle de l'installation de micro-cogénération modélisée, présentée sur la Figure V.1. Chacune des parties structurelles, production, distribution et consommation, est modélisée par un ou plusieurs composants, caractérisés par leurs entrées, sorties et paramètres. La Figure V.2 présente l'architecture de la plate-forme et les composants élémentaires constitutifs des trois ensembles de production, distribution et consommation. Les paramètres clés du dimensionnement et de la conduite du système de micro-cogénération y sont identifiés.

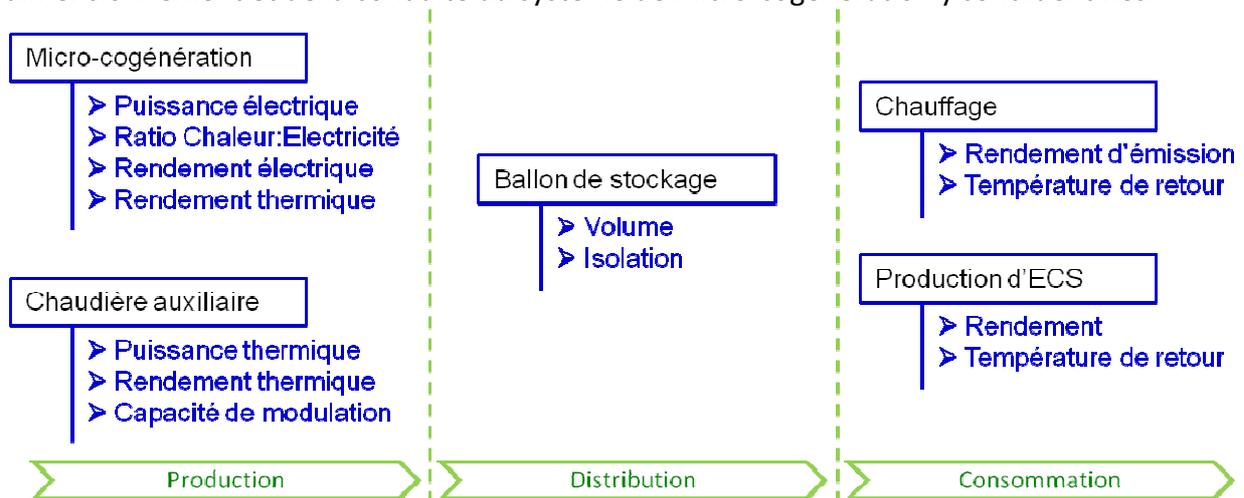


Figure V.2 - Variables du système de micro-cogénération modélisées dans la plate-forme

Enfin, le troisième niveau de la plate-forme, c'est-à-dire les conditions aux limites ou les paramètres environnementaux dans lesquels évolue le système, se présentent comme un ensemble de variables renseignant la plate-forme sur les conditions tarifaires, énergétiques et environnementales en vigueur. Ces conditions aux limites, qui entourent le système, sont schématiquement représentées sur la Figure V.3.

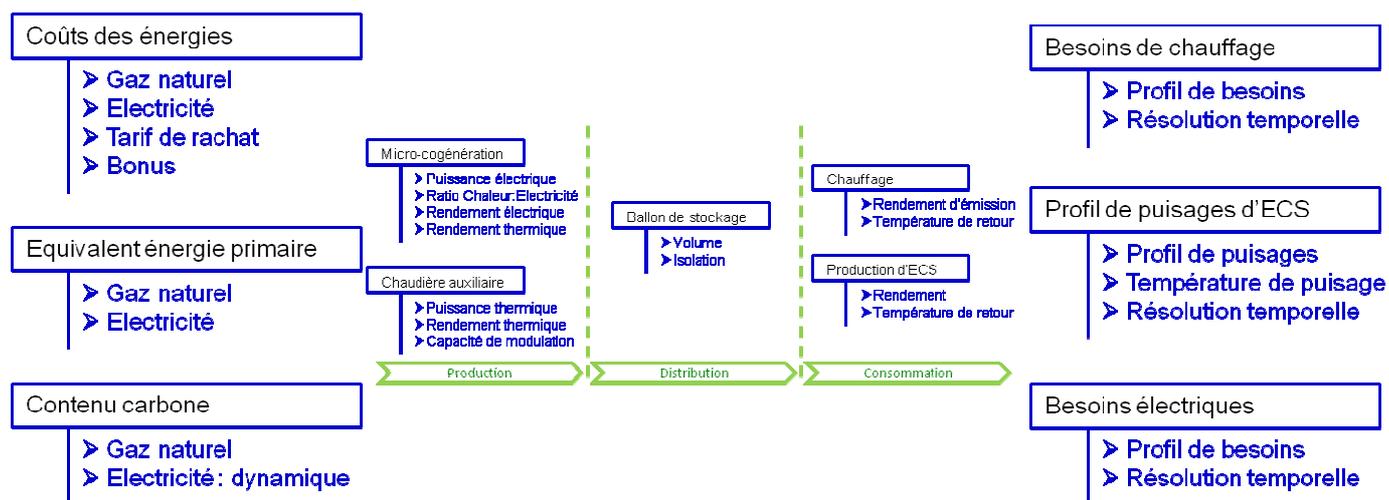


Figure V.3 - Conditions aux limites de la plate-forme : variables d’environnement et profils du bâtiment modélisés

Les critères de sélection du programme utilisé pour la modélisation de la plate-forme, exposés dans le chapitre I, nous avaient amené à présélectionner TRNSYS. Il est à noter que la logique de modélisation par bloc correspond bien à la construction d’une simulation dans ce logiciel, ainsi que la nécessité d’adaptation à d’autres systèmes. De plus, la programmation en fortran nécessaire pour implémenter le modèle sous TRNSYS est facilement exportable vers d’autres logiciels de simulation en cas de besoin.

1.2.3. Couplage avec l’optimisation

La plate-forme telle que présentée ci-dessus est un outil de simulation dynamique du système de micro-cogénération, couplé à un bâtiment dans un contexte donné. Les résultats sont le comportement et les performances énergétiques, économiques et d’émissions de CO₂ d’un système de micro-cogénération sur une durée définie.

L’optimisation des paramètres de dimensionnement et de conduite de l’installation, qui constitue le second objectif de la plate-forme, est réalisée en couplant la simulation décrite précédemment à un logiciel d’optimisation. Ce couplage est présenté sur la Figure V.4.

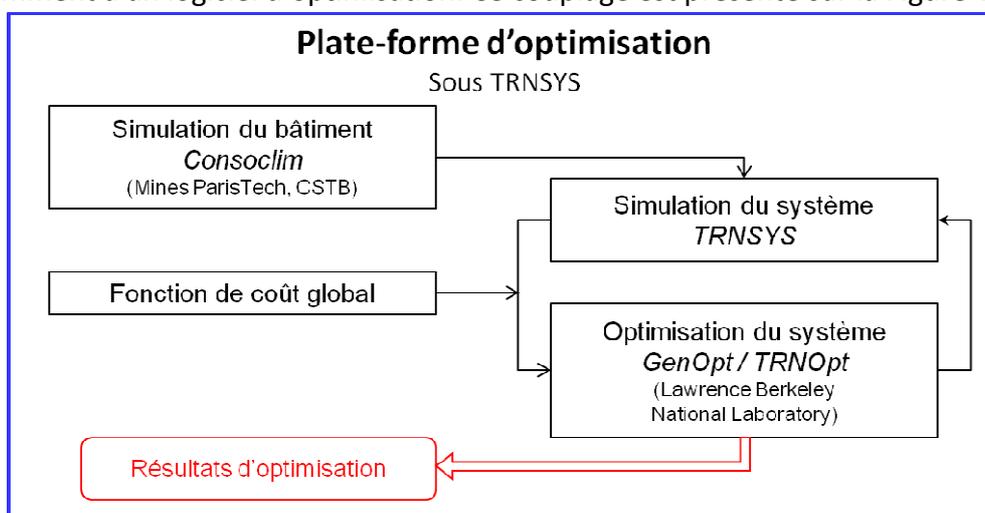


Figure V.4 - Principe de fonctionnement de la plate-forme d’optimisation

Les besoins des bâtiments sont des données d'entrées nécessaires à la plate-forme de simulation et d'optimisation. Cependant, leur simulation est soit consommatrice de ressources, soit peu réaliste, en particulier pour l'électricité. Par rapport à notre problématique de fournir un outil facile à prendre en main et qui soit utilisable par les bureaux d'études, il n'est pas judicieux d'augmenter inutilement la complexité de la plate-forme. Ainsi, les besoins des bâtiments ne sont pas simulés directement dans la plate-forme, mais sont transmis par l'intermédiaire d'un fichier texte d'entrée, aisément générable avec un tableur. Cette solution est en particulier appréciable lors d'optimisations, pour lesquelles la simulation est parcourue n fois. Dans ce cas, la simulation thermique du bâtiment n'est réalisée qu'une seule fois, en amont de simulations du système, et non pas à chaque itération de l'optimisation. Ainsi, dans la version développée de la plate-forme, les besoins thermiques des bâtiments sont déterminés par simulation sous Consoclim (Bohler *et al.*, 2000), par souci de commodité : les bâtiments retenus pour l'étude étaient déjà simulés sous Consoclim.

Pour réaliser l'optimisation, une fonction de coût global est définie dans la simulation. L'utilisateur définit les paramètres à optimiser et les valeurs initiales de ces paramètres, ainsi que l'algorithme à utiliser pour l'optimisation. Le logiciel d'optimisation les envoie à la simulation, qui transmet la valeur de la fonction de coût à l'issue de la simulation. Le logiciel d'optimisation, propose ensuite un nouveau jeu de paramètres en fonction de l'algorithme sélectionné, et la simulation renvoie la valeur de la fonction de coût. Ainsi de suite en suivant l'algorithme choisi, jusqu'à l'obtention d'une valeur minimale selon l'algorithme et les bornes fixées par l'utilisateur. Le jeu de paramètres conduisant à cette valeur minimale de la fonction de coût constitue le résultat de l'optimisation.

La simulation sous TRNSYS offre la possibilité de couplage avec un logiciel d'optimisation, grâce à l'interface TRNOpt (Bradley *et al.*, 2004), avec le logiciel d'optimisation GenOpt (Wetter, 2001). Ces deux interfaces logicielles sont décrites dans les paragraphes suivants, ainsi que les algorithmes d'optimisation mis en œuvre.

1.2.4. GenOpt

GenOpt est un programme d'optimisation générique, développé par le LBL (Lawrence Berkeley National Laboratory), un laboratoire national de l'U.S. Department of Energy, au sein de l'University of California. Il minimise une fonction objectif en faisant varier le ou les paramètres définis par l'utilisateur. La fonction objectif est évaluée à chaque itération par un programme de simulation appelé par GenOpt. L'intérêt de Genopt réside dans sa généricité : il est utilisable avec une vaste gamme de logiciels de simulation, parmi lesquels TRNSYS.

Les algorithmes d'optimisation implémentés dans GenOpt incluent (Wetter, 2001) :

- Pattern search de Hooke et Jeeves (1961)¹, avec les modifications de Smith (1969), Bell et Pike (1966) et De Vogelaere (1968) : il est particulièrement utile pour fitter des courbes, mais également efficace pour les autres problèmes de minimisation. Le nombre d'évaluations de la fonction objectif augmente seulement linéairement avec le nombre de paramètres sélectionnés.

¹ Les citations de ce paragraphe sont toutes citées par Wetter (2001).

- Simplex method de Nelder et Mead (1965), avec l'extension de O'Neill (1971). Cette méthode est réputée efficace pour la plupart des problèmes comportant jusqu'à 10 paramètres ; elle n'y est pour autant pas limitée.
- Recherche unidimensionnelle utilisant la « Golden section division »
- Recherche unidimensionnelle utilisant la division de Fibonacci
- Enfin, un générateur de grille pour les recherches paramétriques permet de reconstituer une grille orthogonale et équidistante dans un espace de dimension finie et donnée.

1.2.5. TrnOpt

TrnOpt (Bradley *et al.*, 2004) est une interface entre l'optimiseur GenOpt (voir paragraphe 1.2.4) et le logiciel de simulation TRNSYS utilisant les fichiers d'entrée de la simulation réalisée.

Dans TrnOpt, l'utilisateur sélectionne la simulation qui va servir à l'optimisation. Il définit ensuite la ou les variables à optimiser, leur mode de variation et leur valeur initiale. Il choisit également une fonction objectif à minimiser parmi les équations existantes dans la simulation appelée. Enfin, il choisit une des méthodes d'optimisation proposées par TrnOpt et une fonction erreur.

TrnOpt va démarrer GenOpt et lui fournir l'ensemble des paramètres saisis par l'utilisateur. GenOpt va alors générer un fichier d'entrée compatible TRNSYS et lancer la simulation. La première évaluation de la fonction objectif est fournie par le résultat de la simulation. GenOpt propose une seconde valeur pour le jeu de paramètres qu'il traduit en un fichier d'entrée TRNSYS, et lance la seconde simulation. Les itérations successives sont proposées par GenOpt en fonction de l'algorithme d'optimisation sélectionné.

GenOpt / TrnOpt est particulièrement adapté pour l'optimisation d'un résultat de simulation annuelle de systèmes de micro-cogénération : la simulation est lancée de façon itérative, en modifiant les paramètres d'entrée, pour déterminer la configuration minimisant la fonction de coût définie.

1.3. MODELISATION DE LA PRODUCTION

1.3.1. Modèles de micro-cogénérateur

Le chapitre II a présenté deux modèles de micro-cogénérateur compatibles avec les objectifs de la plate-forme : le modèle de l'Annexe 42, détaillé et explicite, ainsi qu'un modèle développé dans cette thèse, qui a été paramétré et validé dans le chapitre IV. Ces deux modèles de micro-cogénérateurs sont implémentés sous TRNSYS, et peuvent ainsi directement être utilisés dans la plate-forme.

1.3.2. Modèle de chaudière

Un bref examen de la littérature a montré que de nombreuses tentatives de modélisation de chaudières adaptés à la simulation dynamique du bâtiment et des systèmes avaient été entreprises (voir, par exemple, Haller *et al.*, 2009).

Notre état de l'art a permis d'identifier un modèle de chaudière, développé pour Consoclim (Bohler *et al.*, 2000), répondant à nos objectifs de simplicité de mise en œuvre et de

prédiction des pertes à charges partielles. Ce modèle (Zirngibl & Millet, 2002) détermine à chaque pas de temps le rendement de la chaudière en fonction de la charge et de la température de retour d'eau. Il présente l'avantage déterminant d'être entièrement paramétrable à partir des données constructeur disponibles sur les documentations des chaudières. Les entrées et sorties du modèle de chaudière sont présentées sur la Figure V.5, et les paramètres afférents au modèle sont repris dans le Tableau V.1.

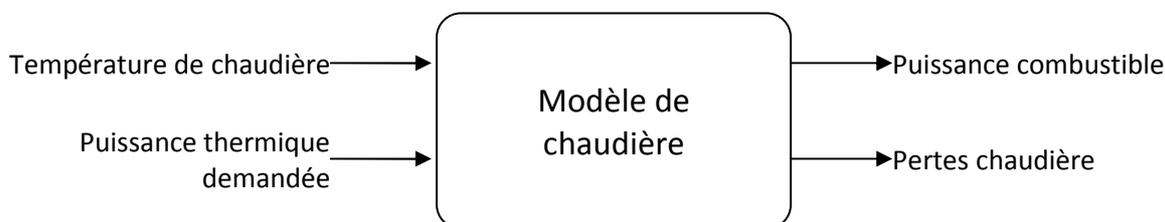


Figure V.5 - Représentation schématique du modèle de chaudière

N°	Description	Unité
1	Température du local chaudière	°C
2	Puissance nominale de la chaudière à 100%	W
3	Température de test à 100% de charge	°C
4	Efficacité de la chaudière à la température de test à 100% de charge	-
5	Température de test à 30% de charge	°C
6	Efficacité de la chaudière à la température de test à 30% de charge	-
7	Ratio PCS/PCI	-
8	Coefficient d'évolution de l'efficacité en fonction de la température de la chaudière	-
9	Pertes nominales à l'arrêt hors veilleuse	W
10	Différence de température pour les pertes à l'arrêt hors veilleuse	K
11	Puissance de la veilleuse	W
12	Efficacité de récupération de la veilleuse	-

Tableau V.1 - Paramètres du modèle de chaudière

Pour paramétrer complètement le modèle, les données constructeur suivantes doivent être recueillies :

- trois couples {rendement de chaudière η_{ch} , température de chaudière T } à 30 et 100% de charge : $\{\eta_{ch,100\%}^{T_1}, T_1^{100\%}\}$, $\{\eta_{ch,100\%}^{T_2}, T_2^{100\%}\}$, et $\{\eta_{ch,30\%}, T_{30\%}\}$;
- puissance nominale de la chaudière à 100% de charge ;
- pertes à l'arrêt nominales $Pertes_{ch,0\%}^{nom}$ et différence de température nominale pour les pertes à l'arrêt $\Delta T_{0\%}$; et
- puissance de la veilleuse éventuelle P_{veill} et efficacité de récupération de celle-ci ε_{veill} .

Ces paramètres sont présents dans les documentations constructeurs consultées, ce qui prouve que le modèle est paramétrable à partir de ces documentations librement accessibles.

A partir de ces paramètres, un coefficient de correction de l'efficacité en fonction de la température $k_{corr,T}$ est calculé par (V.1). Il représente la variation des performances (du rendement de la chaudière) en fonction de la température de la chaudière et est supposé identique quelle que soit la charge de la chaudière entre 30 et 100%.

$$k_{corr,T} = \frac{\eta_{ch,x\%}^{T_1} - \eta_{ch,x\%}^{T_2}}{T_2^{x\%} - T_1^{x\%}} \quad (V.1)$$

Ainsi, à chaque pas de temps, le coefficient correctif $k_{corr,T}$ est appliqué aux efficacités de la chaudière à 30% et 100%, pour obtenir les efficacités à 30 et 100% à la température de la chaudière.

Les pertes à l'arrêt (à 0% de charge) sont corrigées en fonction de la différence de température entre la chaudière à T_{ch} et le local à T_{loc} , et additionnées aux pertes par la veilleuse éventuelle, par (V.2).

$$Pertes_{ch,0\%}(t) = Pertes_{ch,0\%}^{nom} \cdot \left\{ \frac{T_{ch}(t) - T_{loc}}{\Delta T_{0\%}} \right\}^{1.25} + P_{veill} \cdot (1 - \varepsilon_{veill}) \quad (V.2)$$

Finalement, pour déterminer les performances de la chaudière, le modèle effectue une interpolation linéaire des performances en fonction de la charge, comme l'illustre la Figure V.6 :

- Pour une charge comprise entre 30 et 100%, entre les deux efficacités corrigées à ces charges respectives.
- Pour une charge comprise entre 30 et 100%, entre les pertes à 30% de charge et à l'arrêt à la température de chaudière.

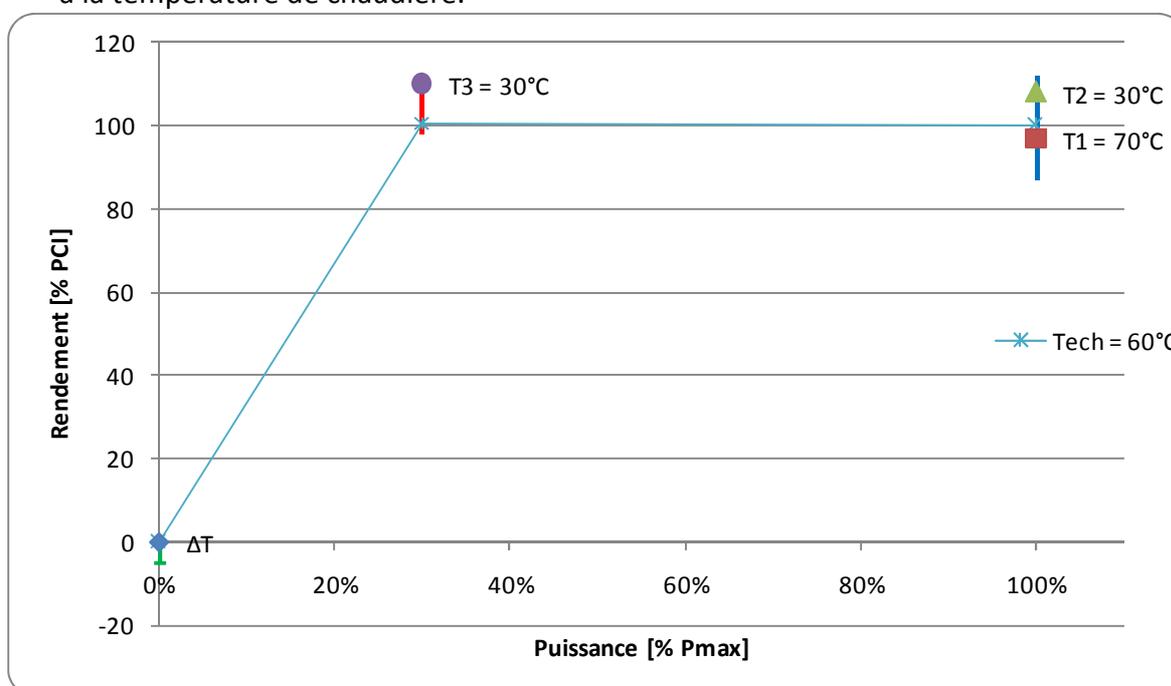


Figure V.6 - Illustration du fonctionnement du modèle de rendement de chaudière, avec une température de chaudière prise égale à 60°C

La Figure V.6 décrit le principe de fonctionnement du modèle. Les deux points caractéristiques à 100% de charge déterminent le coefficient correctif des performances. A chaque pas de temps, les efficacités à 30 et 100% de charge sont calculées en fonction de la température de la chaudière ; ainsi que les pertes à l'arrêt (0% de charge). Enfin, une interpolation linéaire est réalisée entre ces trois points pour déterminer les performances de la chaudière au pas de temps.

Pour l'intégrer dans la plate-forme, nous avons paramétré ce modèle à partir de données constructeurs. Une analyse des données de chaudières domestiques de différents constructeurs a montré que les performances étaient très similaires, et nous avons retenu une chaudière aux performances inscrites dans cette moyenne, tout à fait caractéristique

des installations classiques réalisées actuellement. Les données constructeur nécessaires sont issues de la documentation technique De Dietrich pour la chaudière gaz à condensation Ecodens (De Dietrich Thermique, 2006). Ce modèle ne comporte pas de veilleuse et a une plage de modulation comprise entre 25 et 100 % de puissance.

Nous avons également implémenté les équations dans TRNSYS pour les rendre compatibles avec le langage de la plate-forme et adapté les équations au pas de temps de simulation. La température de la chaudière considérée dans le modèle a été prise égale à la température de l'eau en entrée de chaudière $T_{ch,i}$.

La prise en compte de la plage de modulation du brûleur a été implémentée dans le modèle sous la forme d'une modulation temporelle : lorsque la puissance appelée est inférieure à la puissance minimale de modulation de la chaudière P_{min} , celle-ci fonctionne à sa puissance la plus faible pendant le temps nécessaire à la couverture des besoins et est à l'arrêt le reste du pas de temps à la température calculée par la loi d'eau.

1.4. MODELISATION DE LA DISTRIBUTION

La modélisation des tubes de distribution des fluides, en particulier pour représenter leur capacité thermique et leurs déperditions, a fait l'objet d'attention (voir, par exemple, Thiers, 2008), et fait l'objet de modèles dédiés dans TRNSYS. Elle n'est cependant en l'état de l'avancement de la plate-forme pas prise en compte. Comme il a été mentionné plus haut, la philosophie de développement de la plate-forme permet très facilement d'inclure des modélisations de tubes par la suite.

Le ou les capacités de stockage thermiques sont modélisées comme il a été précisé dans le chapitre II par des modèles multicouches de ballons de stockage, et en particulier par le Type 534 (Bradley *et al.*, 2004).

1.5. MODELISATION DES CONSOMMATIONS

Pour assurer le confort des occupants d'un bâtiment, il faut assurer le chauffage, couvrir les besoins d'eau chaude sanitaire et les besoins en électricité.

1.5.1. Pas de temps des données de besoins

Hawkes et Leach (2005) ont montré qu'il est nécessaire d'adopter un pas de temps suffisamment fin pour rendre compte des spécificités de la demande énergétique résidentielle et des qualités techniques des moteurs de micro-cogénération actuels. Un pas de temps grossier de l'ordre de l'heure ou de la demi-heure appliqué dans le secteur résidentiel peut conduire à des effets de moyennes concernant les besoins des bâtiments, et provoquer des erreurs dans l'évaluation des performances économiques et environnementales des systèmes de micro-cogénération. Des pas de temps plus fins, inférieurs au quart d'heure, sont nécessaires pour modéliser correctement les pointes de consommations dans le secteur résidentiel.

Nous utilisons par conséquent un pas de temps de 5 minutes pour les simulations et optimisations réalisées avec la plate-forme et discuterons, dans les paragraphes suivants consacrés aux besoins dans les bâtiments, du choix du pas de temps adopté pour chacun des besoins.

1.5.2. Besoins de chauffage

Les besoins de chauffage d'un bâtiment sont liés aux conditions extérieures et à la constitution du bâtiment, ainsi qu'à son occupation et ses équipements. La température extérieure peut avoir une dynamique relativement rapide en fonction des zones climatiques, ce qui inciterait à considérer les besoins de chauffage sur un pas de temps réduit. Or, les constantes de temps élevées rencontrées pour les bâtiments (de l'ordre de plusieurs heures au minimum) induisent un comportement thermique intérieur de dynamique relativement lente. Rappelons que la constante de temps d'un corps, ici d'un bâtiment, représente la capacité du corps à emmagasiner de la chaleur sur sa capacité à en céder, donc à en échanger avec l'extérieur. Plus la constante de temps d'un corps est élevée, et plus sa réaction à une sollicitation extérieure sera *déphasée* (retardée dans le temps) et *amortie* (l'amplitude de la réaction est faible par rapport à l'amplitude sollicitant). De plus, la température extérieure n'est souvent disponible qu'au pas de temps horaire dans les fichiers de données météorologiques.

Ainsi, le pas de temps communément admis pour la simulation des besoins de chauffage d'un bâtiment est l'heure, pas de temps que nous choisissons de conserver. Il est facile de modifier le pas de temps des besoins de chauffage si des données plus fines devaient être disponibles.

Par conséquent, les *besoins de chauffage* d'un bâtiment dans la plate-forme sont constitués par les valeurs heure par heure sur une année de la puissance de chauffage requise pour maintenir la ou les températures de consignes retenues dans le bâtiment considéré. Pour les obtenir, il est nécessaire de définir les caractéristiques constructives du bâtiment, ainsi qu'un scénario d'occupation et d'apports internes.

De nombreux programmes de simulations dynamiques de bâtiments, capables de fournir les résultats attendus, ont été développés par la communauté de recherche et par des bureaux d'études. Parmi ceux-ci, TRNSYS propose un module de simulation thermique des bâtiments. Cependant sa maîtrise est relativement difficile à acquérir et il est peu utilisé par les bureaux d'études professionnels du fait de sa complexité. Comme nous l'avons annoncé ci-dessus, il est possible d'utiliser tout logiciel de simulation dynamique du bâtiment. Nous avons retenu Consoclim (Bohler *et al.*, 2000) pour les simulations dynamiques des besoins de chauffage des bâtiments.

1.5.2.1. Bâtiments modélisés

Nous avons limité notre étude aux bâtiments résidentiels, par rapport aux marchés visés par les offres commerciales des fabricants et promoteurs de la micro-cogénération. Cependant, nous pensons que l'évaluation des potentiels de cette technologie dans les bâtiments tertiaires (hôtellerie, maisons de repos, etc.) offre des pistes de recherche à explorer dans le futur.

Les marchés de la micro-cogénération aujourd'hui, comme présenté dans le chapitre I, se focalisent en France sur des offres résidentielles et plus particulièrement ciblent les maisons individuelles, de façon cohérente avec les incitations législatives (Règlementation thermique en particulier). Cependant, d'autres pays européens, représentant la part principale du marché de la micro-cogénération en Europe, ne se limitent pas à ces bâtiments, et des offres commerciales ciblent d'avantage les bâtiments résidentiels collectifs. A titre d'exemple, on

citera le bâtiment « Habitat et travail » (Wohnen und arbeiten) à Freiburg-Im-Breisgau dans le Bade-Wurtemberg, bâtiment précurseur en termes de réductions de besoins dans les bâtiments et de construction passive, équipé pour la production thermique d'une micro-cogénération d'une puissance de 15 kW_{th} alimentant logements et bureaux pour une surface de 1428 m². Avec l'actuelle tendance de réduction des besoins énergétiques des bâtiments résidentiels, nous pensons que ces solutions présentent une pertinence par la mutualisation à l'échelle de plusieurs logements des besoins thermiques. Ainsi, la production couvre les besoins de plusieurs logements et le recours à une solution plus coûteuse à l'installation est rendue possible par cette mutualisation. Signalons en outre à ce sujet que certaines régions européennes comme le Vorarlberg autrichien voient actuellement se développer des micro-réseaux de chaleur à l'échelle de quelques maisons (2, 3 ou 4 maisons construites simultanément par exemple), permettant également de mutualiser la production, réduisant ainsi les coûts d'investissement à supporter par chacun des occupants. L'étude des performances de micro-cogénération dans de tels contextes devrait attirer l'attention de futures recherches.

Par conséquent, nous avons choisi de modéliser des maisons individuelles, cible actuelle du marché français, mais également des bâtiments résidentiels collectifs.

1.5.2.2. Evolution des besoins thermiques des bâtiments

Dans les dernières décennies et en particulier depuis les chocs pétroliers des années 1970 et 2000, les besoins thermiques des bâtiments n'ont cessé de diminuer. Une attention particulière s'est portée sur l'isolation thermique des bâtiments neufs dans tous les pays européens, traduits en France par les réglementations thermiques successives de plus en plus contraignantes. Le parc existant fait également l'objet d'attentions particulières visant à réduire les niveaux de consommations d'énergies, comme l'affichage obligatoire du Diagnostic de performance énergétique ou une réglementation thermique « existant » s'appliquant aux rénovations de bâtiments.

Ainsi, on identifie une très forte tendance à la réduction des consommations du parc de logements. Par rapport à notre problématique qui vise à caractériser les performances d'un système de production multi-énergies performant, il est nécessaire de modéliser les bâtiments performants d'aujourd'hui, qui représenteront les bâtiments standards de demain.

1.5.2.3. Caractéristiques des bâtiments « basse énergie » modélisés

Puisque l'adoption d'un label par rapport à un autre conduit à des résultats différents (voir Annexes 5 et 6), nous nous sommes plutôt attachés à définir les caractéristiques des bâtiments « basse énergie », qui illustrent la tendance des constructions actuelles de diminuer la charge thermique en augmentant les résistances thermiques de l'enveloppe et en renforçant l'étanchéité à l'air. Le résultat de cette synthèse constitue un ensemble de propriétés constructives de bâtiments. La surface de la maison individuelle retenue est classique des constructions françaises.

Seuls les maisons individuelles sont exploitées dans la suite de l'étude, mais les caractéristiques définies pour les bâtiments collectifs sont présentés en Annexe 7.

Zones climatiques

Les caractéristiques que les bâtiments doivent présenter pour répondre aux critères des labels de basse consommation sont évidemment différentes en fonction de la zone

climatique où ils sont implantés : respecter un seuil fixe (ou légèrement variable) de consommation d'énergie pour les besoins de chauffage sera plus facile en climat méditerranéen que continental. Pour tenir compte de la diversité des climats existants sur le territoire français, nous avons sélectionné deux zones climatiques fortement marquées, qui sont représentées dans la réglementation thermique française par des villes : La Rochelle et Strasbourg. Ce choix est gouverné par la typologie de ces climats : le climat océanique (La Rochelle) est marqué par des hivers doux mais longs, alors que le climat continental (Strasbourg) présente des hivers rigoureux et des étés chauds.

Caractéristiques des bâtiments

Les caractéristiques constructives retenues sont présentées dans le Tableau V.2 pour les bâtiments collectifs et pour les maisons individuelles.

Type de bâtiment		Maison individuelle	
		Neuve	Rénovée
Surface [m ²]		121	
Coefficient de déperdition thermique [W.m ⁻² .K ⁻¹]	Parois	Strasbourg : 0.08 La Rochelle : 0.12	0.30
	Plancher	0.15	0.25
	Toit	0.10	0.18
Inertie selon RT2005		Moyenne	
Infiltration d'air sous 4 Pa [m ³ .m ⁻² .h ⁻¹]		0.16	0.8
Coefficient de déperdition thermique des baies vitrées [W.m ⁻² .K ⁻¹]		1.1	1.4
Facteur solaire des baies vitrées		0.42	0.42
Masques des baies vitrées		Sud : horizontal 50°	

Tableau V.2 - Caractéristiques des bâtiments "basse énergie" modélisés

Comme précisé en introduction, pour pouvoir simuler les besoins thermiques d'un bâtiment, il est également nécessaire de définir un scénario d'occupation et d'apports internes. Nous avons retenu ici un scénario classique de la réglementation thermique française, dont les principales caractéristiques sont données dans le Tableau V.3.

Scénario d'éclairage	Allumé en fonction de l'éclairage naturel (suivant RT2005) sur les périodes : {7h-9h et 19h-22h} en semaine 7h-22h samedi et dimanche Eteint sinon
Puissance d'éclairage installée	2 W.m ⁻²
Scénario d'occupation	Occupation {0h-10h et 18h-24h} en semaine Permanente samedi et dimanche Pas de scénario de vacances
Température de consigne intérieure	20°C en occupation 16°C en inoccupation
Apports internes	3 W.m ⁻² en occupation 0 W.m ⁻² en inoccupation
Apports latents	0.002 kg.m ⁻² .h ⁻¹ en occupation 0 kg.m ⁻² .h ⁻¹ en inoccupation
Saison de chauffe	Selon RT2005 : moyenne glissante sur 4 semaines inférieure à 1 W.m ⁻²
Scénario de ventilation	Ventilation mécanique continue permanente

Type de ventilation	Bâtiment neuf : double flux, efficacité 0.8 Bâtiment rénové : simple flux
Débit de ventilation total	121 m ³ .h ⁻¹

Tableau V.3 - Scénarios d'occupation et d'apports internes des bâtiments modélisés

Les bâtiments ainsi définis par leurs propriétés constructives et par leurs scénarios d'occupation et d'apports internes ont été simulés dans Consoclim (Bohler *et al.*, 2000). Les besoins annuels de chauffage ainsi obtenus, ainsi que la puissance maximale de chauffage requise sur un pas de temps, sont présentés dans le Tableau V.4.

			Résultats des simulations de chauffage		
Type de bâtiment		Zone climatique	Puissance maximale [kW]	Besoins annuels [kWh]	Besoins annuels [kWh.m ⁻² SHAB]
Maison individuelle	Neuve	Strasbourg	3.6	1 739	14.4
Maison individuelle	Neuve	La Rochelle	2.0	520	4.3
Maison individuelle	Rénovée	Strasbourg	7.4	8 838	73.2
Maison individuelle	Rénovée	La Rochelle	5.6	5 425	44.9

Tableau V.4 - Résultats des simulations de besoins de chauffage

1.5.3. Modélisation des besoins en eau chaude sanitaire (ECS)

Comme nous l'avons vu dans le paragraphe précédent, les besoins thermiques des bâtiments pour maintenir le confort des occupants a tendance à diminuer avec l'essor des bâtiments basse énergie. Les besoins en eau chaude sanitaire (ECS) (douche, bain, vaisselle, etc.) des occupants restent en revanche sensiblement constants, et auraient même tendance à augmenter avec la démocratisation des spas et jacuzzis individuels. Ainsi, les besoins en eau chaude représentent proportionnellement une part de plus en plus importante des besoins thermiques d'un bâtiment résidentiel, et méritent de retenir toute notre attention pour leur prise en compte dans notre problématique.

Contrairement aux besoins de chauffage principalement liés à la température extérieure et donc prévisibles, les besoins en eau chaude sanitaire sont dictés par le comportement des occupants du ou des logements. Ils sont caractérisés par des *puisages* discrets sur la journée d'un certain *volume* et à une certaine *température*. Il importe donc, en plus des besoins, d'identifier la répartition infra- et supra-journalière de ces puisages.

Ainsi, modéliser les besoins en eau chaude sanitaire revient à modéliser le comportement des occupants : au pas de temps défini, il faut connaître le volume d'eau chaude puisé et la température de cette eau chaude, ce qui permet, à partir de la température d'eau froide fournie par le réseau et du pouvoir calorifique de l'eau, de déterminer l'énergie nécessaire à la fourniture de l'ECS sur ce pas de temps. On obtient alors ce que l'on appelle un *profil de puisage et de températures*, modélisation des besoins en ECS d'un ou plusieurs logements.

Une étude bibliographique concernant les modélisations des besoins en eau chaude sanitaire en logements collectifs et individuels a été entreprise. Elle a permis d'identifier les ordres de grandeur de consommations journalière d'ECS en Europe, ainsi que des profils de

puisages pour les logements collectifs et individuels. Les résultats en sont présentés en Annexe 8.

Profils de puisages retenus

La norme NF-EN 13203-2 (2006) concernant l'évaluation des consommations énergétiques des appareils à combustible gazeux définit six cycles de puisages journaliers, représentant un nombre de puisages caractérisés (lavage de main, vaisselle, bain, douche, etc.). Les puisages de ces cycles sont donnés en énergie puisée à un instant donné.

En particulier, les cycles de puisage n°2 et 3 de la norme correspondent à un besoin total journalier respectivement de 5.8 et de 11.7 kWh, correspondant aux ordres de grandeur identifiés en Annexe 8. Ainsi, ils représentent respectivement la consommation d'un logement standard de trois personnes et de cinq/six personnes. Ces deux cycles de puisages sont représentés sur la Figure V.7.

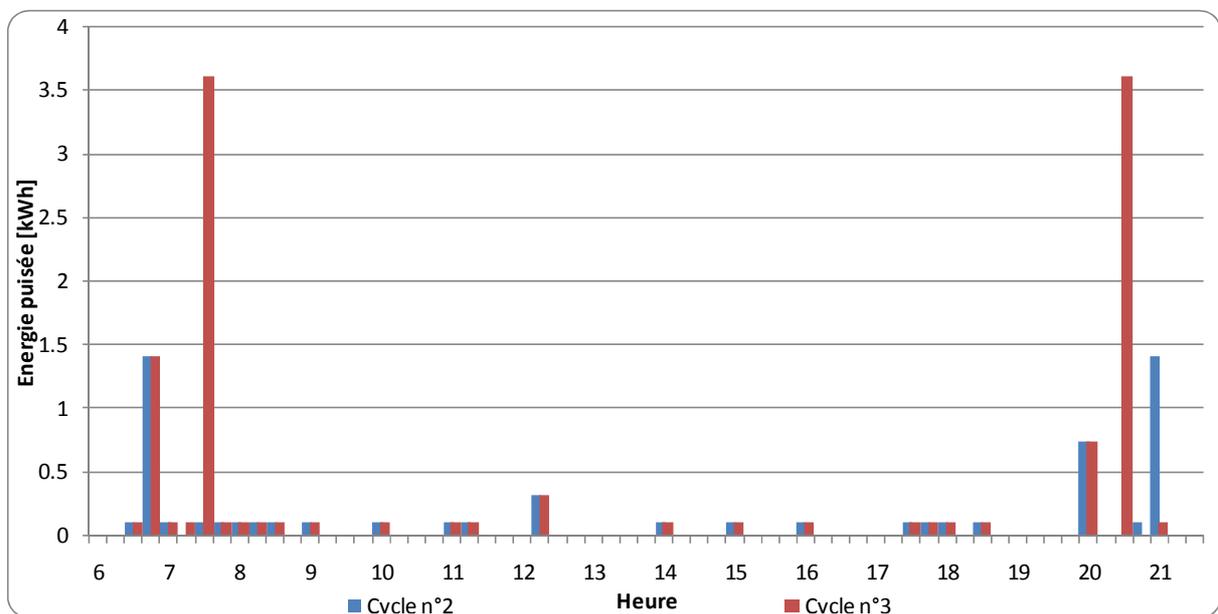


Figure V.7 - Cycles de puisages d'ECS définis par la norme NF EN 13203-2

Adaptation au pas de temps de simulation

Pour les puisages de la norme, seule l'heure de début du puisage est donnée. Si plusieurs puisages ont lieu pendant un pas de temps de simulation, alors leur volume ou leur énergie est additionné pour donner la consommation en ECS. Si le pas de temps est faible, par exemple de 5 minutes, il faut alors adopter une représentation proche de la réalité des puisages d'ECS par les occupants. Pour tenir compte de la longueur des puisages, nous proposons que chaque puisage intervienne entièrement sur le premier pas de temps concerné, à l'exception d'un puisage de type « bain », qui est divisé sur deux pas de temps successifs. Ainsi, un puisage « douche » débutant à 7h15 sera répercuté entièrement sur le pas de temps de simulation compris entre 7h15 et 7h20 ; alors qu'un puisage « bain » débutant à 8h00 sera répercuté pour moitié entre 8h00 et 8h05 et pour moitié entre 8h05 et 8h10.

Extrapolation à une durée d'une année

Les cycles de puisage sont définis dans la norme pour une seule journée. Pour les appliquer à chacun des jours d'une année type en tenant compte des fluctuations de consommation liées aux habitudes hebdomadaires des occupants, à la variation de température de l'eau de

ville et aux périodes de moindre utilisation, nous avons appliqué les coefficients adimensionnels journaliers α_{ECS}^j et mensuels α_{ECS}^m issus de la méthode AICVF pour obtenir le profil de puisage annuel.

1.5.4. Besoins électriques

En plus de la couverture des besoins thermiques du bâtiment en chauffage et en production d'ECS, une installation de micro-cogénération interagit également avec le bâtiment en ce sens qu'elle produit de l'électricité, destinée avant toute autre chose à être autoconsommée, c'est-à-dire à couvrir les besoins électriques du bâtiment et à être consommée par celui-ci. Il importe donc de modéliser soigneusement le profil de consommation d'électricité du bâtiment pour déterminer la quantité d'électricité effectivement autoconsommée, la part réinjectée vers le réseau et la part de la consommation du bâtiment prélevée sur le réseau.

La Figure V.8 présente un profil de consommation électrique d'un logement monofamilial sur une semaine au pas de temps 5 minutes, mesuré dans une maison de ville à Llanelli au Pays de Galles (Knight *et al.*, 2007), sur lequel a été ajouté en rouge la marque de 1 kW de puissance électrique correspondant à la puissance électrique de sortie d'un moteur de micro-cogénération standard actuellement disponible sur le marché à destination des logements individuels. Il a été repéré sur cette figure en orange la part de l'électricité produite autoconsommée par le logement. Les pas de temps identifiés en rose sont ceux pour lesquels la *totalité* de l'électricité produite par le moteur de micro-cogénération serait consommée par le logement. Cette représentation illustre l'importance de la modélisation précise des besoins électriques des bâtiments : une puissance électrique consommée moyenne horaire, du fait des effets de moyenne introduits, n'aurait pas permis une analyse aussi fine.

Aussi, modéliser les besoins électriques d'un bâtiment revient à déterminer la puissance électrique demandée sur chaque pas de temps pour une durée d'une année, le pas de temps étant le plus faible possible, au minimum inférieur au quart d'heure.

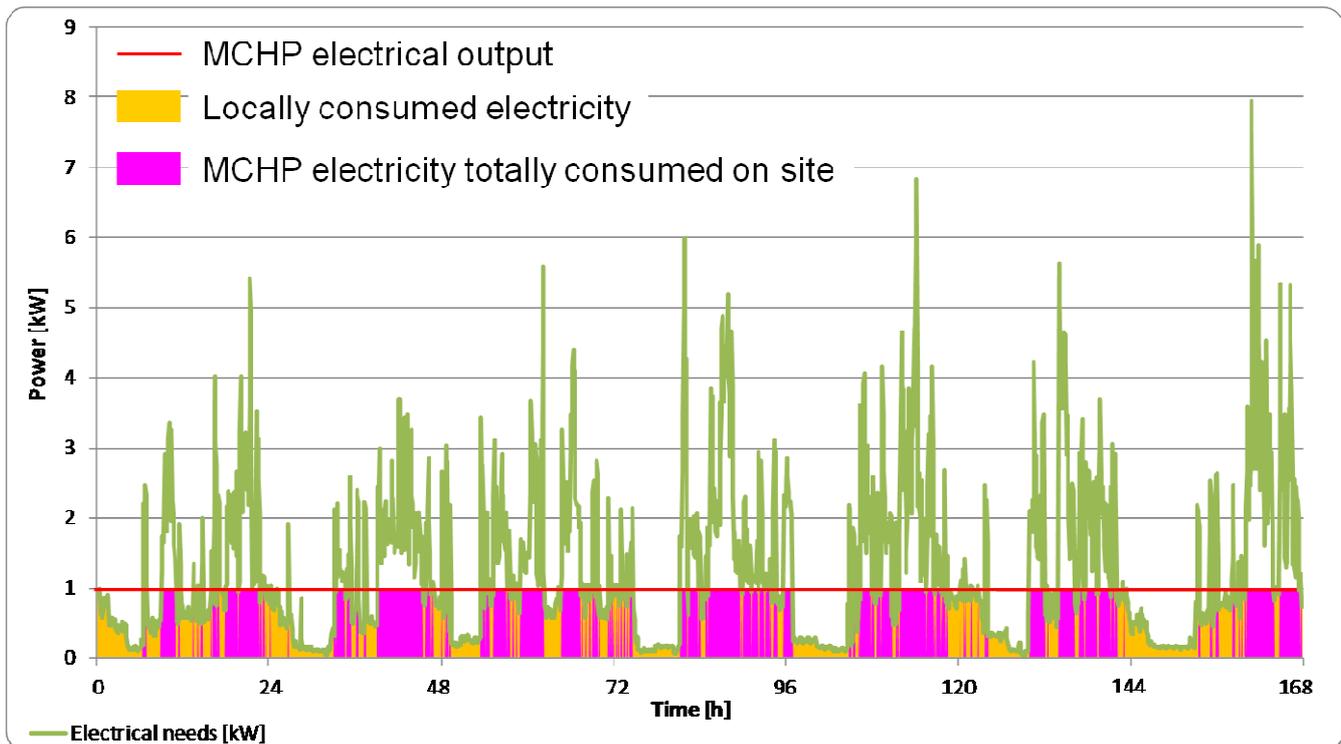


Figure V.8 - Courbe de consommation électrique d'une maison de ville à Llanelli (Pays de Galles) et production maximale de la micro-cogénération

1.5.4.1. Besoins électriques des bâtiments

L'étude de la littérature effectuée a montré que les données disponibles de puissance électrique appelée par les bâtiments sont très rares. Peu de profils ont été établis ou mesurés dans la littérature consultée. Les modélisations des besoins électriques nous semblent parcellaires, soit se limitant à certains appareils, soit étant des moyennes de consommations.

Knight *et al.* (2007) ont conduit une campagne de mesures détaillée d'acquisition de données de consommations électriques dans l'habitat social britannique. Ils ont proposé trois séries complètes de mesures représentant la consommation électrique de trois logements au pas de temps de 5 minutes sur une année. Les auteurs les considèrent comme la meilleure option disponible pour représenter les profils européens « standards » de consommation électrique, de niveau faible, moyen ou élevé. L'étude de la littérature entreprise n'a pas permis d'identifier d'autres profils de consommation électrique à un pas de temps aussi faible ou de moyen de simuler les profils de consommation électriques de logements. Un pas de temps faible pour le profil de consommation électrique étant nécessaire pour la détermination des performances du système de micro-cogénération (Hawkes & Leach, 2005), nous avons décidé de retenir ces profils.

Parmi ceux-ci, les niveaux de consommation « faible » et « moyen » représentent deux logements d'un immeuble, et seul le profil « élevé » concerne des relevés effectués dans une maison de ville individuelle, avec six occupants, effectués à Llanelli au Pays de Galles.

1.5.4.2. Contenu carbone de l'électricité du réseau

L'organisme public d'acheminement de l'électricité en France offre un accès à la répartition horaire de l'électricité transitant par son réseau, classée par moyen de production, voir Annexe 9.

Une étude bibliographique a permis de retenir des facteurs d'émissions par moyen de production. Les conclusions de cette étude sont présentées en Annexe 9.

Synthèse globale – Contenu CO₂ de l'électricité produite en France

A partir des données de production RTE et des moyennes proposées pour les facteurs d'émissions par moyen de production, on aboutit aux résultats présentés dans le Tableau V. 5 concernant l'année 2008, ramenée à 365 jours (la journée correspondant au 29 février a été supprimée pour permettre l'intégration des données dans la simulation sur 8760 heures).

Filière	Nucléaire	Charbon + Gaz	Fioul + Pointe	Hydraulique	Total
Production	417 757 031	25 619 860	1 865 627	62 246 290	507 162 700
(MWh)	82.4%	5.1%	0.4%	12.3%	100.0%
Emissions CO₂	1 531 776	17 003 047	1 389 892	114 118	20 038 833
(t CO ₂)	7.6%	84.9%	6.9%	0.6%	100.0%

Tableau V. 5- Production électrique et émissions CO₂ par type de production

Au pas de temps horaire, on aboutit à des contenus CO₂ moyen de l'électricité produite qui varient entre 3,8 et 91 g CO₂.kWh⁻¹, avec une moyenne annuelle à 38,1 g CO₂.kWh⁻¹. Ces valeurs sont plus faibles que les ordres de grandeur habituels. Sur la Figure V. 9, nous avons comparé, pour chaque mois de l'année 2008, la valeur moyenne de contenu CO₂ de l'électricité calculée avec notre méthode (en bleu) et celle donnée par EDF (EDF, 2009), en rouge. On y constate que les valeurs moyennes mensuelles calculées par notre méthode sont systématiquement inférieures aux valeurs données par EDF. En revanche, les variations mensuelles de contenu CO₂ de l'électricité sont bien modélisées par la méthode que nous proposons.

Une hypothèse pouvant justifier cette différence est liée à la valeur attribuée à la filière gaz, ainsi que sur la différence entre les données RTE, qui agrègent la production de tous les fournisseurs d'énergie français, et les données EDF qui ne concernent que la production de cet opérateur.

Une discussion complémentaire sur la validité de l'analyse en contenu CO₂ entreprise dans ce paragraphe est présentée en Annexe 9, ainsi qu'une discussion sur l'analyse en contenu CO₂ marginal de l'électricité, qui nous semble cohérente pour l'étude de l'implantation d'un petit nombre de micro-cogénérations sur le réseau.

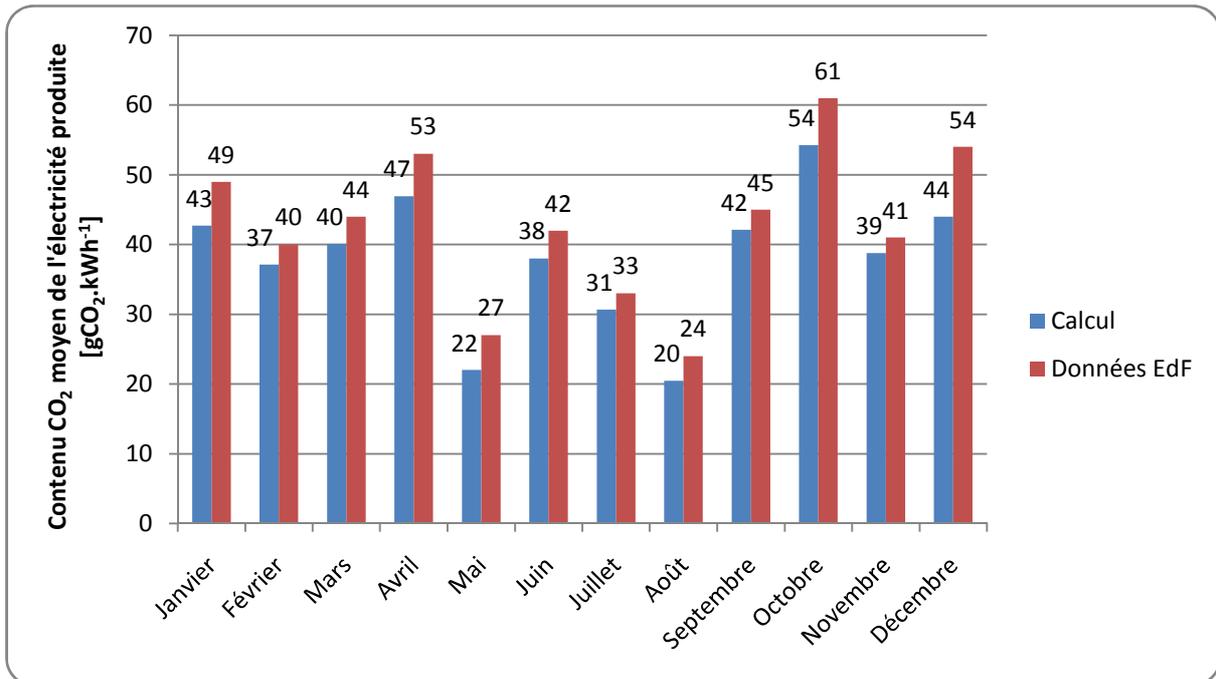


Figure V. 9 - Comparatif des valeurs moyennes mensuelles de contenu CO₂ de l'électricité produite en France durant l'année 2008

Pour conclure ce paragraphe d'analyse des contenus CO₂ de l'électricité, nous attirons l'attention du lecteur sur deux points qui nous paraissent essentiels :

- Cette analyse ne tient plus lorsque l'on examine l'implantation de micro-cogénérateurs à grande échelle, c'est-à-dire lorsque la capacité électrique des micro-cogénérateurs installés dépasse un seuil critique, au-delà duquel la « capacité d'effacement » devient trop importante pour agir encore à la marge.
Une attention particulière doit également être apportée lorsque des productions décentralisées sont mises en place à l'échelle du quartier, et que la production globale risque de devenir supérieure à la consommation à certains horaires, ce qui entraînerait le rejet d'électricité vers le réseau par le transformateur basse tension. Cela nuit au bilan des productions décentralisées par les pertes supplémentaires engendrées et peut poser des problèmes au réseau.
- Dans d'autres contextes européens, le contenu CO₂ horaire de l'électricité diffère peu du contenu moyen, en particulier lorsque les moyens de production sont relativement uniformes. Dans ce cas, l'analyse d'évolution horaire de contenus CO₂ devient inutile et un contenu moyen peut être adopté.

1.5.5. Synthèse de la modélisation des consommations

La Figure V. 10 présente le profil des besoins simulés en chauffage et en eau chaude sanitaire sur une semaine typique de décembre.

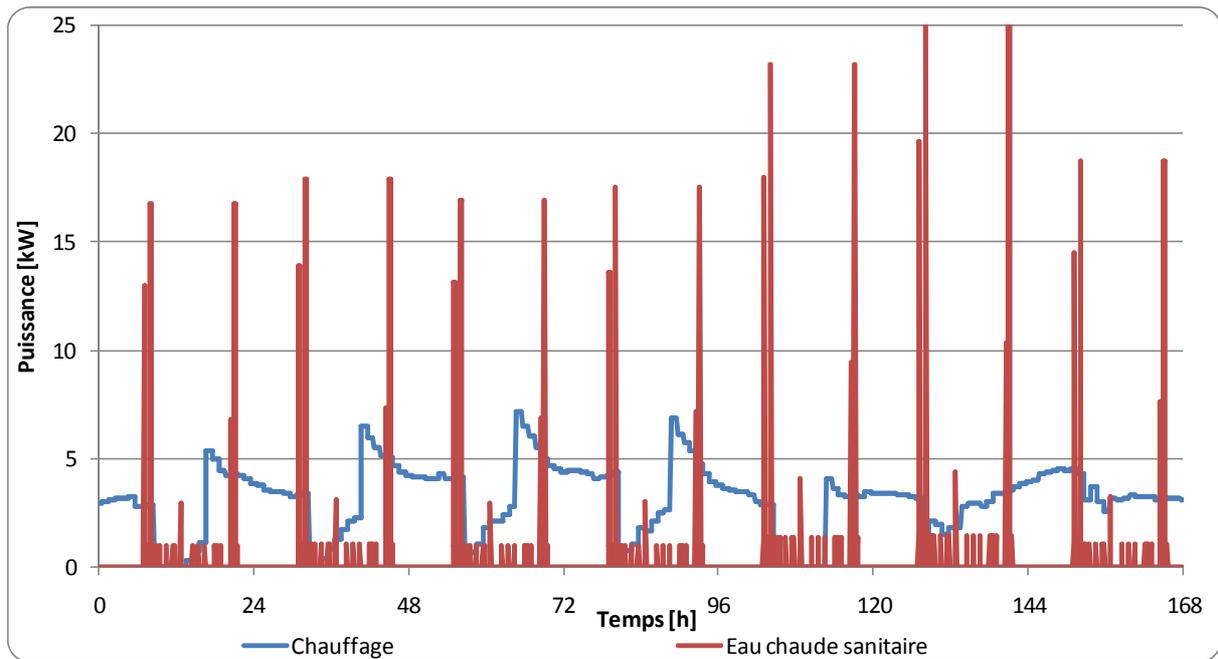


Figure V. 10 - Profil simulé de besoins en chauffage et en ECS sur une semaine typique de fin décembre

2. RESULTATS DE SIMULATIONS ET D'OPTIMISATIONS

La plate-forme de simulation et d'optimisation est testée sur un système de micro-cogénération, présenté en 2.1. Le paragraphe 2.2 présente quelques résultats de simulations réalisées avec la plate-forme incluant le modèle développé en chapitre II, en s'intéressant à la problématique suivante : les micro-cogénérateurs mis sur le marché sont-ils adaptés aux bâtiments basse énergie ? L'optimisation du dimensionnement d'une configuration sélectionnée est présentée au paragraphe 2.3.

2.1. SYSTEME MODELISE

2.1.1. Configuration de la production

Parmi la diversité des systèmes de micro-cogénération évoquée au 1.1, nous avons choisi de modéliser une configuration plus particulièrement. Celle-ci est présentée sur la Figure V.11. Le système analysé comporte un moteur de micro-cogénération et une chaudière auxiliaire au gaz naturel, alimentant toutes deux un ballon de stockage thermique. Ce ballon délivre ensuite l'énergie thermique nécessaire à la couverture des besoins du bâtiment, pour le chauffage et pour la préparation de l'eau chaude sanitaire.

Le ballon de stockage est un ballon cylindrique vertical, avec 4 doubles ports (couples entrée-sortie) : 2 doubles ports d'alimentation par la micro-cogénération et par la chaudière auxiliaire, et 2 doubles ports de soutirages pour les besoins de chauffage et la production d'eau chaude sanitaire.

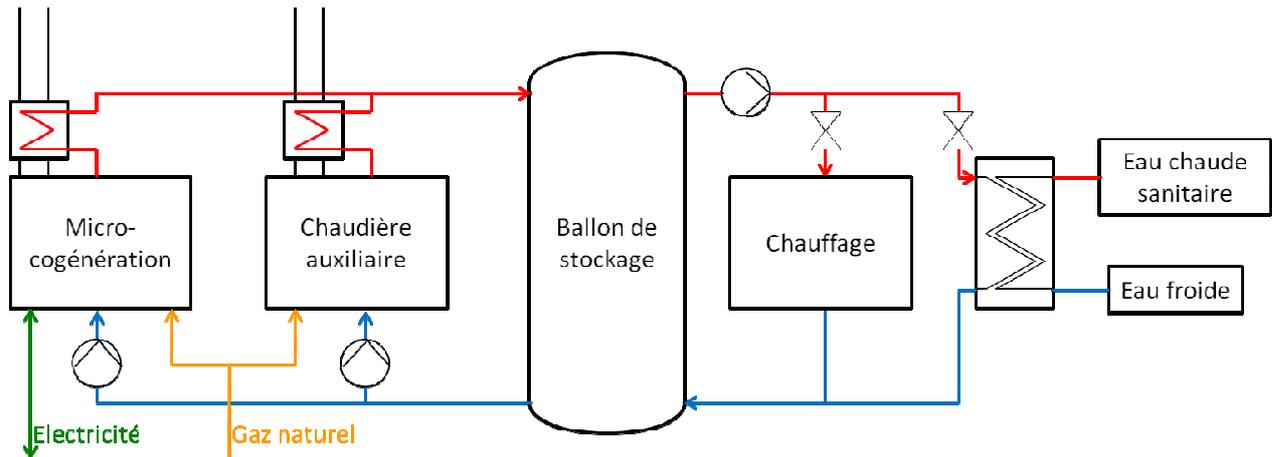


Figure V.11 - Schéma de l'installation de micro-cogénération modélisée

Le système étudié est donc une configuration accumulée, dans laquelle la micro-cogénération et la chaudière auxiliaire délivrent leur énergie en parallèle dans un ballon de stockage, dans lequel sont effectués les puisages vers le réseau de chauffage et la production d'ECS. Ce choix est motivé par les potentialités d'optimisations attendues de cette configuration qui permet d'une part de découpler temporellement production électrique et thermique de la micro-cogénération et d'autre part de stocker l'énergie thermique, et donc d'apporter un complément de puissance thermique lors des pointes. Par ces deux moyens, cette configuration paraît propice à la maximisation du temps de fonctionnement de la micro-cogénération, et donc à l'optimisation du fonctionnement du système.

2.1.2. Modélisation des composants

Les différents éléments du système de micro-cogénération présenté sur la Figure V.11 sont modélisés dans la plate-forme en faisant appel aux différents modèles présentés. Ces différents modèles ont été présentés dans les paragraphes 1.3, 1.4 et 1.5. Le modèle de micro-cogénérateur utilisé est celui développé dans le chapitre III. Les différents modèles utilisés sont indiqués sur la Figure V. 12.

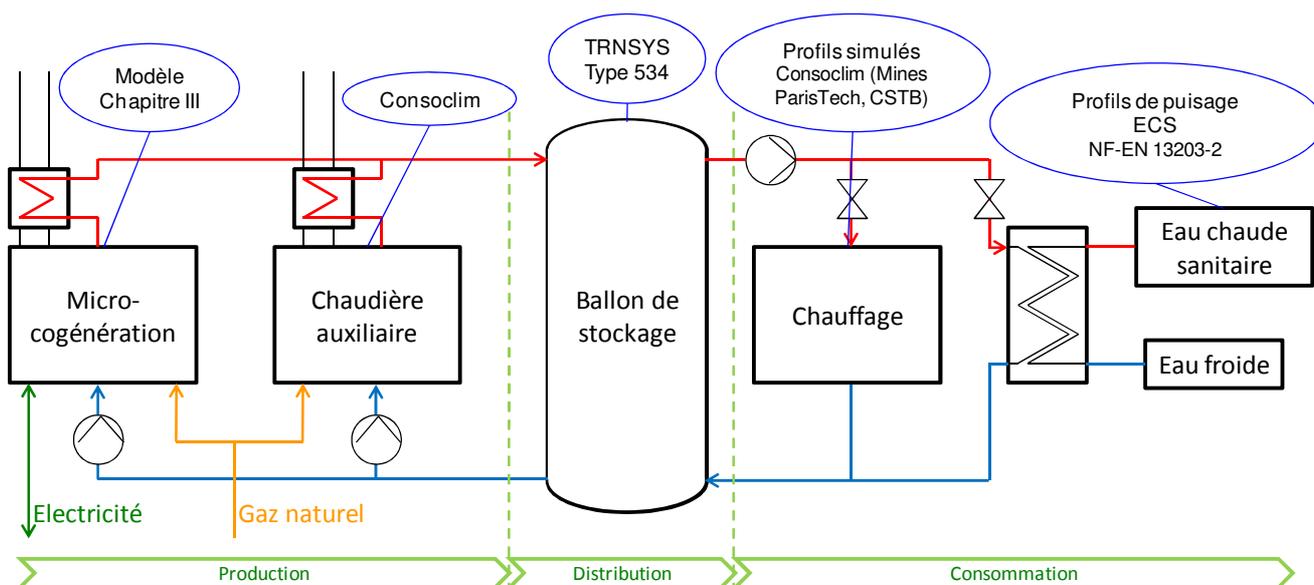


Figure V. 12 - Modèles utilisés pour les composants du système de micro-cogénération

2.1.3. Régulation du système

Le système de micro-cogénération modélisé est régulé en fonction de la température de la couche supérieure du ballon de stockage thermique, c'est-à-dire son point le plus chaud, ou en d'autres termes la température de départ vers le circuit de chauffage ou vers la production d'eau chaude sanitaire.

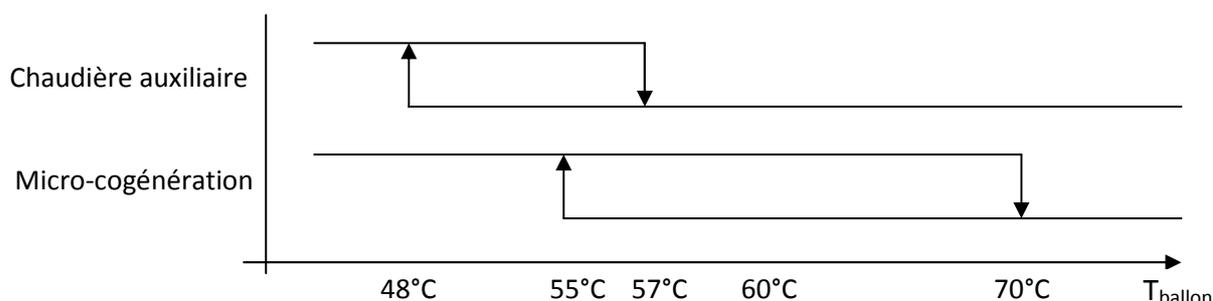


Figure V. 13- Logigramme de régulation du système de micro-cogénération

Comme l'illustre la Figure V. 13, la micro-cogénération est mise en service dès que la température de départ du ballon devient inférieure à 55°C, et elle est mise à l'arrêt lorsque la température atteint ou dépasse 70°C. La chaudière auxiliaire a pour fonction de seconder la micro-cogénération en apportant de la puissance thermique supplémentaire lorsque les besoins dépassent la production du moteur. Cette situation entraîne une diminution de la température du ballon, qui peut même devenir inférieure à la consigne de démarrage de la micro-cogénération. Ainsi, la consigne de démarrage de la chaudière auxiliaire est fixée à 48°C. Elle est mise à l'arrêt lorsque la température du ballon atteint à nouveau ou dépasse 57°C ; la micro-cogénération continuant alors de fonctionner jusqu'à ce que la température atteigne 70°C.

2.2. LES SYSTEMES DE MICRO-COGENERATION SONT-ILS ADAPTES AUX BATIMENTS BASSE ENERGIE ?

Ce paragraphe présente la méthode d'analyse des performances des systèmes de micro-cogénération développée sur trois critères : économique, énergétique et environnementale. Les trois critères retenus sont l'analyse économique en coût global du système de micro-cogénération, la consommation d'énergie primaire et les émissions de CO₂.

2.2.1. Analyse économique en coût global

L'analyse économique en coût global du système de micro-cogénération prend en compte à la fois les coûts d'investissements du système et les coûts d'exploitation sur une durée de fonctionnement.

2.2.1.1. Coûts d'investissements

En l'absence de données définitives concernant le marché français et avant de connaître l'applicabilité d'un crédit d'impôt et de son montant, le coût du micro-cogénérateur a été fixé à $C_{\text{cogé}} = 7500$ €. Ce coût est un ordre de grandeur réaliste du coût de l'unité de micro-cogénération seule, affecté d'un crédit d'impôt de l'ordre de 25%.

Un coût d'investissement différent n'affecterait pas les résultats de notre analyse, puisqu'il s'agit d'un coût constant.

Le coût d'investissement du ballon tampon est fonction de son volume. L'agrégation d'un grand nombre de données constructeur nous ont permis de définir l'équation (V. 3) pour le coût d'un ballon C_{ballon} en fonction de son volume V_{ballon} .

$$C_{\text{ballon}} = \left(\frac{V_{\text{ballon}}}{V_{\text{ballon}_0}} \right)^{0.55} \cdot C_{\text{ballon}_0} \quad (\text{V. 3})$$

où : V_{ballon_0} est le volume du ballon de référence (égal à 400 L)
 C_{ballon_0} est le coût du ballon de référence (égal à 1022 €).

Enfin, la chaudière auxiliaire étant classiquement incluse dans les unités de micro-cogénération à moteur Stirling commercialisée, nous n'avons pas affecté de coût d'investissement spécifique à la chaudière auxiliaire dans ces simulations.

2.2.1.2. Coûts d'exploitation

Les seuls coûts d'exploitation pris en compte sont les coûts des énergies consommées, en gaz naturel et en électricité. Les coûts de maintenance et d'entretien de l'installation ne sont pas pris en compte. Ils sont supposés être peu différents des coûts classiques pour une installation équivalente en chaudière à gaz naturel. Les coûts d'abonnement auprès du fournisseur d'électricité et de gaz naturel ne sont pas non plus considérés ; ils sont supposés être supportés de manière équivalente que pour une installation classique.

Les coûts des énergies considérés représentent le contexte tarifaire français au 1^{er} janvier 2010. Le coût du gaz naturel est de $C_{\text{gaz}} = 4.31$ c€.kWh⁻¹, exprimé sur le pouvoir calorifique supérieur du gaz naturel (Ministère de l'économie, des finances et de l'industrie, 2010).

Pour l'électricité, les consommateurs français souscrivent majoritairement à une offre dite

« double tarif », pour laquelle le prix de l'électricité fournie varie pendant la période de la journée : de 6h à 22h, le tarif s'établit à $C_{\text{élec}} = 11.54 \text{ c}\text{€}.\text{kWh}^{-1}$, et de 22h à 6h le tarif est de $C_{\text{élec}} = 7.34 \text{ c}\text{€}.\text{kWh}^{-1}$ (ES, 2010).

Il existe un tarif de rachat prévu par l'arrêté du 13 mars 2002 (Journal Officiel, 2002) pour les installations de micro-cogénération de puissance électrique inférieure à 36 kVA. Selon ses dispositions, le fournisseur est tenu de racheter l'électricité produite au tarif de fourniture *heures pleines*, sans variation horosaisonnaire, diminué de toutes les taxes en vigueur et de la contribution au service public de fourniture d'électricité. Calculé à partir du tarif de l'électricité, le tarif de rachat s'établit à $C_{\text{rachat}} = 8.17 \text{ c}\text{€}.\text{kWh}^{-1}$. Il ne dépend pas du temps.

Cependant, il est à noter que, pour pouvoir revendre de l'électricité au réseau, il est nécessaire de compter cette énergie, et pour cela, de faire poser un deuxième compteur électrique, pour lequel il faut ensuite souscrire un abonnement annuel de 57 €. La pose de compteur est facturée environ 200 € par le gestionnaire de réseau.

Des résultats de simulation préliminaires ont montré qu'il n'est pas économiquement intéressant dans ce contexte d'envisager une revente de l'électricité non consommée localement au réseau. Le produit de la revente d'énergie ne suffit pas à compenser les frais de mise en service et de location du compteur supplémentaire.

La solution préconisée en France consiste donc à autoconsommer au maximum l'électricité produite, qui vient en déduction de la facture d'électricité, et de réinjecter le surplus dans le réseau, mais sans valorisation.

Ainsi, et c'est l'hypothèse qui a été retenue dans nos simulations, l'électricité autoconsommée évite la consommation d'électricité du réseau et provoque donc une diminution de la facture de l'exploitant de la micro-cogénération, et l'électricité non autoconsommée est exportée sur le réseau et perdue du point de vue économique.

2.2.2. Analyse énergétique en énergie primaire

Les facteurs de conversion en énergie primaire retenus sont ceux du contexte français. Le facteur de conversion de l'électricité est établi en fonction du mix énergétique national. Les facteurs de conversion sont donnés dans la réglementation thermique française, respectivement de $EP_{\text{élec}} = 2.58 \text{ kWh}_{\text{EP}}.\text{kWh}^{-1}$ pour l'électricité et de $EP_{\text{gaz}} = 1 \text{ kWh}_{\text{EP}}.\text{kWh}^{-1}$ pour le gaz naturel (RT 2005).

Il n'est pas tenu compte dans ces facteurs des impacts énergétiques de la chaîne d'extraction et de distribution de l'énergie primaire.

2.2.3. Analyse environnementale en émissions CO₂

Le facteur d'émissions CO₂ du gaz naturel est pris égal à $EM_{\text{gaz}} = 0.241 \text{ kg}.\text{kWh}^{-1}$ (Dorer & Weber, 2009). Ce facteur correspond à une moyenne des émissions de la combustion réelle du gaz naturel.

Pour l'électricité, le facteur d'émissions CO₂ du parc de production français est considéré de manière dynamique : le contenu carbone de l'électricité varie heure par heure en fonction des moyens de production mobilisés. La méthode de variation est décrite dans le paragraphe 1.5.4.2.

2.2.4. Equations

La fonction de coût global du système de micro-cogénération est définie sur une période de 15 ans. Elle prend en compte les coûts d'investissement et d'exploitation définis ci-dessus, et les bonifications pour les émissions de CO₂ évitées par la consommation d'électricité produite localement. Cette fonction de coût global CG s'écrit par (V. 4).

$$CG = C_{invest} + 15 \cdot \sum_{année} \left\{ \left(G_{cogé}(i) + G_{aux}(i) \right) \cdot C_{gaz} - E_{auto}(i) \cdot C_{élec}(i) - C_{CO_2}^{année} \right\} \quad (V. 4)$$

où : $C_{invest} = C_{cogé} + C_{ballon}$ désigne les coûts d'investissement pour la micro-cogénération et le ballon de stockage thermique ;

$G_{cogé}(i)$ et $G_{aux}(i)$ est le gaz naturel consommé au pas de temps i par la micro-cogénération et la chaudière auxiliaire respectivement, exprimé en kWh PCS ;

$E_{auto}(i)$ est l'électricité produite par la micro-cogénération consommée localement durant le pas de temps i ;

$C_{élec}(i)$ est le coût de l'électricité pendant le pas de temps i ;

$C_{CO_2}^{année}$ est la valeur économique des émissions de CO₂ évitées du fait de la production locale d'électricité, définie par (V. 5).

Il n'est pas tenu compte d'une variation du coût de l'électricité ou du coût du gaz naturel pendant la durée de l'étude. Les certificats d'économie d'énergies auxquels peut ouvrir droit l'installation d'une micro-cogénération en rénovation uniquement ne sont également pas pris en compte.

Le calcul des émissions de CO₂ doit prendre en compte la surconsommation de gaz pour produire de l'électricité. Toute l'électricité générée apporte une réduction des émissions, qu'elle soit autoconsommée ou exportée vers le réseau. L'électricité produite localement évite les pertes de distribution qui affectent les productions centralisées. Pour les prendre en compte, deux facteurs différents sont considérés : 0.925 pour l'électricité exportée vers le réseau, et 0.860 pour l'électricité consommée sur le site, d'après la décision de la commission 2007/74/CE (Journal Officiel de l'Union Européenne, 2007). Ainsi, le calcul de $C_{CO_2}^{année}$ est réalisé par (V. 5)².

$$C_{CO_2}^{année} = \sum_{année} \left\{ \left(\left[\frac{E_{loc}(i)}{0.860} + \frac{E_{réseau}(i)}{0.925} \right] \cdot CF(i) - \frac{E_{loc}(i) + E_{réseau}(i)}{\eta_{global}(i)} \cdot EM_{gaz} \right) \cdot C_t CO_2 \right\} \quad (V. 5)$$

où : $E_{loc}(i)$ est l'électricité autoconsommée au pas de temps i ;

$E_{réseau}(i)$ est l'électricité exportée vers le réseau au pas de temps i ;

$\eta_{global}(i)$ est le rendement global de la micro-cogénération au pas de temps i , pris égal à

$$\eta_{global}(i) = \frac{Q_{HX}(i) + P_{brut}(i)}{G_{cogé}(i)} \quad (V. 6)$$

$CF(i)$ est le contenu CO₂ moyen de l'électricité produite au pas de temps i , déterminé selon la méthode moyenne, horaire ou marginale (voir Annexe 9) ;

² Un biais est potentiellement introduit par cette équation, dans la mesure où les émissions totales de la micro-cogénération devraient être prises en compte, y compris pour la production de chaleur. Cette formule suppose que les rendements de la micro-cogénération et de la solution de référence sont identiques.

$C_{t\ CO_2}$ est le coût d'une tonne de CO_2 émis (égal à $30\text{€}\cdot\text{t}^{-1}$).

Le second terme de (V. 5) est une méthode simplifiée pour déterminer la surconsommation de gaz liée à la production d'électricité, partant du principe que les rendements de la solution de base et de la micro-cogénération sont proches. Dans ce cas, la fraction (puissance électrique/rendement global) de la consommation de la micro-cogénération est effectivement liée à la production d'électricité.

Dans la suite, ce terme $C_{CO_2}^{année}$ n'est pas pris en compte car le marché du CO_2 n'est pas aujourd'hui ouvert aux clients potentiels de la micro-cogénération, principalement particuliers. Ce terme est défavorable à la micro-cogénération dans le contexte français.

2.2.5. Résultats et analyse

Les quatre configurations de bâtiments simulées conduisent à quatre besoins thermiques différents (voir paragraphe 1.5.2.3). Ainsi, il est possible de présenter les résultats en fonction des besoins thermiques du bâtiment, en sachant que seuls les besoins de chauffage ont varié entre les différentes configurations, les besoins thermiques pour la production d'ECS et leur répartition temporelle sont restés identiques dans tous les cas.

La Figure V. 14 montre l'évolution du temps de fonctionnement annuel et du nombre de démarrages annuels de la micro-cogénération en fonction des besoins thermiques du bâtiment. Logiquement, des besoins thermiques importants conduisent à un nombre d'heure de fonctionnement plus élevé. On constate que le nombre de démarrages de la micro-cogénération augmente dans les mêmes proportions. Cela signifie que la durée moyenne de fonctionnement de la micro-cogénération par démarrage reste sensiblement la même, elle aurait même tendance à baisser légèrement.

L'explication de ce phénomène tient au fait que les demandes conséquentes d'ECS, comme les puisages pour une douche, provoquent un fonctionnement d'une durée importante pour reconstituer le stock d'énergie thermique dans le ballon, alors que les puisages de chauffage, relativement continus sur les périodes d'occupation pendant la saison de chauffage, mais de faible intensité, peuvent provoquer des fonctionnements de plus courte durée, dès que la température du ballon passe sous la température de consigne.

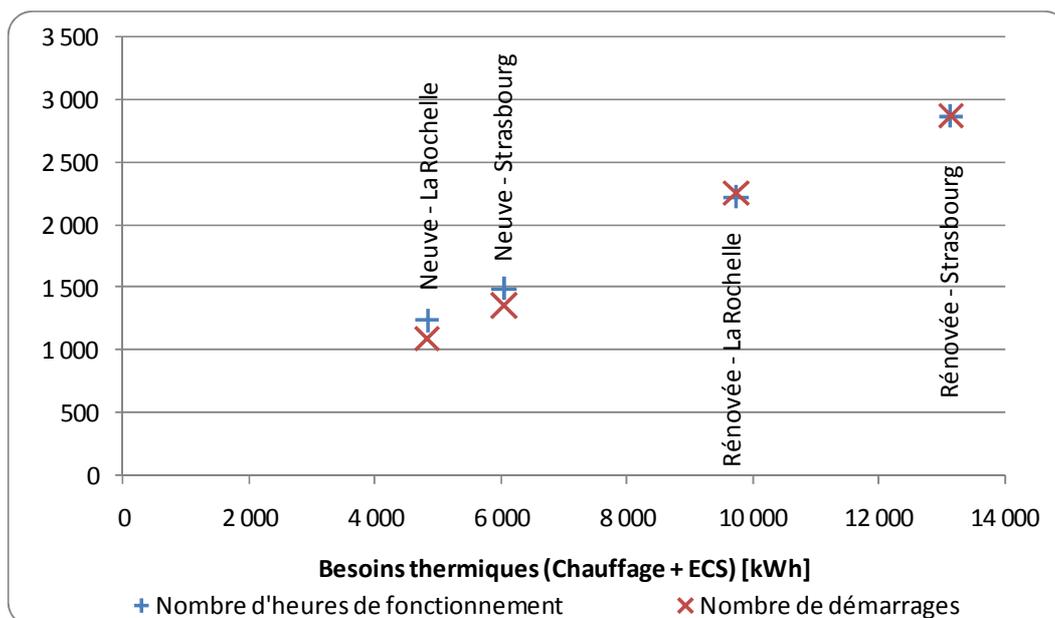


Figure V. 14 - Nombre d'heures de fonctionnement et de démarrages annuels de la micro-cogénération en fonction des besoins thermiques du bâtiment (Chauffage et ECS)

La Figure V. 15 présente le coût d'exploitation annuel et le coût global sur une période de quinze ans, tel que présenté au paragraphe 2.2.4, du système de micro-cogénération étudié dans les quatre configurations de bâtiments, en fonction des besoins thermiques du bâtiment. Le coût d'exploitation augmente avec les besoins thermiques. Le coût global également, mais l'évolution est dans ce cas affine, puisque les coûts d'investissements sont pris en compte dans la formule de calcul.

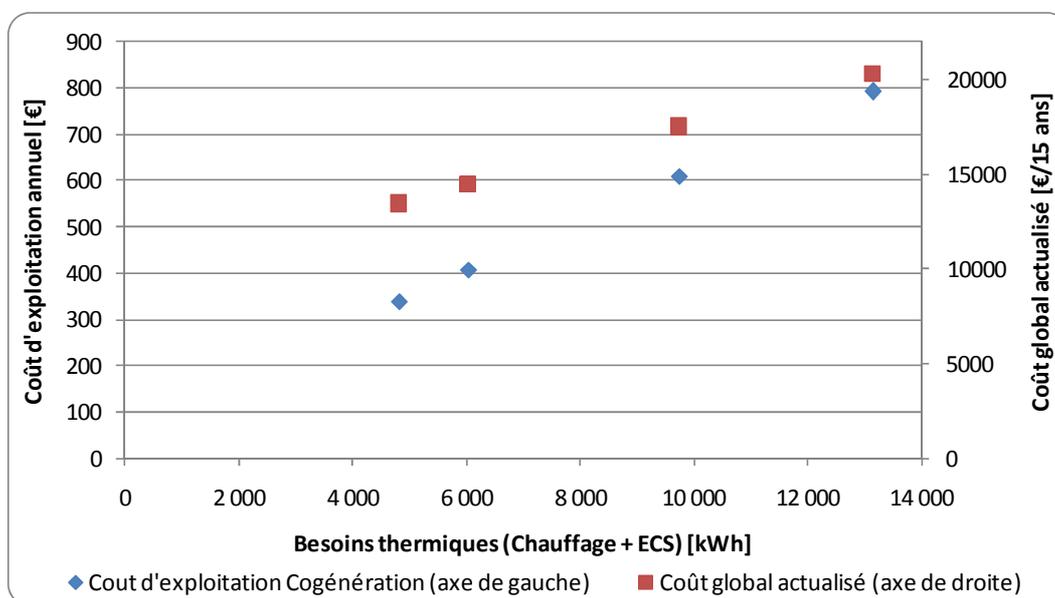


Figure V. 15 - Coût d'exploitation annuel du système de micro-cogénération en fonction des besoins thermiques du bâtiment

La Figure V. 16 présente, pour chacune des configurations de maison individuelle étudiée, l'énergie électrique produite par la micro-cogénération, l'énergie électrique autoconsommée sur le site, et la part d'électricité produite autoconsommée. La quantité d'énergie produite augmente logiquement avec les besoins thermiques, puisque la

production d'électricité est fatale à la production thermique lors du recours à la micro-cogénération. La quantité d'électricité autoconsommée, si elle augmente en valeur absolue avec les besoins thermiques, progresse cependant moins vite, traduisant une certaine limite aux capacités d'autoconsommation de l'énergie électrique produite. Ainsi, la proportion d'électricité autoconsommée diminue légèrement avec les besoins thermiques, et passe de 78 à 72%.

Il est à noter que dans nos simulations, l'électricité non autoconsommée est réinjectée sans rémunération sur le réseau, et est donc perdue, du point de vue économique pour l'exploitant de la micro-cogénération.

Dans le cadre strict des simulations que nous avons réalisées, nous pouvons conclure que ce sont les bâtiments qui présentent des besoins thermiques importants qui présentent un intérêt pour les systèmes de micro-cogénération, car ils maximisent la quantité d'énergie électrique autoconsommée. Ainsi, la rénovation et les micro-réseaux de chaleurs nous semblent des voies d'investigations pour de futures recherches.

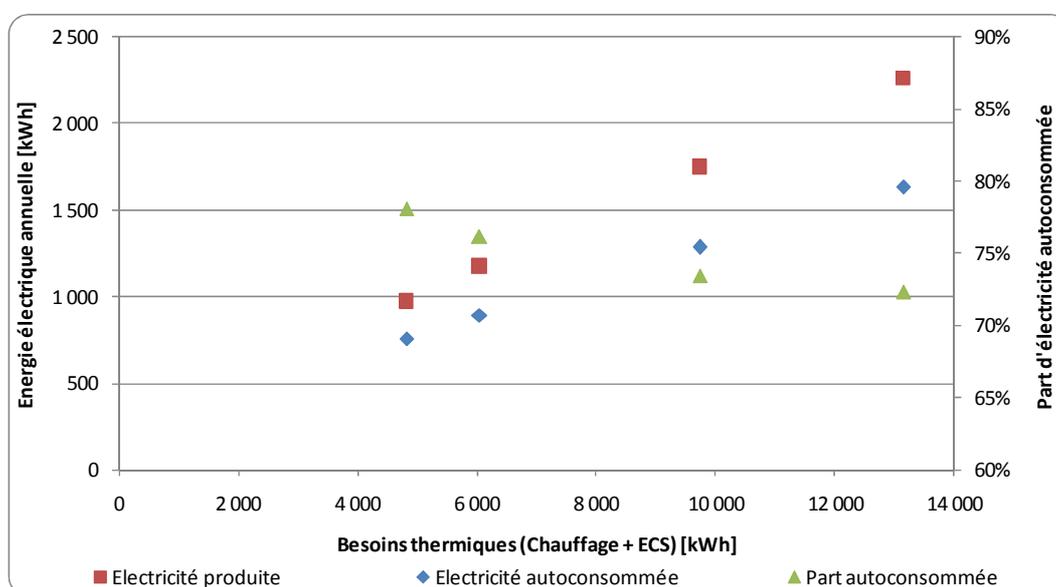


Figure V. 16 - Energie électrique produite par la micro-cogénération, consommée sur site et proportion autoconsommée annuellement en fonction des besoins thermiques du bâtiment

2.3. OPTIMISATION DE SYSTEMES DE MICRO-COGENERATION

2.3.1. Définition d'une fonction d'optimisation

La fonction retenue pour l'optimisation du système est la fonction coût global du système, qui prend en compte les coûts d'investissement et d'exploitation du système. La minimisation de cette fonction entraîne donc une minimisation des coûts.

2.3.1.1. Fonction contrainte

Des résultats préliminaires de simulation ont montré que l'optimisation risque de converger vers un résultat aberrant par rapport à la configuration étudiée, soit un volume de ballon

nul. Cette solution n'est pas satisfaisante vis-à-vis du confort des occupants, donnée non prise en compte dans la fonction objectif définie. Pour éviter la convergence vers des solutions impossibles, il est nécessaire d'imposer des bornes à l'algorithme d'optimisation. Ces bornes sont implémentées sous la forme d'une fonction contrainte, dont le rôle est d'augmenter artificiellement la valeur de la fonction objectif lorsque les bornes sont franchies, de manière à écarter l'algorithme d'optimisation de ces solutions. Cela revient, en fait, à éliminer des solutions impossibles.

La fonction contrainte pénalise les cas où le confort thermique n'est pas assuré, c'est-à-dire les pas de temps pour lesquels la température de départ du ballon est inférieure à 35°C.

Cette fonction contrainte FC est définie au pas de temps i par (V. 7). Elle est ajoutée au prix des énergies à chaque pas de temps pour pénaliser la fonction de coût global.

$$FC(i) = \begin{cases} 5 \cdot (35 - T(i)) & \text{si } 30 < T_{ballon}^{dép}(i) \leq 35 \\ 6 & \text{si } T_{ballon}^{dép}(i) \leq 30 \end{cases} \quad (V. 7)$$

Dans laquelle $T_{ballon}^{dép}(i)$ désigne la température de départ du ballon au pas de temps i .

2.3.1.2. Fonction objectif

La fonction objectif de la simulation est donc la fonction de coût global CG (V. 4), dans laquelle la fonction contrainte est ajoutée à chaque pas de temps au coût des énergies. On définit alors la fonction objectifs FO par

$$FO = C_{invest} + 15 \cdot \sum_{année} \{G_{conso}(i) \cdot C_{gaz} - E_{auto}(i) \cdot C_{elec}(i) + FC(i)\} \quad (V. 8)$$

Où $G_{conso}(i) = G_{cogé}(i) + G_{aux}(i)$ désigne le gaz naturel consommé au pas de temps i par la micro-cogénération et la chaudière auxiliaire, exprimé en kWh PCS.

2.3.2. Résultats d'optimisation

Parmi les quatre bâtiments basse énergie étudiés, nous avons retenu le cas de la maison individuelle rénovée située dans la zone climatique de Strasbourg pour l'optimisation, car il conduit aux besoins thermiques les plus importants.

Le résultat d'une optimisation consiste à identifier les valeurs des paramètres conduisant à la valeur de la fonction objectif la plus faible, ce qui limite les possibilités d'interprétations de l'action de chacun des paramètres. Ainsi, pour visualiser l'effet des paramètres pris indépendamment sur le coût global du système de micro-cogénération, nous avons réalisé une étude paramétrique. Le paragraphe suivant présente la variation du coût d'exploitation annuel en fonction de trois paramètres de la simulation, toutes choses étant maintenues égales par ailleurs : le volume du ballon, l'isolation du ballon et la puissance de la chaudière auxiliaire. Le paragraphe 2.3.2.2 présente le résultat de l'optimisation, et discute de l'influence de l'optimisation sur les résultats de simulation, c'est-à-dire sur les performances du système de micro-cogénération.

2.3.2.1. Analyse paramétrique

La Figure V. 17 présente l'évolution du coût d'exploitation annuel en fonction du volume de ballon de stockage. Le coût d'exploitation croît avec le volume du ballon, selon une courbe qui semble tendre vers une asymptote. L'augmentation du coût d'exploitation est due à

l'augmentation des pertes thermiques dans le ballon, qu'il faut compenser par un surcroît de production, donc de consommation. Un mécanisme d'incitation tarifaire à la production durant certaines heures pourrait modifier cet état de fait ; en particulier dans le contexte français, favoriser le fonctionnement de la micro-cogénération durant les heures de consommation, donc de non-perte de l'électricité, pourrait modifier ce résultat.

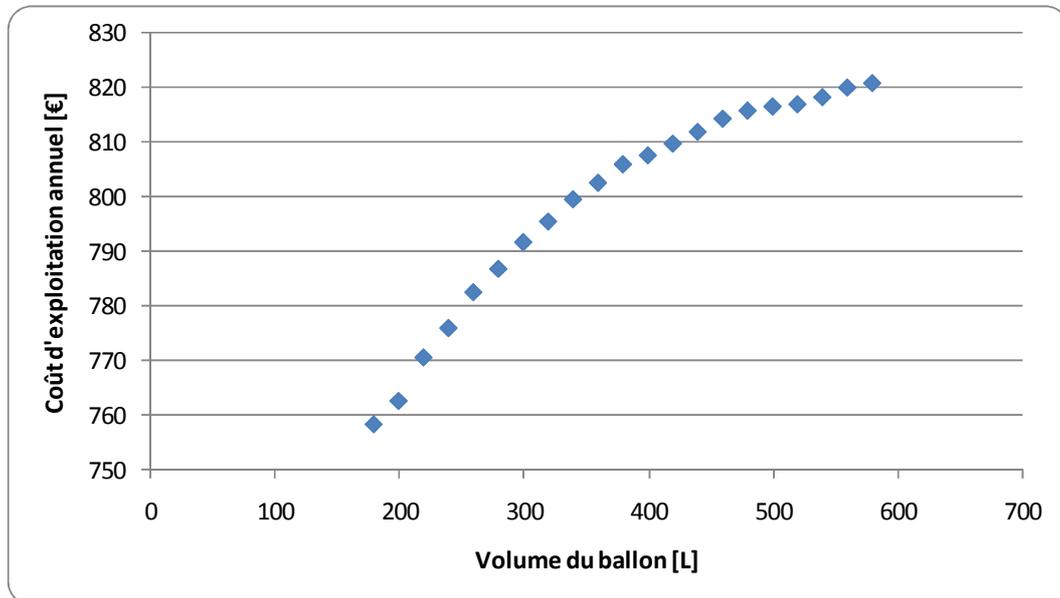


Figure V. 17 - Coût d'exploitation annuel en fonction du volume du ballon de l'installation

La Figure V. 18 présente la variation du coût d'exploitation annuel en fonction de l'isolation du ballon. Le coefficient de déperdition surfacique du ballon a été ici converti en épaisseur équivalente d'isolant de conductivité $\lambda = 0,04 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Le coût d'exploitation décroît avec le renforcement de l'isolation du ballon, et cette évolution tend rapidement vers une asymptote horizontale aux environs de 700 €. Les données manquent pour évaluer le coût d'investissement dans l'isolation supplémentaire du ballon, ce qui ne permet pas de l'intégrer dans le calcul du coût global du système. Néanmoins, à partir de 7 cm d'isolant, le gain en coût d'exploitation annuel est tellement faible que l'apport d'isolation supplémentaire ne paraît pas justifié.

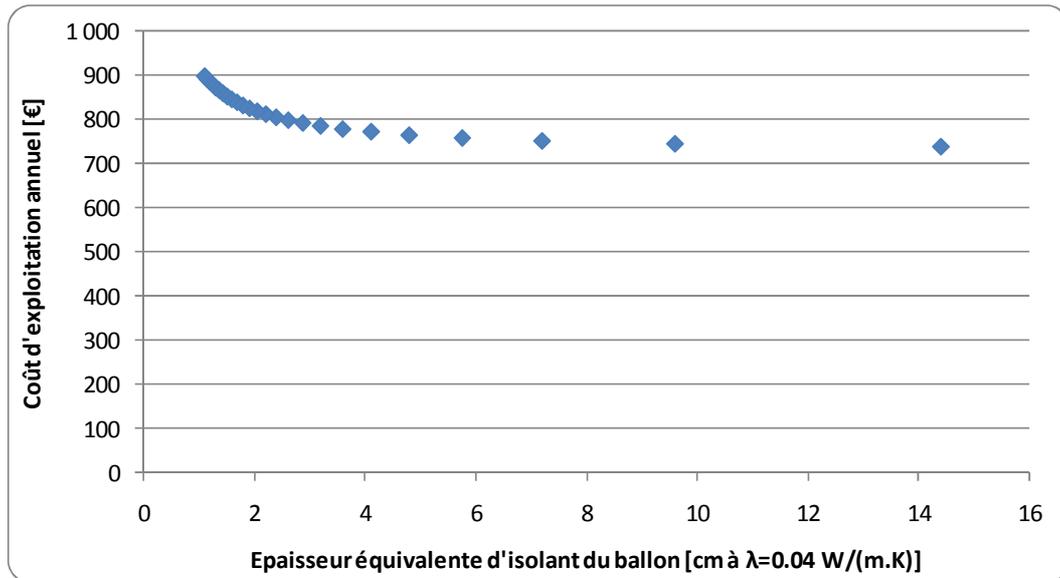


Figure V. 18 - Coût d'exploitation annuel en fonction de l'épaisseur équivalente de d'isolation du ballon de stockage thermique (pour une conductivité de $0.04 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, et un volume de 300 L)

2.3.2.2. Optimisation du coût global dans le contexte français actuel

Une optimisation a été réalisée sur le cas d'étude défini précédemment : une maison individuelle rénovée selon des critères basse énergie et située dans la zone climatique de Strasbourg. Cette optimisation a été menée pour trois paramètres étudiés dans le paragraphe précédent : le volume du ballon, l'isolation du ballon et la puissance de la chaudière auxiliaire. Le Tableau V. 6 résume les valeurs initiales de ces paramètres, qui correspondent aux valeurs de ces paramètres pour les simulations réalisées précédemment, ainsi que les bornes fixées comme limites de variation des paramètres pour la recherche de l'optimum. Ces bornes ont été fixées de manière à conserver des limites réalistes. La valeur minimale du volume du ballon est issue de résultats de simulation préliminaires : en dessous de 180 L environ, la capacité de stockage du ballon n'est plus suffisante pour assurer les besoins de confort du logement, en particulier pour la fourniture de l'ECS. La dernière colonne du Tableau V. 6 indique les valeurs trouvées par le logiciel d'optimisation après minimisation de la fonction objectif, c'est-à-dire du coût global du système.

Paramètre	Valeur initiale	Borne minimale	Borne maximale	Valeur après optimisation
Volume du ballon [L]	300	180	1000	181.3
Épaisseur d'isolant à $\lambda=0.04$ [cm]	2.9	0.5	29	29
Puissance de la chaudière auxiliaire [kW]	19000	5000	45000	18435

Tableau V. 6 - Valeur initiale et après optimisation des paramètres, bornes de l'optimisation

Nous avons à nouveau simulé le système avec pour paramètres les valeurs optimisées, afin d'évaluer l'importance de l'optimisation. Les résultats sont présentés dans le Tableau V. 7,

ainsi qu’une comparaison par rapport à la simulation avec optimisation, notée simulation de base.

	Coût d'exploitation annuel	Energie primaire annuelle	Coût global (15 ans)	Durée de fonctionnement annuelle	Nombre de démarrages annuels
	[€]	[kWh _{EP}]	[€]	[h]	[-]
Base	792	16 329	19 993	2 870	2 870
Optimisée	710	14 743	18 844	2 537	4 579

Tableau V. 7 - Résultats de la simulation avec les paramètres optimisés, et comparaison avec la simulation de base

Les résultats montrent une réduction des coûts des énergies et de la consommation d’énergie primaire pour la simulation réalisée avec les paramètres optimisés. Elle conduit également à une réduction du nombre d’heures de fonctionnement annuel, mais à une forte augmentation du nombre de démarrages, à relier à la diminution du volume du ballon et à son isolation renforcée.

L’influence de l’optimisation ne paraît pas ici très importante, mais il est à noter que les valeurs initiales des paramètres avec lesquelles ont été conduites les simulations de base sont issues de notre expérience personnelle et d’observations d’installations existantes ; par conséquent, il est cohérent que ces valeurs initiales soient relativement proches des valeurs optimisées.

Encore une fois, l’objectif de ce paragraphe n’est pas de valider ou non l’intérêt des micro-cogénérateurs, mais de tester les capacités et les performances de la plate-forme de simulation et d’optimisation développée.

2.3.3. Discussion et conclusions

Ce paragraphe a permis de présenter la plate-forme de simulation et d’optimisation réalisée dans le cadre de cette thèse. Cette plate-forme répond au cahier des charges fixé, en ce qu’il est évolutif, adaptable à différents types d’installations de systèmes de production et de micro-cogénération. Le contexte énergétique, tarifaire et environnemental est totalement paramétrable, ce qui lui permet d’être appliqué dans différents contextes régionaux existants et prospectifs.

La plate-forme, développée sous TRNSYS, peut simuler un système avec les deux modèles de moteur de micro-cogénération identifiés, celui de l’Annexe 42 (certains résultats de simulation et d’optimisation obtenus avec ce modèle sont présentés dans Andlauer *et al.*, 2010), et le modèle de micro-cogénération développé dans cette thèse.

Cette plate-forme est capable de simuler et d’optimiser les paramètres de systèmes de micro-cogénération, comme nous l’avons vu dans ce chapitre sur quelques cas d’étude.

Les travaux futurs menés sur cette plate-forme doivent étoffer le nombre de systèmes simulés, en particulier des systèmes partiellement accumulés. Ils devraient également s’intéresser à la validation des résultats obtenus, et explorer différents contextes d’étude.

Certains contextes fournissent des cas d’étude particulièrement propices à l’optimisation. C’est notamment le cas lorsque le tarif de rachat fluctue au cours de la journée, et lorsqu’il est très élevé pendant les heures de pointes. Il est alors particulièrement intéressant de pouvoir décorrélérer la production de la consommation, pour assurer la production électrique

et thermique lors des périodes de fort tarif de rachat. L'optimisation peut alors permettre d'identifier les paramètres de l'installation optimaux pour minimiser le coût global, ou les stratégies de régulation de l'installation conduisant à minimiser les impacts environnementaux, ce qui permet par la suite de définir des guides de bonnes pratiques à destination des maîtres d'ouvrages.

3. BIBLIOGRAPHIE

ADEME & RTE. 2007. *Le contenu CO₂ du kWh électrique : Avantages comparés du contenu marginal et du contenu par usages sur la base de l'historique*. Note détaillée, téléchargée le 9 mars 2009 depuis <http://www.agirpourenvironnement.org/pdf/contenuCO2longue.pdf>

ADEME. 2007. *Bilan Carbone : Guide des facteurs d'émissions [Version 5.0]*. Document téléchargé le 9 mars 2009 depuis <http://www2.ademe.fr/servlet/getBin?name=CD6902D1AAFD8740470C44C136A32C451169215062423.pdf>

AICVF. 2004. *Eau chaude sanitaire : maîtriser énergie, confort, santé*. Recommandation 02-2004 de l'Association des ingénieurs en climatique, ventilation et froid. Paris : AICVF.

AICVF. 1991. *E.C.S. L'eau chaude sanitaire dans les bâtiments résidentiels et tertiaires : Conception et calculs des installations*. Collection des guides de l'AICVF. Paris : Pyc.

Andlauer, B., Stabat, P., Marchio, D., & Flament, B. 2010. Multi-objective optimisation procedures for sizing and operating building-integrated micro-cogeneration systems. Communication présentée à la conférence SSB, Liège, Belgique. Décembre 2010.

Binz, A., Haas, A., Viridén, K., Althaus, H., Moosmann, A., & Wydler, J. 2001. *Minergie und Passivhaus: Zwei Gebäudestandards im Vergleich*. Jahresbericht, Programm Rationelle Energienutzung in Gebäuden. Muttenz, Suisse : Institut für Energie, Fachhochschule beider Basel.

Bohler, A., Casari, R., Fleury, E., Marchio, D., Millet, J.-R., & Morisot, O. 2000. Consoclim – ensemble coordonné d'algorithmes pour le calcul des consommations d'énergie des bâtiments. *Cahiers du CSTB*, n° 3187, pp. 1-12.

Bradley, D. B., McDowell, T. P. & Thornton, J.W. 2004. *TESS Libraries version 2.0*. Madison, WI, USA : Thermal Energy System Specialists.

Decré, F. & Chefdeville, H. 1995. Principes de tarification de l'électricité en France. In *Techniques de l'ingénieur*, traité Génie électrique, D 4 023.

De Dietrich Thermique. 2006. *Ecodens. Chaudière gaz au sol à condensation DTG1300-24 Eco/V130 pour chauffage central à eau chaude et production d'eau chaude sanitaire de 6 à 24 kW*. Notice technique. Téléchargé le 25 septembre 2009 depuis <http://www.dedietrichthermique.com>

Dorer, V et Weber, A. 2009. Energy and carbon emission footprint of micro-CHP systems in residential buildings of different energy demand levels. *Journal of Building Performance Simulation*, 2, pp. 31 – 46.

EDF. 2009a. *Suivi Indicateur 2008 : Emissions gaz à effet de serre*. Note d'Electricité de France, téléchargée le 15 juin 2009 depuis http://service-public.edf.com/fichiers/fckeditor/File/service%20public/indicateur_co2_2008_full.pdf

EDF. 2009b. *Information sur l'origine de l'électricité fournie par EDF*. Document consulté le 11 décembre 2009 sur http://www.edf.fr/html/etiq_elec/index.html

EDF. 2005. *Note de cadrage sur le contenu CO₂ du kWh d'usage en France*. Document téléchargé le 9 mars 2009 depuis http://www.edf.com/fichiers/fckeditor/File/service%20public/methodo_usage_elec.pdf

Effinergie. 2009. Site Internet Effinergie. Consulté le 16 avril 2009 sur <http://www.effinergie.org/>

Electricité de Strasbourg. 2010. *Tarif Bleu*. Strasbourg, France: Electricité de Strasbourg.

Feist, W. 2009. *Informationen zum Passivhaus* [en Allemand]. Darmstadt: Passivhaus Institut. Document consultable sur <http://www.passiv.de/>

Groupe EDF. 2009. *Indicateurs développement durable 2008*. Téléchargé le 11 décembre 2009 depuis www.edf.fr

Haller, M. Y., Paavilainen, J., Konersmann, L., Haberl, R., Dröscher, A., Frank, E., Bales, C. & Streicher, W. 2011. A unified model for the simulation of oil, gas and biomass space heating boilers for energystimating purposes. Part I: Model development, *Journal of Building Performance Simulation*, 4, 1, 1 – 18.

Haller, M., Dröscher, A., Konersmann, L., Haberl, R., & Frank, E. 2009. *Comparison of different approaches for the simulation of boilers using oil, gas, pellets or wood chips*. Proceedings of 11th International Building Performance Simulation Association Conference, Glasgow, Scotland.

Hawkes, A., & Leach, M. 2005. Impacts of temporal precision in optimization modelling of micro-combined heat and power. *Energy* 30, 1759-1779.

Journal Officiel de l'Union Européenne. 2007. *Commission decision of 21 December 2006 establishing harmonised efficiency reference values for separate production of electricity and heat in application of Directive 2004/8/EC of the European Parliament and of the Council*.

Journal Officiel. 2002. *Arrêté du 13 mars 2002 fixant les conditions d'achat de l'électricité produite par les installations d'une puissance inférieure ou égale à 36 kVA pouvant bénéficier de l'obligation d'achat*. Paris: Journal Officiel de la République Française.

Knight, I., Kreutzer, N., Manning, M., Swinton, M., & Ribberink, H. 2007. *European and Canadian non-HVAC electric and DHW load profiles for use in simulating the performance of residential cogeneration systems*. IEA, Annex 42-FC+COGEN-SIM, Subtask A. (available from http://www.ecbcs.org/docs/Annex_42_Domestic_Energy_Profiles.pdf)

Langlois-Berthelot, M., Revial, T., & Biren, J.-M. 2007. *Rapport sur les installations de cogénération sous obligation d'achat*. Ministère de l'Economie, des Finances et de l'Industrie : Inspection générale des Finances et Conseil général des Mines.

Ministère de l'Économie, des Finances et de l'Industrie. 2010. *Base de données PEGASE sur les statistiques énergétiques*. Consultée en avril 2010 en ligne sur : www.industrie.gouv.fr/energie/statisti/pegase.htm

NF-EN 13203-2. 2006. *Gas-fired domestic appliances producing hot water - Appliances not exceeding 70 kW heat input and 300 litres water storage capacity - Part 2: assessment of energy consumption*. Paris: AFNOR.

Orphelin, M. 1999. *Méthodes pour la reconstitution de courbes de charge agrégées des usages thermiques de l'électricité*. Thèse de Doctorat, Ecole des Mines de Paris, Paris.

PriceWaterhouseCoopers & Enerpresse. 2008. *Changement climatique et Électricité : Facteur carbone européen, Comparaison des émissions de CO₂ des principaux électriciens européens*. Rapport téléchargé le 16 mars 2009 depuis http://www.pwc.fr/assets/files/pdf/2008/11/pwc_carbon_factor_2008_fr2.pdf

Rochard, U. 2008. Vergleichbarkeit von Energiekennwerten aus Nachweisverfahren in Deutschland, Frankreich und der Schweiz. *Bauphysik* 30, 328-332.

RT. 2005. *Réglementation thermique 2005*, CSTB, France.

Sidler, O. 2002. *Connaissance et maîtrise des consommations des usages de l'électricité dans le secteur résidentiel*. Rapport du bureau d'études Enertech. Félines sur Rimandoule, France.

Thiers, S. 2008. *Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive*. Thèse de Doctorat. Paris : Ecole des Mines de Paris.

Tittlein, P. 2008. *Environnements de simulation adaptés à l'étude du comportement énergétique des bâtiments basse consommation*. Thèse de Doctorat. Chambéry : Université de Savoie.

Tittlein, P., Wurtz, E., & Achard, G. 2006. *Bâtiments à forte efficacité énergétique : Etat de l'art et réalisations envisagées au sein de l'Institut National de l'Énergie Solaire*. Communication présentée à IBPSA France, La Réunion.

Wetter, M. 2001. GenOpt : a generic optimisation program. *IBPSA's Building simulation conference*, Brésil: Rio de Janeiro.

Wittwer, V., & Voss, K. 2001. *Solar Passivhaus „Wohnen & Arbeiten“, Freiburg, Vauban. Förderung durch die Deutsche Bundesstiftung Umwelt. Schlussbericht.* Freiburg, Allemagne: Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme.

Zirngibl, J. & Millet, J.-R. 2002. *Modèle Chaudière dans l'optique d'un calcul des consommations d'énergie d'une installation de climatisation dans un bâtiment tertiaire.* Cahier des algorithmes de ConsoClim. Paris : CSTB.

Conclusions et prolongements

Le travail de thèse présenté dans ce mémoire a permis de présenter l'état de développement des technologies de micro-cogénération, et les éléments contextuels, énergétiques, tarifaires et environnementaux qui ont conduit à l'identification des verrous auxquels est confrontée son introduction pérenne sur les marchés européens et en particulier français. Pour contribuer à réduire certains de ces verrous, et notamment pour pouvoir simuler le fonctionnement de systèmes de micro-cogénération et évaluer leurs performances, nous avons proposé dans ce travail la mise en place d'une plate-forme de simulation et d'optimisation de tels systèmes.

Les modèles nécessaires à la représentation du comportement des éléments d'un système de micro-cogénération ont été identifiés. Un nouveau modèle de micro-cogénérateur est proposé, ainsi qu'une méthodologie d'identification des paramètres de ce modèle à partir d'essais expérimentaux. Un banc d'essais de micro-cogénérateur a été conçu et mis en place, et une campagne expérimentale de caractérisation des performances d'un micro-cogénérateur a été menée. Le modèle a été paramétré selon la procédure définie, puis validé par comparaison avec les résultats expérimentaux.

Le modèle a été inclus à la plate-forme de simulation dynamique des bâtiments et des systèmes, implémentée dans un solveur chaîné avec un logiciel d'optimisation permettant de déterminer le jeu de paramètres conduisant à la minimisation d'une fonction objectif.

Ce travail amène un certain nombre de conclusions, par rapport au modèle de micro-cogénérateur développé ainsi que par rapport aux performances des systèmes de micro-cogénération couplées à des bâtiments.

Le modèle développé dans cette thèse est un modèle original de type mixte, dérivé d'un modèle de connaissance basé sur les équations gouvernant les principes physiques en jeu dans un micro-cogénérateur, auquel est adjoint un certain nombre de corrélations empiriques, basées sur l'observation et le comportement attendu du moteur. Cette approche a permis de mettre à profit les avantages des deux modélisations. Contrairement à un modèle de comportement pur, le modèle proposé est adaptable à d'autres moteurs ou à d'autres modes de conduite, ainsi qu'à un changement de combustible. Par rapport à un modèle de connaissance pur, le paramétrage du modèle se révèle plus aisé grâce aux corrélations empiriques choisies qui agrègent un certain nombre de paramètres. Ainsi, le modèle développé dans ce travail offre une grande facilité d'exploitation et requiert un nombre limité de paramètres, qui sont accessibles directement par l'expérience.

Deux méthodes d'identification des paramètres sont développées dans cette thèse. La première, complète, définit les besoins expérimentaux pour le paramétrage complet du modèle à partir d'une campagne expérimentale menée sur banc d'essais. Une méthodologie simplifiée, déduite d'une analyse de sensibilité menée sur les paramètres du modèle, est particulièrement adaptée lorsque l'acquisition de données expérimentales est plus difficile.

La validation du modèle a porté sur les deux méthodes d'identification. Elle a montré que le modèle paramétré avec la méthode complète offre une bonne représentativité du comportement du micro-cogénérateur par rapport aux objectifs de notre étude. La procédure simplifiée d'identification des paramètres conduit à négliger certains comportements du micro-cogénérateur, comme la dépendance des puissances au débit d'eau de refroidissement. Néanmoins, la validation du modèle a montré que cette méthode simplifiée pouvait être utilisée en première approche.

L'étude du couplage d'un système de production multi-énergies avec un bâtiment consommateur de chaleur et d'électricité nécessite de prendre en compte d'une part les caractéristiques du système de production et des consommations du bâtiment, et d'autre part les paramètres de contexte qui influent sur ce couplage.

La plate-forme développée dans cette thèse offre des potentialités importantes, qui n'ont pas pu être explorées dans cette thèse. Elle est notamment adaptable à d'autres technologies de micro-cogénérateurs et à d'autres combustibles, à d'autres contextes énergétiques, ainsi qu'à d'autres types de bâtiments, comme les bâtiments tertiaires par exemple. Elle permet de simuler dynamiquement l'interaction production-consommation pour établir des bilans technico-économiques et environnementaux, ainsi que d'optimiser les paramètres de dimensionnement et de conduite d'installations de micro-cogénération.

Les profils de consommation des bâtiments doivent être établis précisément, en particulier nous avons vu que le pas de temps retenu pour la modélisation ou la mesure des consommations doit être du même ordre de grandeur que le pas de temps gouvernant les phénomènes physiques du système de production. Des profils de consommation ont été déterminés par simulation pour les besoins de chauffage de bâtiments, des profils de puisage d'eau chaude sanitaire et de consommation électrique ont été sélectionnés dans la littérature.

Le contexte énergétique, tarifaire et environnemental régional exerce une influence prépondérante sur les performances et résultats de simulation et d'optimisation. Il convient d'attacher une importance prépondérante à la détermination des conditions tarifaires *exactes* auxquelles le système est soumis, à défaut de quoi les résultats pourront être erronés. Concernant le contexte environnemental et les émissions de CO₂; si cela s'impose, comme c'est particulièrement le cas en France, il pourra être nécessaire et justifié de recourir à une méthode dynamique d'évaluation de contenu CO₂ de l'électricité fournie par le réseau.

Les simulations conduites dans le contexte français ont montré que ce contexte n'était pas actuellement très favorable à la mise en place de micro-cogénération. Dans le cas de l'emploi d'un ballon de stockage thermique maximisant les durées de fonctionnement du moteur du fait de sa capacité de stockage, c'est l'augmentation des besoins thermiques qui semble maximiser la quantité d'électricité valorisée. Cela pointe les enjeux de la rénovation thermique des bâtiments, qui constitue un marché d'importance pour les micro-cogénération. La mutualisation des besoins thermiques, comme dans les petits bâtiments collectifs ou les micro-réseaux de chaleur, mérite également d'être explorée.

L'optimisation réalisée tend vers le plus faible volume de stockage permis. Ce résultat signifie que les conditions de rentabilité d'un système de micro-cogénération dans le contexte d'étude passent par la valorisation à la fois de l'énergie électrique et de l'énergie thermique produite : lorsque l'énergie thermique est perdue sous forme de pertes dans le ballon, la rentabilité du système en est dégradée.

Les résultats obtenus avec la plate-forme de simulation et d'optimisation, bien que très limités dans le cadre temporel de cette étude, ont néanmoins permis de valider le fonctionnement de l'outil mis en place dans cette thèse et d'illustrer les capacités de la plate-forme. Ainsi, de nombreuses questions de recherche viennent prolonger le travail de cette thèse :

- D'autres contextes énergétiques, tarifaires et environnementaux doivent être testés avec la plate-forme. Certains contextes européens, en particulier dans les régions

ayant choisi de promouvoir ou d'inciter à l'usage de la micro-cogénération doivent être explorés.

- Des configurations différentes de systèmes de production par micro-cogénération sont à envisager, pour correspondre aux différents systèmes implémentés dans la réalité et pour proposer une bibliothèque de systèmes : sans stockage thermique, comme cela se fait par exemple aux Pays-Bas, ou avec un stockage d'eau chaude sanitaire uniquement. Des systèmes mixtes, avec un volume de stockage important dans lequel le système de chauffage peut puiser un complément en cas de besoin constitueraient une piste d'étude.
- Une campagne expérimentale et la calibration du modèle sur d'autres micro-cogénérateurs permettrait de vérifier sa généricité et son adaptabilité, et fournirait à la plate-forme une bibliothèque de micro-cogénérateurs disponibles.
En particulier et en fonction des résultats de campagnes expérimentales sur d'autres micro-cogénérateurs, l'ordre des équations de performance du modèle (donnant les puissances thermiques, électrique et combustible), ainsi que la présence ou non de termes croisés mériteraient d'être questionnés.
- La calibration du modèle à des micro-cogénérateurs utilisant d'autres énergies, tels que le bois (granulés), et son adaptation si besoin est constitue une piste fertile de poursuite de ce travail, en particulier avec l'arrivée annoncée sur le marché de micro-cogénérateurs à granulés, ou solaires.
- L'utilisation de la plate-forme et la réalisation de nombreuses optimisations doit permettre de déduire des classes de bâtiments pour lesquels la micro-cogénération constitue une réponse adaptée et des bâtiments pour lesquels la solution micro-cogénération n'atteint pas les critères de performance attendus. De même, des bonnes pratiques en termes de conduite d'installation (températures de consigne, de circuits) pourraient être identifiées à partir des optimisations.

Nomenclature

SYMBOLES

Notation	Signification	Unité
Q	Puissance thermique	W
P	Puissance	W
\dot{m}	Débit masse	kg.s ⁻¹
T	Température d'entrée de l'eau de refroidissement nominale	°C
$a - l$	Coefficients de la carte de performance du micro-cogénérateur	/
[UA]	Coefficient de déperdition thermique	W.K ⁻¹
[MC]	Capacité thermique	J.K ⁻¹
τ	Constante de temps	s
t	Temps	s
E	Energie	Wh
e	Excès d'air	-
EM	Facteur d'émission	kg _{CO2} .kWh ⁻¹
EP	Facteur de conversion en énergie primaire	kWh _{EP} .kWh ⁻¹
Δt	Pas de temps de simulation	s
c	Capacité calorifique massique	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
\dot{H}	Flux enthalpique	W
m	Masse	Kg
V	Volume de gaz produit lors de la combustion	m ³ (n).m ³ (n)
\mathcal{M}	Masse molaire	kg.mol ⁻¹
L	Chaleur latente de changement d'état	J.kg ⁻¹
V_a	Pouvoir comburivore du gaz naturel	m ³ (n).m ³ (n)
C	Coefficient	-

INDICES

<i>HX</i>	Echangé dans l'échangeur thermique
<i>comb</i>	Combustible
<i>cw</i>	Eau de refroidissement
<i>cw, i</i>	Entrée de l'eau de refroidissement
<i>cw, o</i>	Sortie de l'eau de refroidissement
<i>net</i>	Net(te)
<i>brut</i>	Brut(e)
<i>électronique</i>	Equipements électroniques de la micro-cogénération
<i>auxiliaires</i>	Auxiliaires de fonctionnement de la micro-cogénération
<i>pertes</i>	Pertes
<i>int</i>	Intérieur
<i>RF</i>	Phase de refroidissement
<i>PR</i>	Phase de préchauffage
<i>ret</i>	Retard
<i>elec</i>	Electrique
<i>exh</i>	Fumées
<i>condens</i>	Condensats
<i>condensats</i>	
<i>fin</i>	Fin
<i>demand</i>	Demandé
<i>air</i>	Air
<i>amb</i>	Ambiant
<i>max</i>	Maximale
<i>démarrage</i>	Valeur minimale de démarrage
<i>v</i>	Vaporisation (changement d'état)
<i>i</i>	Valeur au pas de temps <i>i</i>

EXPOSANTS

<i>nom</i>	Nominal
<i>Q</i>	Puissance thermique
<i>P</i>	Puissance électrique
<i>lat</i>	Latent
<i>sens</i>	Sensible
<i>t</i>	Valeur au pas de temps <i>t</i>
<i>t + Δt</i>	Valeur au pas de temps <i>t + Δt</i>
$T_{comb} - T_0$	Entre T_{comb} et T_0
<i>comb</i>	Combustible
<i>exh</i>	Fumées
<i>maxi théorique</i>	Maximum théorique
<i>i</i>	Instant initial (de la phase)

Annexes

1.	Annexe 1 <i>ENTREES, SORTIES ET PARAMETRES DU MODELE DE L'ANNEXE 42</i>	233
2.	Annexe 2 <i>PARAMETRES IDENTIFIES DU MODELE</i>	235
3.	Annexe 3 <i>COMPARAISON DES MESURES DE DEBIT PAR DEBITMETRE ET PAR ENERGIE-METRE</i>	237
4.	Annexe 4 <i>SCHEMA DU RESEAU MODBUS DU BANC D'ESSAIS</i>	239
5.	Annexe 5 <i>DE LA DIFFICULTE D'ADOPTER UN REFERENTIEL COMMUN : LES « BATIMENTS BASSE ENERGIE »</i> 240	
6.	Annexe 6 <i>BESOINS DE CHAUFFAGE DES BATIMENTS</i>	242
7.	Annexe 7 <i>CARACTERISTIQUES DES BATIMENTS « BASSE ENERGIE » MODELISES</i>	246
8.	Annexe 8 <i>MODELISATION DES BESOINS EN ECS DE LOGEMENTS</i>	248
8.1.	Problématique de la modélisation des besoins en ECS.....	248
8.2.	Profil ECS en logements collectifs.....	249
8.3.	Profils ECS en logements individuels	250
9.	Annexe 9 <i>CONTENU CO₂ DE L'ELECTRICITE</i>	252
10.	Annexe 10 <i>PUISSANCE THERMIQUE EN PHASE DE REFROIDISSEMENT</i>	256

1. ANNEXE 1

ENTREES, SORTIES ET PARAMETRES DU MODELE DE L'ANNEXE 42

Entrée		Notation
1	Control Method (0 = deactivated, 1 = dimensionless control, 2 = power out control)	
2	Control Signal	
3	Room air temperature (°C)	T_{amb}
4	Water temperature at HX inlet (°C)	$T_{cw,i}$
5	Flow rate at HX inlet (kg/s)	\dot{m}_{cw}

Sortie		Notation
Instantaneous values at the end of the time step		
1	Temperature of the engines thermal mass control volume (°C)	T_{moteur}
2	Exit temperature of the cooling water control volume (°C)	$T_{cw,o}$
3	Steady state electrical net power output (W)	$P_{net,rp}$
4	Steady state heat generation (W)	$q_{gen,rp}$
5	Fuel flow (kg/s)	\dot{m}_{comb}
6	LHV flow rate (W)	q_{brut}
7	Skin losses to the containment room (W)	q_{pertes}
8	Heat transferred to the cooling water (W)	q_{HX}
9	Electrical efficiency	$\eta_{él}$
10	Thermal efficiency	η_{th}
11	Total efficiency	$\eta_{él} + \eta_{th}$
12	Lower heating value of the fuel (J/kg)	PCI_{comb}
13	Air flow rate (kg/s)	\dot{m}_{air}
14	Cooling water mass flow rate (kg/s)	\dot{m}_{cw}
15	Average CO ₂ emissions (kg/s)	\dot{m}_{CO_2}
Averaged values over entire time step		
16	Average net power output (W)	P_{net}
17	Average heat recovered (W)	q_{gen}
18	Average fuel flow (kg/s)	\dot{m}_{comb}
19	Average LHV flow rate (W)	$\dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb}$
20	Average electrical efficiency	$\eta_{él}$
21	Average thermal efficiency	η_{th}
22	Average total efficiency	$\eta_{él} + \eta_{th}$
23	Time spent in the standby mode during actual time step (s)	
24	Time spent in the warmup mode during actual time step (s) (only SE)	
25	Time spent in the normal operation mode during actual time step (s)	
26	Time spent in the shutdown mode during actual time step (s)	

Paramètre		Notation
1	System maximum power (W)	P_{max}
2	System minimum power (W)	
3	Maximum cooling water outlet temp (°C)	$T_{cw,o,max}$
4	Fuel type (1: liquid fuel, 2: gaseous mixture)	
5	Liquid fuel heating value (J/kg)	PCI_{comb}
6	Liquid fuel CO ₂ factor (kg CO ₂ / kg fuel)	
7-19	Composition of fuel gas mixture (mol/mol)	
20	Max rate of change in fuel flow (kg/s ²)	$(d\dot{m}_{comb}/dt)_{max}$
21	Max rate of change in power output (W/s)	$(dP_{net}/dt)_{max}$
22	Power system thermal mass (J/K)	$[MC]_{moteur}$
23	Effective heat recovery UA coefficient (W/K)	UA_{HX}
24	Effective heat loss UA coefficient (W/K)	UA_{pertes}
25	Heat exchanger thermal mass (J/K)	$[MC]_{cw}$
26	Nominal engine temperature (°C)	$T_{mot,nom}$
27	Fuel flow sensitivity to engine temp (-)	k_f
28	Electric output sensitivity to engine temp (-)	k_p
29	Ratio of maximum flow in startup SS value (-)	r_{comb}
30	Cool-down period duration (s)	
31	Cool-down period mode (1: Mandatory, 2: optional)	
32	Electric output at cool-down (W)	$P_{net,refroid.}$
33	Net electrical output in standby mode (W)	$P_{net,standby}$
34	Power output correlation minimum bound (W)	
35	Power output correlation maximum bound (W)	
36	Cooling water temperature correlation minimum bound (°C)	
37	Cooling water temperature correlation maximum bound (°C)	
38	Cooling water flow correlation minimum bound (kg/s)	
39	Cooling water flow correlation maximum bound (kg/s)	
40-66	Performance map: Elec. efficiency correlation coeff. a0 – a26	a0 – a26
67-93	Performance map: Thermal efficiency correlation coeff. b0-b26	b0 – b26
94	Cooling water loop: pump configuration (1= internal, 2= external)	
95-103	Performance map: cooling water flow correlation coeff. c0 – c8	c0 – c8
104-106	Performance map: Combustion air correlation coefficient d0 – d2 (kg/s)	d0 – d2

2. ANNEXE 2

PARAMETRES IDENTIFIES DU MODELE

N°	Paramètre	Description	Valeur	Unité
1	Q_{HX}^{nom}	Puissance thermique nominale	5240	W _{th}
2	P_{comb}^{nom}	Puissance combustible nominale	6969	W
3	\dot{m}_{cw}^{nom}	Débit d'eau de refroidissement nominal	0.165	kg.s ⁻¹
4	$T_{cw,i}^{nom}$	Température d'entrée de l'eau de refroidissement nominale	30.4	°C
5	P_{net}^{nom}	Puissance électrique nette nominale	821	W _{él}
6	$P_{électronique}$	Puissance électrique consommée par l'électronique	4	W _{él}
7	$P_{auxiliaires}$	Puissance électrique consommée par les auxiliaires (circulateur et ventilateur)	40.0	W _{él}
8	a_1	CP: variation de P_{comb} par rapport à $(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})$	24.82	W.K ⁻¹
9	a_2	CP: variation de P_{comb} par rapport à $(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})^2$	0	W.K ⁻²
10	b_1	CP: variation de P_{comb} par rapport à $(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})$	0	J.kg ⁻¹
11	b_2	CP: variation de P_{comb} par rapport à $(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})^2$	0	J.kg ⁻²
12	c_1	CP: variation de Q_{HX} par rapport à $(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})$	-11.17	W.K ⁻¹
13	c_2	CP: variation de Q_{HX} par rapport à $(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})^2$	0	W.K ⁻²
14	d_1	CP: variation de Q_{HX} par rapport à $(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})$	-9.796	J.kg ⁻¹
15	d_2	CP: variation de Q_{HX} par rapport à $(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})^2$	0	J.kg ⁻²
16	e_1	CP: variation de P_{net} par rapport à $(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})$	-1.427	W.K ⁻¹
17	e_2	CP: variation de P_{net} par rapport à $(T_{cw,i} - T_{cw,i}^{nom})^2$	0	W.K ⁻²
18	f_1	CP: variation de P_{net} par rapport à $(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})$	0	J.kg ⁻¹
19	f_2	CP: variation de P_{net} par rapport à $(\dot{m}_{cw} - \dot{m}_{cw}^{nom})^2$	0	J.kg ⁻²
20	g	CP: variation de P_{comb} par rapport à C_{charge}	0	W.% ⁻¹
21	h	CP: variation de Q_{HX} par rapport à C_{charge}	0	W.% ⁻¹
22	j	CP: variation de P_{net} par rapport à C_{charge}	0	W.% ⁻¹
23	$[UA]_{pertes}$	Coefficient de déperdition thermique de la micro-cogénération	13.74	W.K ⁻¹
24	$[MC]_{int}$	Capacité thermique interne de la micro-cogénération	42144	J.K ⁻¹
25	τ_{RF}	Constante de temps de Q_{HX} au refroidissement	228	s
26	τ_{PR}^Q	Constante de temps de Q_{HX} au préchauffage	168	s
27	τ_{PR}^P	Constante de temps de P_{net} au préchauffage	100	s
28	Δt_{ret}^Q	Délai avant le début de la production thermique	44	s
29	Δt_{ret}^P	Délai avant le début de la production électrique	75	s
30	E_{elec}^{RF}	Energie électrique refroidissement	18.1	Wh _{él}
31	e	Excès d'air	0.298	-
32	T_{exh}^{nom}	Température des fumées nominale	40.4	°C
33	k_{exh}	Coefficient loi température fumées	0.942	-
31	$k_{condens}$	Coefficient pertes latentes fumées	19.76	W.K ⁻¹
32	$l_{condens}$	Ordonnée origine pertes latentes fumées	-485.8	W
33	$a_Q^{fin,PR}$	Fin du préchauffage : coefficient puissance thermique	0.999935	s
34	$t_{fin,RF}$	Durée du refroidissement	750	s

N°	Paramètre	Description	Valeur	Unité
35	compo_GN	Composition du gaz naturel		
Composition <i>volumique</i> du combustible				
36	pc_CH4	Pourcentage de CH ₄	88.2	%
37	pc_C2H6	Pourcentage de C ₂ H ₆	5.4	%
38	pc_C3H8	Pourcentage de C ₃ H ₈	1.2	%
39	pc_C4H10	Pourcentage de C ₄ H ₁₀	0.4	%
40	pc_C5H12	Pourcentage de C ₅ H ₁₂	0.2	%
41	pc_N2	Pourcentage de N ₂	3.2	%
42	pc_CO2	Pourcentage de CO ₂	1.4	%
43	pc_CO	Pourcentage de CO	0	%
44	pc_H2	Pourcentage de H ₂	0	%
45	pc_O2	Pourcentage de O ₂	0	%
46	pc_H2O	Pourcentage de H ₂ O	0	%

3. ANNEXE 3

COMPARAISON DES MESURES DE DEBIT PAR DEBITMETRE ET PAR ENERGIE-METRE

Les débits d'eau acquis et utilisés dans le traitement sont mesurés par le débitmètre interne de la chaudière et acquis numériquement par l'intermédiaire du boîtier de régulation. Les intégrateurs d'énergie thermique ont une mesure de débit plus précise mais non acquise numériquement. Ce paragraphe présente la comparaison des résultats entre les deux chaînes de mesure.

La réduction de débit obtenue par augmentation des pertes de charge du réseau par la modification du réglage d'une vanne d'équilibrage ; l'augmentation de débit par l'utilisation de la pompe de secours en série avec le circulateur interne.

Le graphe de la Figure 1a été obtenu par superposition des courbes constructeur des deux pompes, circulateur intégré et pompe supplémentaire appelée « Secours ». Les points ont été relevés un par un par lecture graphique.

Les points de fonctionnement réalisés pour la validation du protocole ont été matérialisés sur les courbes par des croix + à partir du débit mesuré uniquement (la hauteur manométrique n'a pas été mesurée).

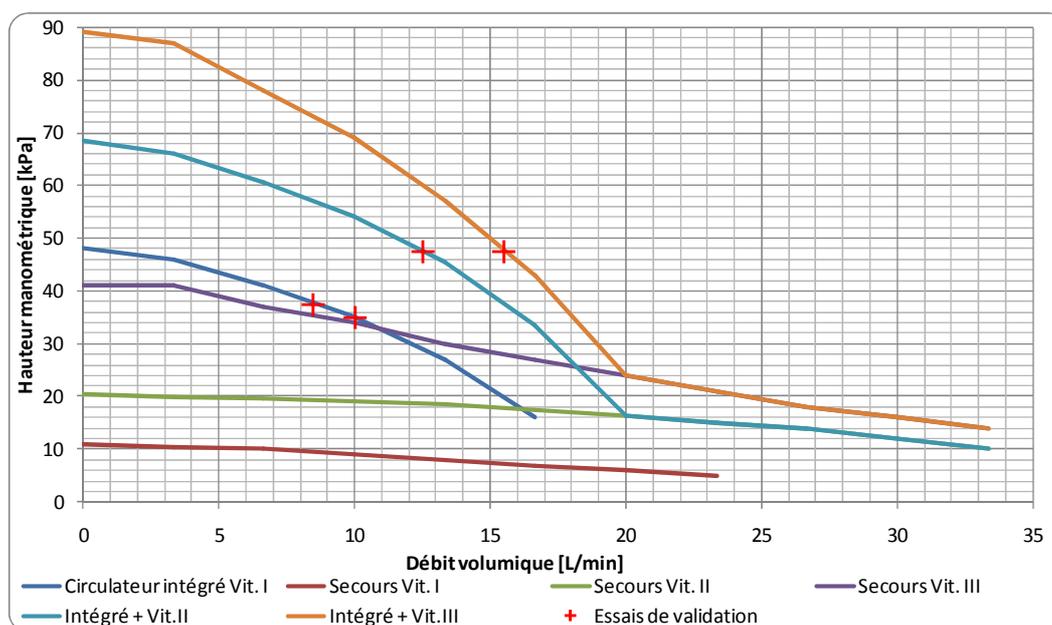


Figure 1 – Courbes caractéristiques des deux pompes du banc d'essais et de leur association en série

Plusieurs relevés de débit ont été effectués simultanément sur les deux chaînes de mesure à des fins de comparaison et de validation. Les écarts observés sont faibles, et, en tout état de cause, inférieurs à 5%. La Figure 2 présente les résultats, comparés à la droite rouge d'égalité des mesures entre les deux chaînes. L'évolution obtenue se situe largement dans l'incertitude de mesure, et ne justifie pas l'adoption d'une loi corrective des débits mesurés.

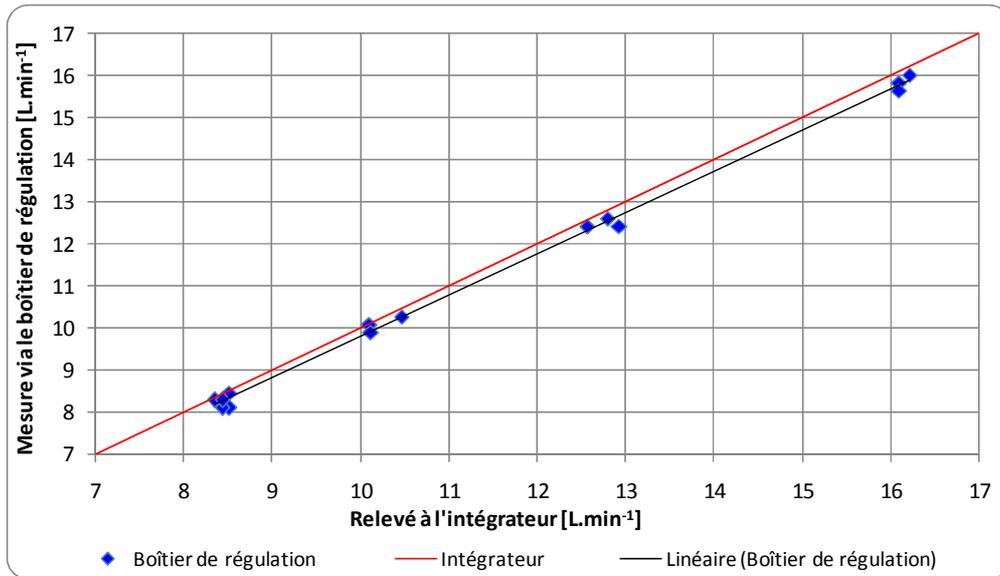
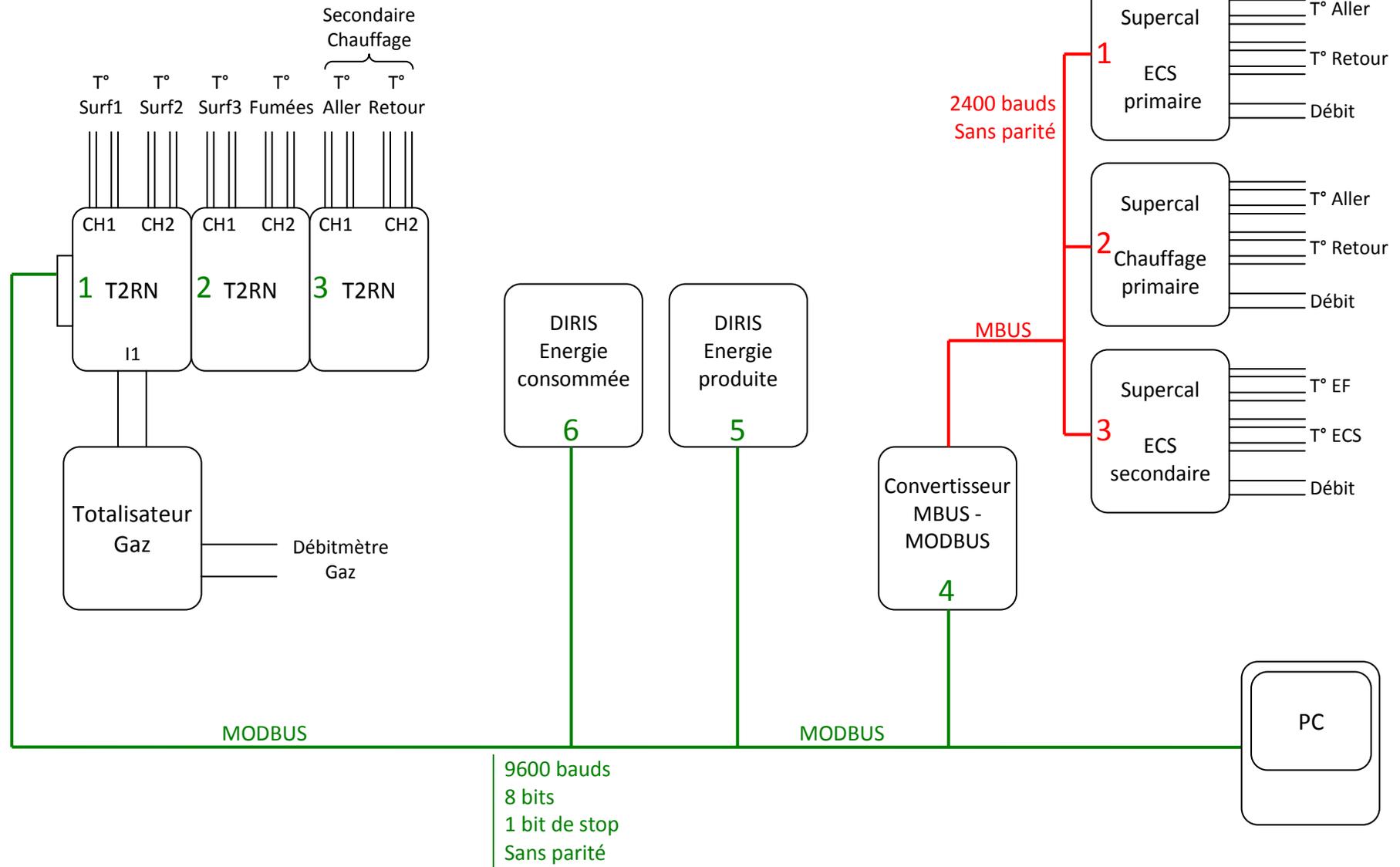


Figure 2 – Débits d'eau relevés par les deux chaînes de mesure (intégrateur et boîtier de régulation)

4. ANNEXE 4

SCHEMA DU RESEAU MODBUS DU BANC D'ESSAIS



Légende : **5** Adresse esclave Modbus
3 Adresse primaire Mbus

5. ANNEXE 5

DE LA DIFFICULTE D'ADOPTER UN REFERENTIEL COMMUN : LES « BATIMENTS BASSE ENERGIE »

A l'échelle internationale, de nombreux labels certifient les performances énergétiques des bâtiments, comme Passivhaus en Allemagne ou Minergie en Suisse. En France, la réglementation thermique (RT2005) s'applique à tous les bâtiments neufs, et le label BBC-Effinergie certifie un effort de réalisation supplémentaire. A noter que ce label constitue la référence de la prochaine réglementation thermique, la RT2012, qui s'appliquera aux bâtiments à usage d'habitation neufs à compter du premier janvier 2013. L'ensemble de ces labels s'adresse à des maisons neuves ou en rénovation à très faible consommation énergétique pour couvrir les besoins de chauffage.

Pour donner une portée scientifique à notre problématique, il importe de définir une référence commune de bâtiment qui puisse s'appliquer dans différents contextes nationaux. Deux labels, qui nous ont semblé emblématiques, le label Passivhaus à l'origine de l'appellation « bâtiment passif », et le label français BBC-Effinergie, sont détaillés ci-dessous, et s'appliquent tous deux à des logements résidentiels à très basses consommations d'énergies, en particulier pour les besoins de chauffage. Néanmoins, dans quelle mesure sont-ils comparables ? En d'autres termes par rapport à notre problématique, est-ce que le fait de modéliser un logement répondant à un label reflète son classement dans d'autres labels ?

Des études comparatives des labels de basses consommations au niveau international (voir par exemple Rochard, 2008, Tittlein, Wurtz & Achard, 2006, Binz et *al.*, 2001) ont mis en évidence des différences importantes dans les résultats de calculs, qui rendent quasiment impossible toute comparaison des valeurs absolues. Les auteurs expliquent ces différences par les méthodes de calcul, qui sont propres à chaque pays, voire à chaque label, mais également par un ensemble de facteurs différemment pris en compte dans chacun des labels :

- les données météorologiques,
- les consommations énergétiques prises en compte,
- les surfaces considérées pour le calcul des consommations annuelles spécifiques en [kWh.m⁻²],
- les facteurs de conversion en énergie primaire.

Enfin, Rochard (2008) a montré que, même dans le cas où les différentes conditions aux limites (météorologiques, surfaces de référence et conversion en énergie primaire) sont ramenées à des valeurs similaires, des différences importantes subsistent quant aux valeurs calculées pour les besoins spécifiques de chauffage et de préparation de l'eau chaude sanitaire. Certains résultats et conclusion de cette étude sont présentés en Annexe ZZZ.

Par conséquent, et en cohérence avec les objectifs de notre étude, nous avons pris le parti de ne pas modéliser des logements en rapport avec les préconisations d'un label, mais plutôt de définir les propriétés constructives des bâtiments modélisés en cohérence avec les réalisations de bâtiments basse consommation actuels.

- **Passivhaus**

Passivhaus est un label décerné lorsque la construction respecte le « standard Passivhaus » défini par le Passivhaus Institut de Darmstadt. Ce standard n'impose de solutions techniques ou de méthodes de construction, mais fixe des exigences minimales sur certains postes (Feist, 2009).

Les exigences chiffrées minimales à atteindre sont les suivantes (Tittlein, 2008) :

- Besoins de chauffage annuels inférieurs à 15 kWh.m^{-2} ,
- Consommation annuelle totale du bâtiment (chauffage, eau chaude sanitaire, ventilation et électricité spécifique) inférieure à 120 kWh.m^{-2} d'énergie primaire,
- Puissance de chauffage maximale : 10 W.m^{-2} ,
- Etanchéité à l'air $0,6 \text{ vol.h}^{-1}$ pour une différence de pression de 50 Pa entre l'intérieur et l'extérieur (test BlowerDoor),
- Ventilation double flux, avec récupérateur de chaleur de rendement de plus de 75%.

- **BBC-Effinergie**

Ce label français impose en neuf uniquement deux critères : une consommation maximale annuelle en énergie primaire calculée de 50 kWh.m^{-2} , à moduler selon la zone climatique et l'altitude, et une limite maximale au test d'étanchéité à l'air à $0,6 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}.\text{m}^{-2}$ pour une maison individuelle et à $1 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}.\text{m}^{-2}$ en logement collectif.

Les calculs de consommation sont faits en utilisant la méthode de calcul de la réglementation thermique 2005 ; dont les résultats sont en kilowattheure d'énergie primaire par mètre carré de Surface Hors Œuvre Nette (SHON). La consommation calculée inclut le chauffage, le refroidissement, la ventilation, les auxiliaires, la production d'eau chaude sanitaire, et l'éclairage des locaux.

La valeur d'étanchéité à l'air quantifie le débit de fuite traversant l'enveloppe sous un écart de pression de 4 Pascals. La mesure de la perméabilité est effectuée conformément aux règles et processus de la mesure de l'étanchéité à l'air des bâtiments édictés par l'Association Collectif Effinergie (Effinergie, 2009).

Il est à noter qu'une version de ce label existe en rénovation. La consommation maximale annuelle en énergie primaire est alors fixée à 80 kWh.m^{-2} , avec la même condition d'étanchéité à l'air.

6. ANNEXE 6

BESOINS DE CHAUFFAGE DES BATIMENTS

Nous présentons ici quelques résultats de l'étude européenne HabitEnergie (Rochard, 2008), qui vise à déterminer dans quelle mesure les résultats issus des méthodes de calculs des différents pays sont comparables entre eux. Pour cela, les besoins annuels en chauffage et en énergie primaire ont été déterminés pour une même maison individuelle située à Mannheim, Paris et Zurich, par les méthodes de calcul suivantes :

- SIA 380/1, obligatoire dans la procédure d'autorisation de construire en Suisse ;
- Minergie® ;
- Réglementation thermique française, qui s'applique également à BBC-Effinergie ;
- Réglementation allemande en bâtiments résidentiels Energieeinsparverordnung (EnEV) ;
- Passivhaus : Passive House Planning Package (PHPP) du Passivhaus-Institut Darmstadt.

Les résultats sont présentés dans le Tableau1.

Méthode de calcul	Besoins annuels de chauffage kWh.m ⁻²	Besoins annuels en énergie primaire kWh _{EP} .m ⁻²
SIA 380/1	24,6	
Minergie	14,3	16,2
RT2005, BBC	3,1	34,5
EnEV	5,8	34,2
PHPP	15,1	85,8

Tableau1 – Besoins énergétiques d'une maison individuelle, pour 3 localisations en Europe, déterminés par six méthodes de calcul différentes

Adapté de Rochard (2008).

Les différences importantes entre les méthodes de calcul s'expliquent principalement par :

- les surfaces prises en compte dans les méthodes de calcul (voir Tableau2) ;
- les conditions climatiques extérieures, ainsi que par la température moyenne des locaux (19°C pour EnEV et RT2005, et 20°C pour SIA 380/1, Minergie et PHPP) ;
- les usages considérés, voir Tableau3 ;
- les facteurs de conversion en énergie primaire, voir Tableau4.

Méthode de calcul	RT2005, BBC	EnEV	PHPP	SIA 380/1, Minergie
Dénomination	SHON	A _N	EBF ¹	A _E
Surface de référence	175 m ²	193 m ²	134 m ²	178 m ²

Tableau2 – Surface de référence de la maison individuelle déterminée par les six méthodes de calcul

Source : Rochard (2008), traduction de l'auteur.

	SIA 380/1	Minergie	EnEV	RT2005	PHPP
Chauffage	X	X	X	X	X

¹ EBF : Energiebezugsfläche, en anglais TFA : Treated Floor Area. C'est la surface habitable contenue par l'enveloppe thermique, soit la somme des surfaces du plafond habitable. C'est la surface traitée énergétiquement, car l'espace de vie des occupants.

	SIA 380/1	Minergie	EnEV	RT2005	PHPP
Eau chaude sanitaire		X	X	X	X
Rendement de production		X	X	X	X
Auxiliaires de ventilation		X	X	X	X
Rendements de distribution chauffage et ECS			X	X	X
Auxiliaires chauffage et ECS			X	X	X
Refroidissement			Seulement pour des bâtiments non résidentiels	X	X
Eclairage (électricité)				X	X
Utilisations domestiques					X

Tableau3– Usages énergétiques pris en compte pour le calcul des besoins en énergie primaire par les six méthodes de calcul

Source : Rochard (2008), traduction de l’auteur.

Facteur de conversion [$\text{kWh}_{\text{EP}} \cdot \text{kWh}_{\text{finale}}^{-1}$]	France RT2005, BBC	Allemagne EnEV, PHPP	Suisse Minergie
Electricité	2,58	2,7	2,0
Energies fossiles	1,0	1,1	1,0
Chauffage urbain sans cogénération	1,0	1,3 / 1,5	1,0
Bois	1,0 / 0,6	0,2	0,75

Tableau4 – Facteur de conversion en énergie primaire d’après 5 méthodes de calcul et pour 3 pays européens

Source : Rochard (2008), traduction de l’auteur.

Dans un second temps, Rochard (2008) propose de standardiser les paramètres d’entrée de chacune des méthodes de calcul. Les calculs seront par conséquent menés pour une maison alimentée en électricité uniquement, dont la production de chaleur est effectuée par pompe à chaleur, aux conditions climatiques de Paris, avec une température intérieure de 19°C ; enfin, les résultats sont convertis en utilisant les facteurs de conversion en énergie primaire français et ramenés à la surface hors œuvre nette (SHON).

La Figure3 montre les résultats obtenus sous forme d’histogrammes empilés. Lorsqu’elles sont déterminées par la méthode de calcul, les valeurs pour la ventilation, les auxiliaires et l’éclairage sont peu différentes. Les différences sensibles entre les méthodes concernent le chauffage et l’eau chaude sanitaire.

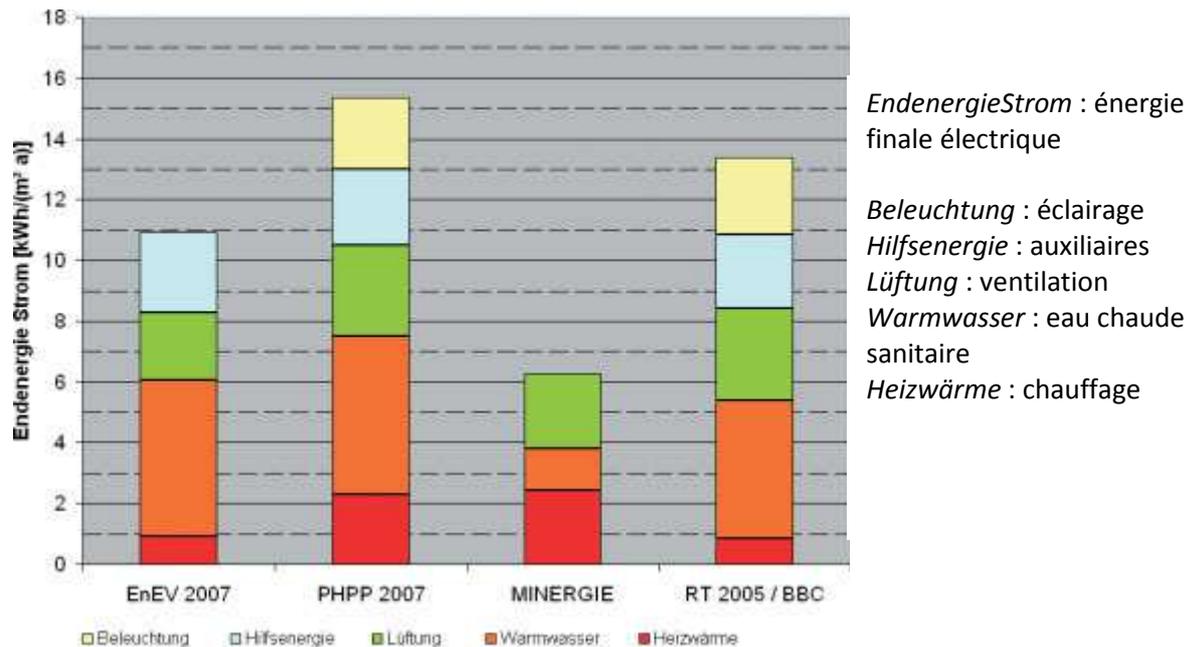


Figure3 – Répartition des consommations énergétiques d’après différentes méthodes de calcul

Source : Rochard (2008), traduction de l’auteur.

Ainsi, différentes méthodes de calcul appliquées à la détermination des besoins de chauffage d’un logement conduisent à des résultats différents, même lorsque les données d’entrée sont « standardisées ». La décomposition du bilan de chauffage de la maison étudiée (voir Figure4), pour les méthodes le permettant², compare les déperditions, par transmission (en bleu) et par renouvellement d’air (en vert), et les apports, solaires (en jaune), et internes (en orange). Les déperditions restant à couvrir correspondent aux besoins de chauffage (en rouge). Cette comparaison illustre la différence de modélisation des apports internes, et des déperditions par renouvellement d’air en particulier.

Pour compléter cette comparaison, il faut souligner que les résultats des rares campagnes de mesures effectuées dans des conditions d’utilisation standard concordent avec celles obtenues par le programme Passivhaus (PHPP) (Rochard, 2008). En effet, les méthodes réglementaires ne sont pas des outils de prédiction de consommations, mais de comparaison de l’efficacité énergétique de solutions entre elles.

² La RT2005 ne permet pas une telle analyse, car le module de calcul informatisé ne retourne pas de valeurs intermédiaires du calcul.

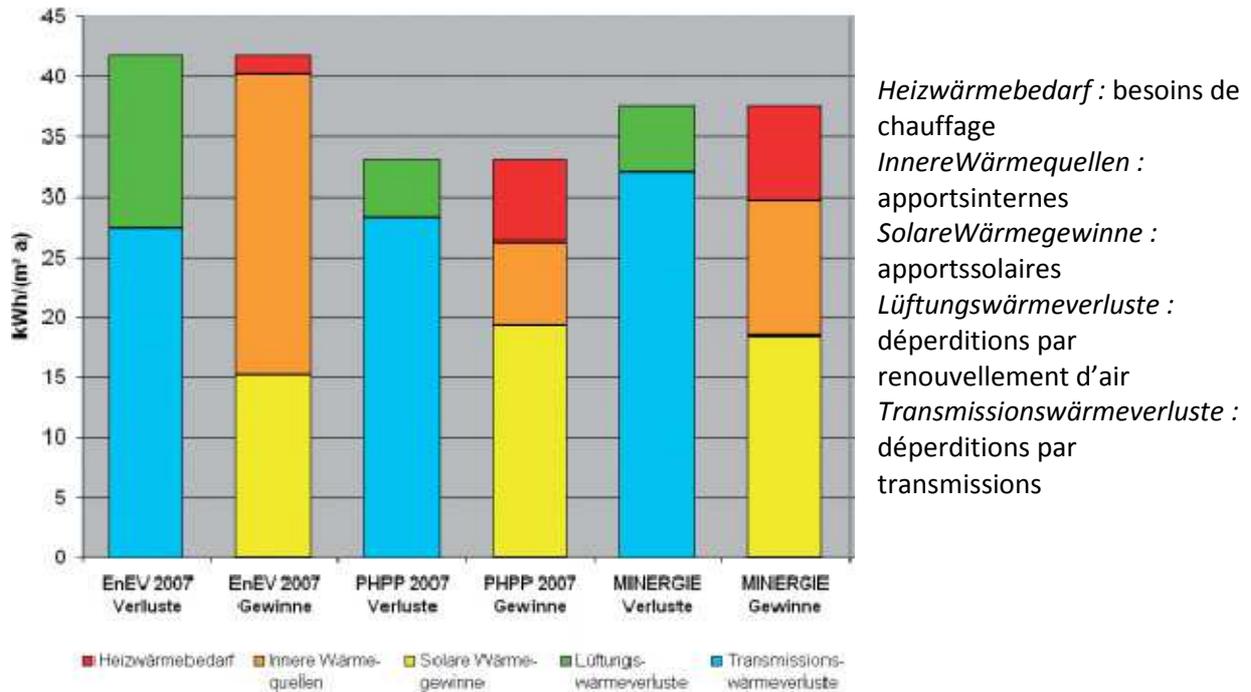


Figure4 – Analyse du bilan de chaleur avec les apports et les déperditions pour différentes méthodes de calcul

Source : Rochard (2008), traduction de l'auteur.

La comparaison des méthodes de calcul présentée dans ce paragraphe a révélé les différences qui subsiste entre les résultats, même lorsque les entrées sont standardisées.

7. ANNEXE 7

CARACTERISTIQUES DES BATIMENTS « BASSE ENERGIE » MODELISES

Puisque l'adoption d'un label par rapport à un autre conduit à des résultats différents (voir Annexe 5), nous nous sommes plutôt attachés à définir les caractéristiques des bâtiments « basse énergie », qui illustrent la tendance des constructions actuelles de diminuer la charge thermique en augmentant les résistances thermiques de l'enveloppe et en renforçant l'étanchéité à l'air. Le résultat de cette synthèse constitue un ensemble de propriétés constructives de bâtiments. Nous avons séparé les caractéristiques des bâtiments individuels de celles des bâtiments collectifs. La surface de la maison individuelle retenue est classique des constructions françaises. Les propriétés du bâtiment collectif s'approchent au maximum du bâtiment « Habitat et Travail », construit à Freiburg-Im-Breisgau (Wittwer & Voss, 2001).

Zones climatiques

Les caractéristiques que les bâtiments doivent présenter pour répondre aux critères des labels de basse consommation sont évidemment différentes en fonction de la zone climatique où ils sont implantés : respecter un seuil fixe (ou légèrement variable) de consommation d'énergie pour les besoins de chauffage sera plus facile en climat méditerranéen que continental. Pour tenir compte de la diversité des climats existants sur le territoire français, nous avons sélectionné deux zones climatiques fortement marquées, qui sont représentées dans la réglementation thermique française par des villes : La Rochelle et Strasbourg. Ce choix est gouverné par la typologie de ces climats : le climat océanique (La Rochelle) est marqué par des hivers doux mais longs, alors que le climat continental (Strasbourg) présente des hivers rigoureux et des étés chauds.

Caractéristiques des bâtiments

Les caractéristiques constructives retenues sont présentées dans le Tableau 5 pour les bâtiments collectifs et pour les maisons individuelles.

Type de bâtiment		Bâtiment collectif		Maison individuelle	
		Neuf	Rénové	Neuve	Rénovée
Surface [m ²]		1428		121	
Coefficient de déperdition thermique [W.m ⁻² .K ⁻¹]	Parois	0.165	0.40	Strasbourg : 0.08 La Rochelle : 0.12	0.30
	Plancher	0.160	0.27	0.15	0.25
	Toit	0.098	0.12	0.10	0.18
Inertie selon RT2005		Lourde		Moyenne	
Infiltration d'air sous 4 Pa [m ³ .m ⁻² .h ⁻¹]		0.23	1.7	0.16	0.8
Coefficient de déperdition thermique des baies vitrées [W.m ⁻² .K ⁻¹]		1.1	1.4	1.1	1.4
Facteur solaire des baies vitrées		0.6	0.6	0.42	0.42
Masques des baies vitrées		Sud : horizontal 54° lointain 50° Nord : horizontal 54°		Sud : horizontal 50°	

Tableau 5 - Caractéristiques des bâtiments "basse énergie" modélisés

8. ANNEXE 8

MODELISATION DES BESOINS EN ECS DE LOGEMENTS

8.1. PROBLEMATIQUE DE LA MODELISATION DES BESOINS EN ECS

Un constat s'impose dans la littérature concernant l'eau chaude sanitaire : la diversité des usages est considérable et les besoins en eau chaude sanitaire de la population sont mal connus (Orphelin, 1999). Ces besoins dépendent évidemment du nombre d'occupants du logement, mais également de son équipement, des habitudes de vie et de consommation, de la composition du foyer, etc. Il est bien entendu impossible de restituer une telle diversité dans notre modélisation.

Une campagne de mesure de consommations d'ECS a été réalisée par le CSTB à la fin des années 1970. Le facteur déterminant retenu pour la consommation d'ECS était le nombre de pièces du logement. Les résultats de cette étude complète sont, d'une part, les consommations moyennes de logements français en fonction du nombre de pièces (voir Tableau8), et, d'autre part, des coefficients de répartition temporelle des puisages que nous détaillons au paragraphe 8.2. Cependant, à part un « recalage » par multiplication par un facteur 1.25 en 1986, les données de cette étude n'ont pas été réactualisées depuis 1979. De plus, une étude a conclu que le seul facteur statistiquement acceptable influençant les besoins en ECS est le nombre d'occupants du logement (Bertoldi, 1996, cité par Orphelin, 1999, p.31 et 99). Ceci nous amène à considérer le nombre d'occupants du logement comme facteur déterminant les besoins d'ECS dans notre modélisation.

Nombre de pièces	1	2	3	4	5
Enquête 1979	40	55	75	95	125
Recalage 1986	50	70	95	120	160

Tableau8- Besoins moyens d'ECS en litres/j à 60°C

Source : AICVF (2004)

Il reste ainsi à déterminer la quantité d'ECS nécessaire par personne et par jour. Une analyse de la littérature a montré qu'il est difficile d'estimer cette valeur.

Orphelin (1999) indique que l'apport énergétique par jour et par personne nécessaire à la préparation du volume d'ECS prévu par différents règlements nationaux à travers l'Europe (Allemagne, Autriche, Royaume-Uni) est sensiblement identique et égal à 2 kWh, que l'on retrouve pour la France, citée par AICVF(2004, p.53). Cette énergie correspond à l'échauffement de 34 litres de 10 à 60°C ou de 50 litres à 45°C.

Sidler (2002) précise que les besoins annuels moyens en eau chaude sont estimés par le CSTB à 21 kWh.m⁻², ce qui correspond à 1 680 kWh annuels pour un logement de 80 m², soit 4.60 kWh par jour ou encore l'échauffement de 79 litres d'eau de 10 à 60°C.

La réglementation thermique française (RT 2005) prévoit, dans la méthode de calcul Th-CE, méthode Th-C, Chapitre X, une formule de détermination des besoins en eau chaude sanitaire en fonction du type d'usage et de la zone et du mois considéré. Pour des températures d'eau chaude et froide prises respectivement égales à 40°C et 10°C, cette méthode aboutit à une consommation journalière de 4.93 kWh pour la préparation d'ECS pour un appartement de 80 m².

Cette valeur, compte tenu des hypothèses simplificatrices adoptées ici, est très proche de celle citée par Sidler (2002). Nous retenons donc ces ordres de grandeur de consommation

journalière moyenne d'ECS. Il faut maintenant déterminer la répartition journalière de cette consommation.

8.2. PROFIL ECS EN LOGEMENTS COLLECTIFS

A partir de l'importante campagne de mesures réalisée par le CSTB, l'AICVF (2004) propose une méthode de détermination des profils de puisage concernant les *logements collectifs*, à partir du comportement moyen observé dans les logements français. La méthode étant basée sur des comportements moyens, plus le nombre de logements considérés est élevé, plus le nombre d'utilisateurs considérés augmente, et mieux sont déterminés les besoins.

La méthode fournit, pour chaque heure de la journée, un coefficient adimensionnel α_{ECS}^h donnant la fraction de l'eau chaude consommée pendant cette heure. Les coefficients sont tracés sur la Figure 5. En multipliant ce coefficient par la consommation moyenne journalière de l'ensemble de logements considéré déterminée par 8.1, on obtient la quantité d'énergie nécessaire à la couverture des besoins à l'heure donnée.

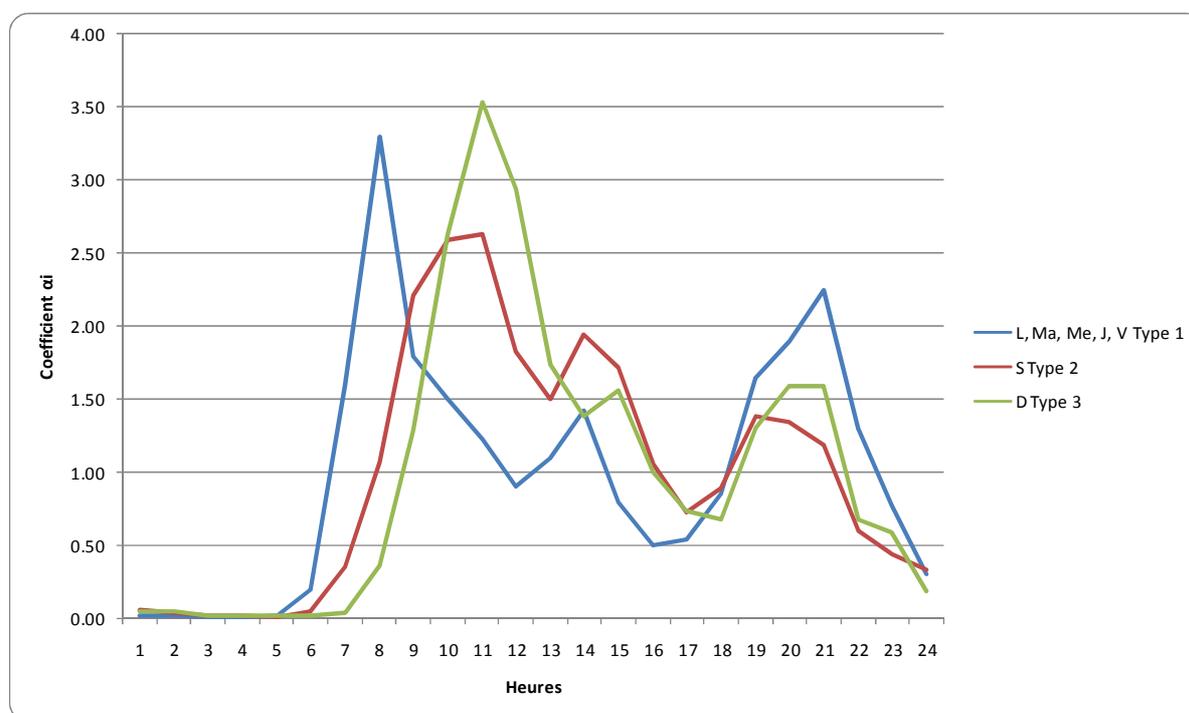


Figure 5 - Valeurs horaires du coefficient d'ECS pour les jours de semaine (bleu), le samedi (rouge) et le dimanche (vert)

Pour modéliser la fluctuation des comportements en fonction des jours de la semaine et des périodes de l'année, la méthode permet de déterminer, pour chaque jour d'une année « type », le profil de puisage d'une installation collective en résidentiel.

Pour cela, elle fournit des coefficients de répartition hebdomadaire (voir Tableau 9) et mensuelle (voir Tableau 10). Ces coefficients rendent compte des habitudes hebdomadaires des utilisateurs en termes de consommation d'ECS, avec une consommation plus importante les week-ends. La répartition mensuelle tient compte à la fois des périodes de consommation réduite pendant les vacances scolaires et de la variation saisonnière de la température de l'eau de ville.

Jour	Lundi	Mardi	Mercredi	Jeudi	Vendredi	Samedi	Dimanche
α_{ECS}^j	0,96	0,86	0,92	0,87	0,90	1,19	1,30

Tableau9- Répartition hebdomadaire – Total = 7

Mois	Jan.	Fév.	Mar.	Avr.	Mai	Juin	Juil.	Août	Sept.	Oct.	Nov.	Déc.
α_{ECS}^m	1,26	1,20	1,10	1,06	1	0,80	0,50	0,60	0,90	1,05	1,15	1,40

Tableau10- Répartition mensuelle – Total = 12

L'application de cette méthode permet de déterminer le profil de puisage heure par heure d'un ensemble de logements avec production d'eau chaude sanitaire collective sur une année type complète, en appliquant (V.1) pour chaque heure h du jour j et du mois m .

$$B_{ECS}(h) = 2 \cdot n_{occ} \cdot \alpha_{ECS}^h(h) \cdot \alpha_{ECS}^j(j) \cdot \alpha_{ECS}^m(m) [kWh] \quad (V.1)$$

Comme précisé plus haut, plus le nombre d'occupants est élevé et plus leurs comportements agrégés se rapprocheront de la moyenne, donc plus la méthode conduira à une représentation adéquate de la réalité. Cette modélisation est particulièrement adaptée aux logements collectifs, avec un nombre d'occupants relativement important. Nous préconisons son utilisation à partir de 10 occupants.

8.3. PROFILS ECS EN LOGEMENTS INDIVIDUELS

En logement individuel, le profil de consommation d'eau chaude sanitaire concerne un nombre réduit d'occupants, généralement une famille, comportant généralement bien moins de 10 personnes. La méthode proposée dans le paragraphe précédent, qui conduit à la modélisation d'un comportement moyen, ne peut être utilisée en individuel car les puisages d'eau chaude sanitaire sont par nature discrets, et seule leur agrégation peut conduire au comportement illustré précédemment. Dans le cas des logements individuels, il est nécessaire de revenir à la définition discrète des puisages d'ECS : puisage pour bain, douche, vaisselle, lavage des mains, lavage du sol, etc.

L'étude bibliographique entreprise n'a pas permis d'identifier de publication donnant des profils de puisages adaptés à des logements individuels. En revanche, la norme NF-EN 13203-2 (2006) concernant l'évaluation des consommations énergétiques des appareils à combustible gazeux définit six cycles de puisages journaliers, représentant un nombre de puisages caractérisés (lavage de main, vaisselle, bain, douche, etc.). Les puisages de ces cycles sont donnés en énergie puisée à un instant donné. Par exemple, un puisage de type « douche », soit une énergie de 1.4 kWh, commence à 7h15. On peut aisément convertir cette énergie en volume d'ECS à une température donnée, par exemple 60°C, à partir de la température d'eau de ville prise égale en moyenne à 10°C, et de la capacité calorifique de l'eau. La durée du puisage n'est pas indiquée, seule l'énergie puisée est mentionnée.

Il est à noter que ces cycles sont définis dans la norme pour tester des appareils de production d'ECS fonctionnant à combustible gazeux, et non pour représenter le comportement d'utilisateurs. Néanmoins, notre connaissance des profils de puisages en logement individuel et l'étude bibliographique entreprise montre une bonne cohérence avec les profils attendus. C'est pourquoi nous les avons retenus comme profils de puisage en logement individuel. En particulier, les cycles de puisage n°2 et 3 de la norme correspondent à un besoin total journalier respectivement de 5.8 et de 11.7 kWh. D'après les ordres de grandeur identifiés en 8.1, cela représentera respectivement la consommation d'un logement

standard de trois personnes et de cinq/six personnes. Ces deux cycles de puisages sont représentés sur la Figure V.10 du chapitre V.

En comparant cette figure avec la répartition des puisages d'ECS en logement collectifs (Figure5), il apparaît évident de prendre en compte la spécificité des comportements discrets des occupants d'un seul logement.

9. ANNEXE 9

CONTENU CO₂ DE L'ÉLECTRICITÉ

Données de production

RTE propose en téléchargement libre sur son site internet³ les données de production de l'électricité acheminée par le réseau public. Ces données indiquent, pour chaque heure de l'année, la production totale nette injectée sur le réseau et par type de moyen de production, réparti en cinq groupes (Nucléaire ; Charbon + Gaz ; Fioul + Pointe ; Hydraulique et Autres). D'après le site, « les données de réalisation sont construites à partir de télémesures sur le réseau de RTE ». Ces données sont tracées pour les deux journées du 1^{er} et 2 décembre 2008 sur la Figure 6.

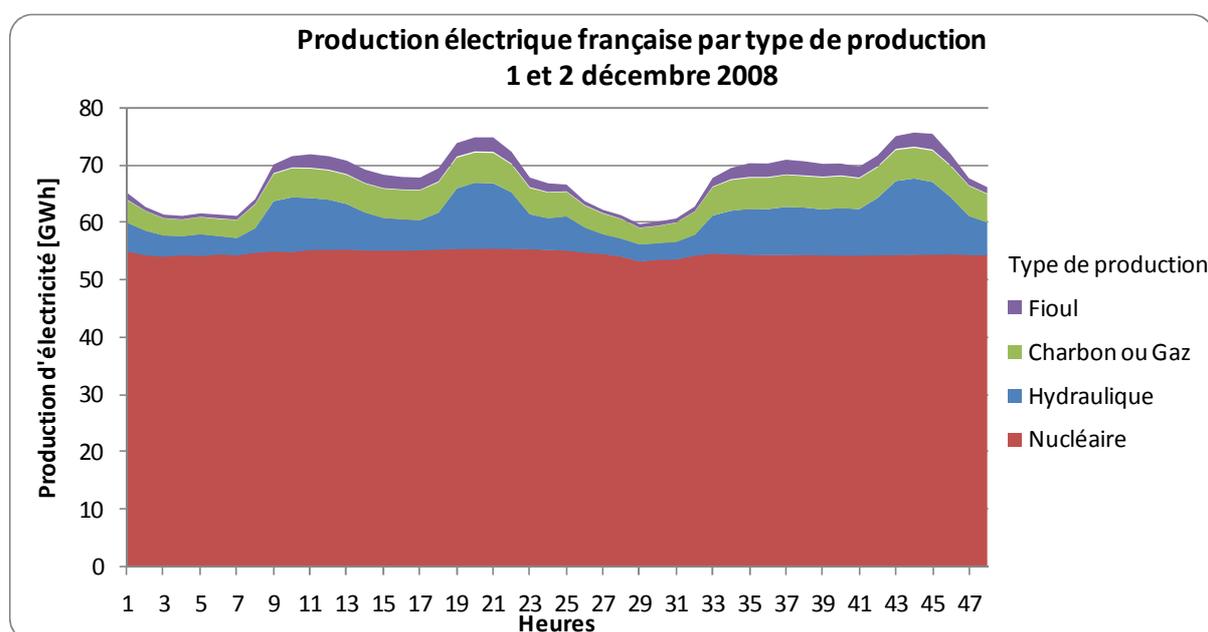


Figure 6 - Répartition de la production électrique française sur deux jours d'hiver

Pour déterminer le contenu CO₂ moyen de l'électricité acheminée en France, on se propose de pondérer ces données par un facteur moyen d'émissions CO₂ par type de production.

Emissions CO₂ lors de la production

L'étude bibliographique entreprise a montré que des données de contenu CO₂ de l'électricité sont disponibles concernant les usages de l'électricité et les entreprises productrices. On identifie ainsi, parmi les méthodes d'évaluation du contenu carbone de l'électricité :

- le contenu moyen par *usage* sur la base de l'*historique*, élaborée par l'ADEME et EDF, et dont les résultats sont présentés dans une note de cadrage (EDF, 2005) ;
- le principe du contenu marginal en CO₂ de l'électricité, qui repose sur l'identification du moyen de production marginal qui servira à couvrir tout accroissement de la demande électrique (ADEME & RTE, 2007) ; et

³http://www.rte-france.com/espace_clients/fr/visiteurs/vie/prod/realisation_production.jsp [En ligne].
Dernière consultation le 16 mars 2009.

- les moyennes annuelles de contenu CO₂ du kilowattheure électrique produit, pour les principaux producteurs d'énergie européens (PriceWaterhouseCoopers&Enerpresse, 2008).

En revanche, les facteurs d'émissions par type de production, qui sont essentielles pour convertir les données de production fournies par RTE en émissions CO₂, sont plus difficilement accessibles, et ne sont pas homogènes dans le corpus identifié. Nous avons ainsi identifié plusieurs sources qui proposent des valeurs sensiblement différentes de contenu CO₂ du kilowattheure d'électricité produit ; parmi celles-ci, nous avons retenu deux sources sensiblement convergentes : la méthode du Bilan carbone (Ademe, 2007), et les données du rapport sur les installations de cogénération sous obligation d'achat du Ministère des Finances et de l'Industrie (Langlois-Berthelot *et al.*, 2007).

Les valeurs retenues pour chaque type de production sont les valeurs moyennes de ces deux sources. Elles sont présentées dans le Tableau 11, à gauche pour les moyens de production pris séparément, et à droite pour les catégories de production RTE.

Filière	Emissions moyennes [g CO ₂ /kWh]	Filière "RTE"	Emissions moyennes [g CO ₂ /kWh]
Gaz	411	Nucléaire	4
Fioul	745	Charbon + Gaz	664
Charbon	917	Fioul + Pointe	745
Hydraulique	2	Hydraulique	2
Nucléaire	4		
Eolien	11		

Tableau 11- Contenu CO₂ de l'électricité produite, en fonction de la filière de production

La disparité des résultats d'émissions de CO₂ lors de la production électrique à partir de gaz naturel nous paraît provenir de la différence entre centrale thermique classique à gaz et cycles combinés à gaz, pour lesquels les rendements sont beaucoup plus élevés, pouvant atteindre 55 à 60 % (Zahoranski, 2004).

Or, il y a à l'heure actuelle très peu de centrales à cycle combiné en fonctionnement sur le territoire français. Les moyens de productions regroupés dans la catégorie « Charbon + Gaz » proposée par RTE sont avant tout des centrales à charbon, une centrale de gaz de haut fourneau et quelques turbines à combustion.

Ainsi, les facteurs trouvés dans la littérature (pourtant française) ne nous semblent pas correspondre à la réalité de la production, qui s'approcherait plutôt de centrales thermiques classiques.

Validité de l'analyse en contenu CO₂ de l'électricité

Comme il a été précisé plus haut, les données concernant le contenu carbone de l'électricité sont rares, et souvent divergentes. En particulier, EDF publie de nombreux chiffres « officiels » qui divergent. Nous trouvons ainsi :

- « le parc français n'a émis que 38.1 grammes [de CO₂] par kWh en 2008 » (Groupe EDF, 2009) ;
- « la fourniture d'un kWh d'électricité par EDF en 2008 a induit l'émission de 53.2 grammes de gaz carbonique (CO₂) » (EDF, 2009b) ;

- enfin, en calculant la moyenne de l'indicateur mensuel de gaz à effet de serre en gramme équivalent CO₂ par kWh au cours l'année 2008 (EDF, 2009a), on obtient 42,8 gCO₂.kWh_{él}⁻¹.

Ainsi, les divergences constatées dans les sources officielles d'EDF sont supérieures à celles entre notre méthode et les données mensuelles de contenu carbone de l'électricité. Par conséquent, l'écart subsistant entre notre méthode de détermination du contenu CO₂ de l'électricité horaire et les données EDF est jugé non significatif, et nous retenons la méthode proposée, en particulier on cherche à représenter *la variation* de ce contenu CO₂ horaire en fonction des moyens de production mobilisés dans le cadre de notre problématique. En effet, c'est cette analyse qui est déterminante pour évaluer l'impact de la production décentralisée d'électricité sur le réseau et son bilan carbone global.

Approche moyenne – Approche marginale

L'approche qui a été adoptée dans l'ensemble de ce paragraphe est relative à l'approche *moyenne*, basée sur des productions et des contenus CO₂ moyens horaire. Orphelin (1999) discute l'adoption d'une approche *marginale*. Il précise que le coût de fourniture d'un kilowatt électrique est très dépendant de la période pendant laquelle il est appelé, rendant les notions de kilowatt et de kilowattheure marginaux prépondérantes. L'auteur définit le coût marginal comme le coût que fait supporter à la compagnie électrique l'utilisateur qui décide de consommer une unité supplémentaire du bien (pour l'électricité, 1 kWh sur une période donnée).

On doit considérer deux concepts de coûts marginaux. Le coût marginal de court terme est le surcoût de production, de transport et de distribution résultant d'une fourniture supplémentaire sur une période donnée, à capacités de production, de transport et de distribution inchangées. D'une façon générale, cette fourniture implique l'usage des moyens de production les plus coûteux en combustible, qui fonctionnent à régime partiel ou sont à l'arrêt au moment de la demande supplémentaire. Elle peut également impliquer la surcharge des réseaux de distribution, donc l'augmentation des pertes en ligne, voire des mesures exceptionnelles comme les chutes de tension ou la limitation de la fourniture.

Le surcoût marginal de long terme est le surcoût de production, de transport et de distribution résultant d'une fourniture supplémentaire, pour une année donnée, en supposant que la compagnie électrique est capable de modifier ses capacités. Il représente donc les coûts d'utilisation (coût fixe et coût proportionnel) des ouvrages permettant de satisfaire à moindre coût cette demande supplémentaire (Decré&Chefdeville, 1995).

De la même manière que pour les coûts, on peut introduire la notion de pollution marginale, qui permet de traduire au mieux les impacts d'une modification de structure de la demande. La rentabilité d'une action et son impact doivent être appréhendés d'une manière dynamique sur la courbe de charge (Orphelin, 1999).

L'approche marginale appliquée à l'électricité conduit à des niveaux de contenu CO₂ de l'électricité supérieurs d'un ordre de grandeur 5 à 10 fois par rapport à l'approche moyenne, situant le contenu CO₂ marginal de l'électricité française entre 500 et 600 gCO₂.kWh⁻¹ (Ademe& RTE, 2007).

Nous pensons que l'approche marginale est en effet adaptée à l'étude de l'impact des micro-générateurs sur le réseau en l'état actuel, en ce sens que l'électricité produite et autoconsommée (au moins à l'échelle du quartier) vient en déduction de l'électricité à produire par les moyens centralisés. La logique économique voulant que cette économie soit

répercutée sur les moyens de production les plus coûteux, qui se trouvent être les plus émetteurs de CO₂, cette production va mécaniquement générer une diminution des émissions CO₂ de l'ordre du contenu marginal de l'électricité.

10. ANNEXE 10

PUISSANCE THERMIQUE EN PHASE DE REFROIDISSEMENT

Le comportement de la puissance thermique en phase de refroidissement est rappelé sur la Figure 7. La question à laquelle on cherche à répondre ici est de savoir si la diminution brutale de puissance thermique entre 160 et 200 s sur les deux essais relève du comportement de la machine ou du banc d'essais.

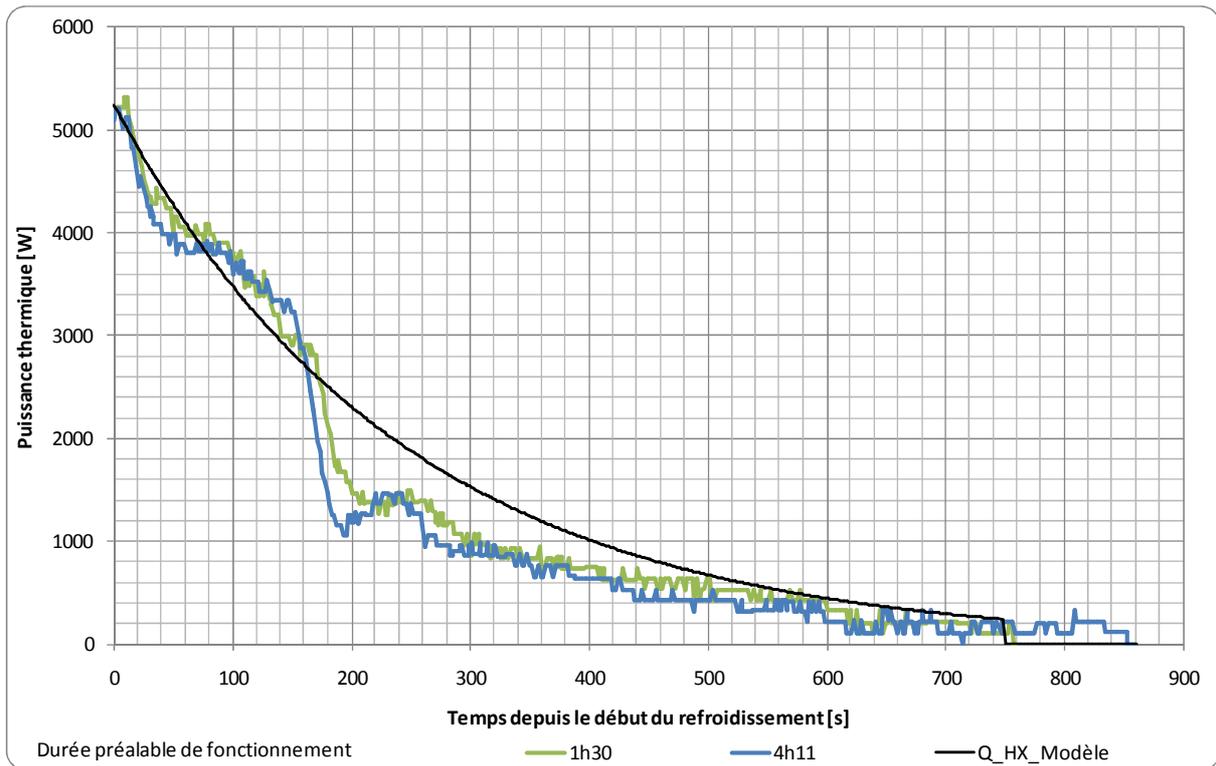


Figure 7 - Puissance thermique en phase de refroidissement

Les Figure 8 et Figure 9 donnent l'évolution respectivement du débit d'eau de refroidissement et des températures d'entrée et de sortie de l'eau de refroidissement pendant la phase de refroidissement. Le débit d'eau de refroidissement est maintenu sensiblement constant pendant toute la phase. En revanche, la température de départ de l'eau chute brusquement sur le même intervalle de temps, provoquant la baisse de puissance thermique observée. La régulation du banc d'essais régule la température de retour d'eau à 30°C, consigne qu'elle assure au degré près jusqu'à 200 s. La température de départ d'eau subit une baisse qui est liée au fonctionnement de la micro-cogénération. La désynchronisation du générateur a lieu environ 150 s après l'arrêt de la combustion. Nous supposons par conséquent que c'est l'arrêt du mouvement du piston, et donc du fluide de travail dans les chambres du moteur, qui provoque cette diminution de la température de sortie.

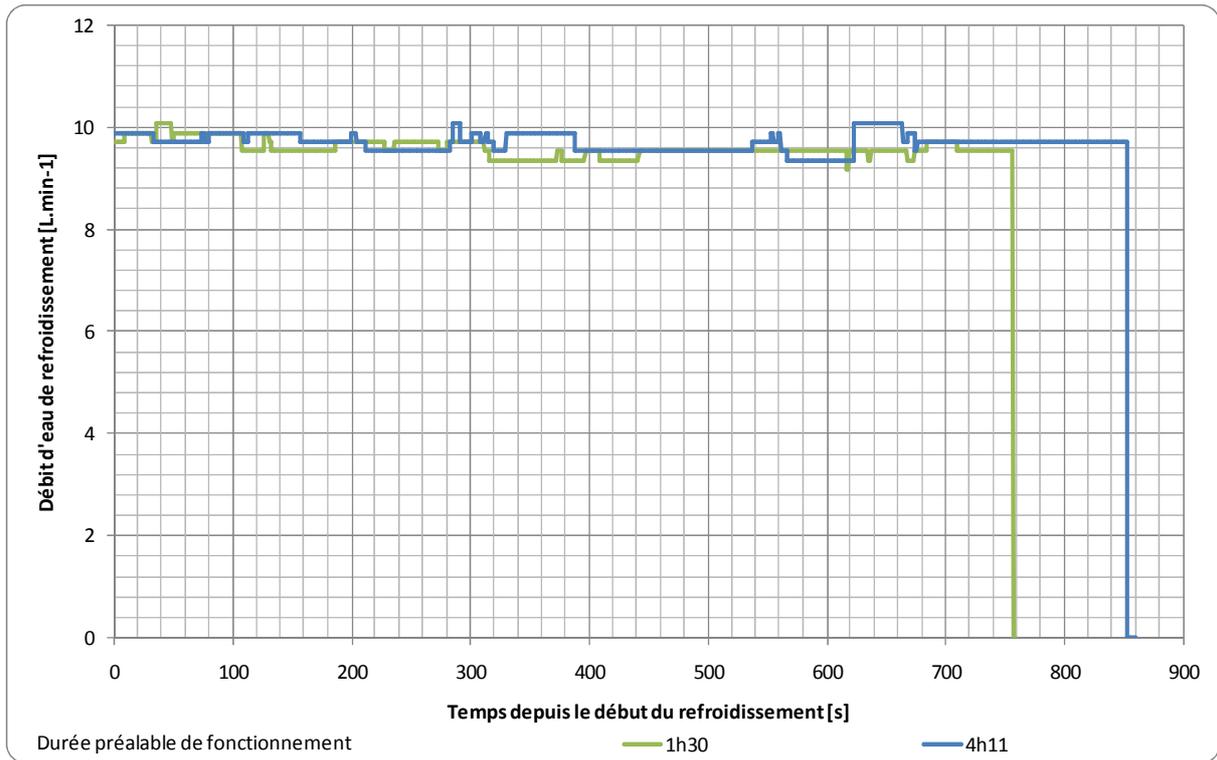


Figure 8 - Evolution du débit d'eau de refroidissement pendant la phase de refroidissement

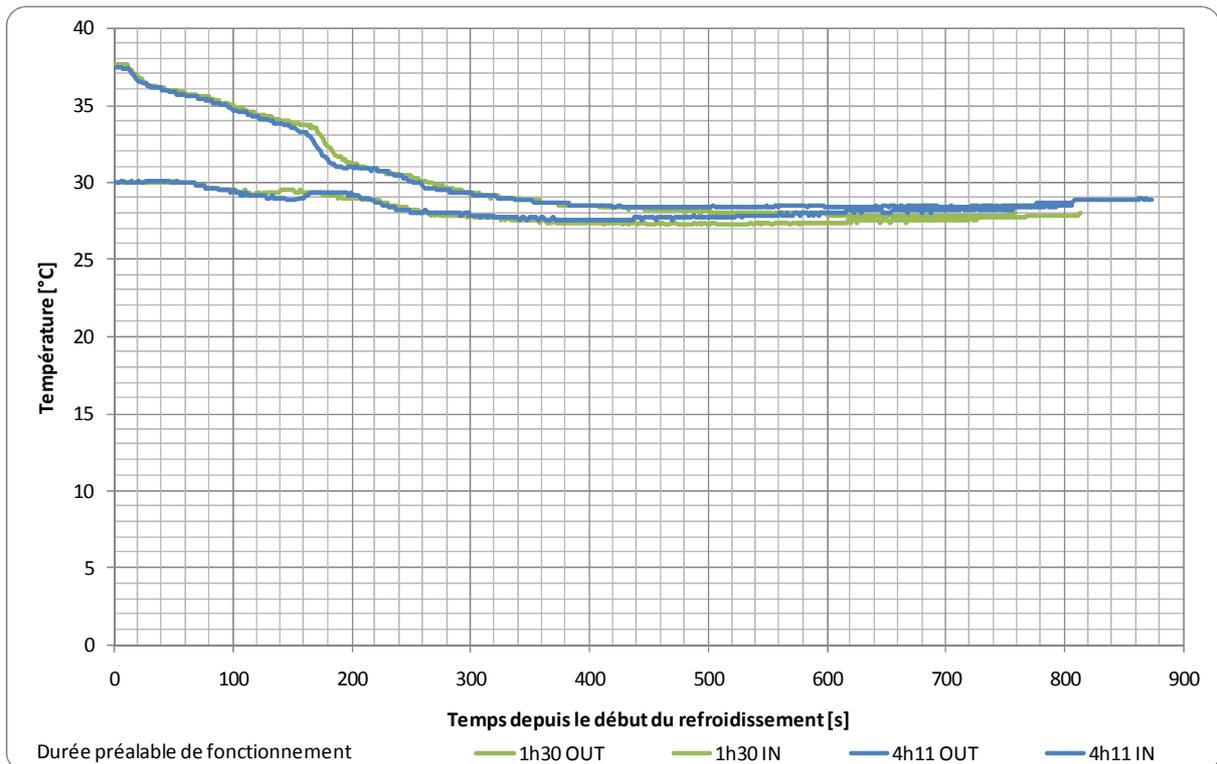


Figure 9 - Evolution des températures d'entrée et de sortie de l'eau de refroidissement pendant la phase de refroidissement

Optimisation systémique de micro-cogénérateurs intégrés aux bâtiments

RESUME : Les systèmes de micro-cogénération, émergents sur le marché, sont reconnus et encouragés dans de nombreux pays comme un outil de réduction de l'empreinte énergétique des bâtiments ainsi que des émissions de gaz à effet de serre. En France néanmoins, leur introduction et leur pérennisation rencontre un certain nombre de verrous, parmi lesquels un bilan économique et environnemental restant à évaluer précisément et une méconnaissance de la technologie par les acteurs de la filière : prescripteurs et maîtres d'ouvrage. Une modélisation numérique permettant l'intégration dans des environnements de simulation numérique de bâtiments et de systèmes a donc été élaborée.

Une campagne d'essais très détaillée sur une micro-cogénération à moteur Stirling fonctionnant au gaz a permis de simplifier le modèle en retenant les paramètres clés. On en a déduit une procédure d'identification à peu de paramètres réduisant au maximum les besoins expérimentaux pour le paramétrage tout en conservant une validité au modèle grâce à la prise en compte des phénomènes physiques et des données thermodynamiques accessibles dans la littérature.

Une fois le modèle établi paramétré et validé, on l'a intégré dans une plate-forme de simulation des systèmes de micro-cogénération couplés à des bâtiments. On y modélise les besoins thermiques, de chauffage et d'eau chaude sanitaire, et les besoins électriques de bâtiments, permettant le couplage avec le micro-cogénérateur et un stockage thermique. Ceci permet l'optimisation du dimensionnement et de la conduite du système en recourant à un programme dédié et en définissant une fonction de résultat qui associe performances énergétiques et environnementales.

Mots clés : systèmes de micro-cogénération, intégration bâtiment, couplage production-consommation, modèle numérique, caractérisation expérimentale, simulation dynamique.

Systemic optimisation of micro-cogenerators integrated to buildings

ABSTRACT: Micro-cogeneration systems appeared on the market in the last decades. They are recognised and stimulated in numerous countries as a mean of reducing the energy consumption and the green house gases emissions of buildings. In France however, their introduction and sustainability on the market is restrained by their economic and environmental analysis not yet precisely assessed, and by the fact that the technology is unknown from the architects and contractors. Thus, a numerical model that could be integrated in dynamic building and systems simulation software is created.

A detailed experimental campaign conducted on a Stirling-based gas fired micro-cogenerator enabled a simplification of the model by means of a selection of the relevant parameters. That way, an identification procedure with few parameters has been designed. It reduces the experimental needs to calibrate the model, but preserves the models validity, thanks to the modelling of physical phenomena and the use of thermodynamic properties found in the literature.

The calibrated and validated model has been integrated in a numerical tool for simulating micro-cogeneration systems coupled to buildings. The thermal needs of the building, for heating and hot domestic water purposes, as well as its electrical needs have been modelled. The building thus modelled has been coupled with the micro-cogenerator and a thermal storage. A cost function that associates energetic and environmental performances has been defined. This permits the optimisation of the sizing and operation of the building-integrated system.

Keywords : micro-cogeneration systems, building integration, production-consumption coupling, numerical model, experimental characterisation, dynamic simulation.